

**Секция «Повышение эффективности использования  
энергоресурсов на промышленных предприятиях  
и в тепловых сетях»**

*Председатель: д.т.н., проф. Созинов В.П.*

*Зам. председателя: к.т.н., проф. Субботин В.И.*

*Д.В. Жуков, нач. ПТС структурного подразделения  
«Тепловые сети» Омского филиала ОАО «ТГК-11»*

**ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗРАБОТКИ ДИСПЕТЧЕРСКОГО  
ГРАФИКА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК СИСТЕМ  
ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Основной задачей регулирования в системах теплоснабжения является поддержание температуры воздуха внутри отапливаемых помещений в заданных допустимых пределах при изменении внешних и внутренних возмущающих факторов.

Системы централизованного теплоснабжения (СЦТ) крупных городов характеризуются своей сложностью, разнородностью тепловых нагрузок и разнообразием схем их присоединения, большой протяженностью тепловых сетей, инерционностью тепловых процессов, сложностью организации гидравлических режимов, низкой гидравлической устойчивостью и т.д. В двухтрубных схемах тепловых сетей СЦТ применяется, как правило, качественное регулирование по отопительной либо совмещенной нагрузке, в основу которого положен принцип изменения температуры теплоносителя при изменении температуры наружного воздуха.

В соответствии с основными направлениями развития тепло- и электроэнергетики наряду с повышением надежности тепловых сетей и снижением тепловых потерь в системах транспорта также предполагается широко внедрять автоматизированные системы диспетчерского управления тепловыми сетями и автоматизацию систем теплоснабжения с переходом на количественно-качественное регулирование [1].

Повсеместная автоматизация систем теплоснабжения в условиях низкой гидравлической устойчивости приведет к существенной переменности гидравлических режимов, в связи с чем возрастают требования к организации и оперативному управлению тепловыми и гидравлическими режимами СЦТ.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации» температура воды в подающей линии водяной тепловой сети в соответствии с графиком задается по усредненной температуре наружного воздуха за про-

межутков времени в пределах 12–24 ч, определяемый диспетчером тепловой сети в зависимости от длины сетей, климатических условий и других факторов [2]. В связи с отсутствием разработанных методик и рекомендаций определение задаваемых параметров теплоносителя (температура, давление) и времени задания, как правило, осуществляется на основе опыта и интуиции диспетчера.

Анализ динамики изменения среднесуточной температуры наружного воздуха в городе Омске в отопительные периоды показывает, что изменение температуры носит случайный характер, при этом в отдельные периоды имеет место значительные амплитуды изменения суточных температур (до  $15\div 17$  °С), что при качественном регулировании предполагает изменение температуры в подающих трубопроводах более 30 °С.

Постоянные изменения внешних возмущающих факторов приводят к необходимости изменения тепловой нагрузки, режимов и состава работающего оборудования ТЭЦ, а также к возникновению знакопеременных напряжений в трубопроводах тепловых сетей, что увеличивает вероятность их повреждений и снижает надежность. В целях исключения негативных моментов при оперативном регулировании тепловых нагрузок в тепловых сетях Омского филиала ОАО «ТГК-11» с 2009 года применяется регулирование с учетом динамических характеристик системы теплоснабжения, аккумулирующих способностей зданий, что позволило в определенных пределах изменения внешних факторов увеличить периода регулирования до 24–72 часов и более. При этом увеличение периода практически не влияет на качество теплоснабжения потребителей, что дает возможность эксплуатировать оборудование тепловых источников и тепловых сетей в более «мягком» режиме [3].

Учитывая дальнейшее увеличение доли оснащения систем теплопотребления системами автоматизации и переход на количественно-качественное регулирование, остро встает вопрос об оптимизации диспетчерского графика и регулирования теплогидравлических режимов с целью качественного теплоснабжения потребителей и исключения аварийных ситуаций в СЦТ.

Для оценки влияния основных возмущающих факторов и упрощения процесса разработки диспетчерского графика тепловых нагрузок, повышения эффективности работы СЦТ разработана динамическая теплогидравлическая модель, учитывающая динамические свойства системы теплоснабжения, степень автоматизации и динамику изменения внешних климатических условий, а также потребления энергоресурсов.

На рис. 1 представлена структурная схема СЦТ. Внешние климатические возмущающие факторы, такие как скорость ветра и солнечная ра-

диация, могут быть приведены к температуре наружного воздуха  $t_{нв}$  через эквивалентные поправки [4].

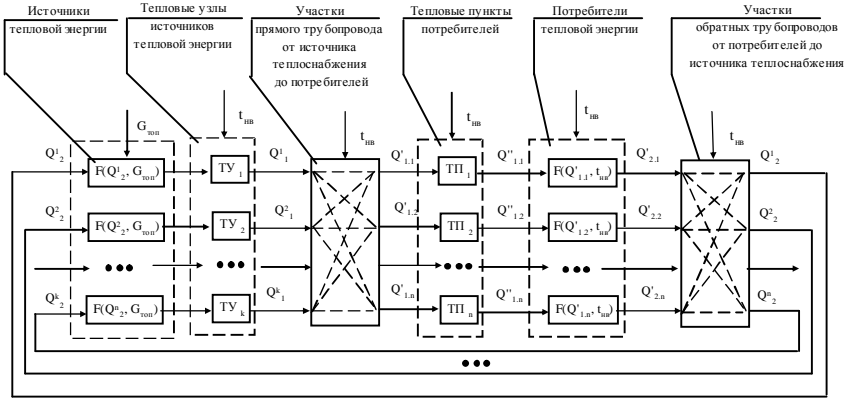


Рис. 1. Структурная схема системы теплоснабжения

Тепловая сеть рассматривается как гидравлическая модель, которая основывается на теории гидравлических цепей [5]. В системе теплоснабжения с автоматическими регуляторами тепловой нагрузки принимается, что режим движения установившийся, так как переходный режим от работы систем автоматического регулирования намного инерционнее.

На каждом участке имеет место квадратичный закон гидравлического сопротивления:

$$h_i + H_i = s_i x_i^2, \quad (1)$$

где  $x_i$  – неизвестный расход теплоносителя на участке  $i$ ;  $s_i$  – гидравлическое сопротивление участка  $i$ ;  $h_i$  – напор на участке  $i$ ;  $H_i$  – действующий напор (в случае пассивной ветви  $H_i = 0$ ).

Для заданной гидравлической схемы строится система уравнений, полученная из двух сетевых законов Кирхгофа [5]:

1) Соблюдение материального баланса в каждом узле  $j$ :

$$\sum_j x_i = V_j, j = 1, \dots, m, \sum_{j=1}^m V_j = 0, \quad (2)$$

где  $V_j$  – расход теплоносителя в узле  $j$ .

2) Суммарное изменение напоров для любого контура равняется нулю:

$$\sum_c h_c = 0, \quad c = 1, \dots, k. \quad (3)$$

В зависимости от схем присоединения систем отопления и горячего водоснабжения (ГВС), а также наличия средств автоматизации, применяются различные модели функционирования, основанные на характеристическом уравнении теплообменных аппаратов [6]:

$$Q = \varepsilon W_M \nabla, \quad (4)$$

где  $\varepsilon$  – безразмерная удельная тепловая нагрузка теплообменного аппарата;  $W_M$  – меньшее значение теплового эквивалента расхода теплоносителя;  $\nabla$  – максимальная разность температур теплоносителей (на входе и на выходе из теплообменного аппарата).

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_B} + b + \frac{1}{\omega}} \leq \varepsilon_*, \quad (5)$$

где  $a, b$  – постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменном аппарате;  $\omega$  – режимный коэффициент;  $\varepsilon_*$  – безразмерная удельная тепловая нагрузка теплообменного аппарата с бесконечно большой поверхностью.

Потребители тепловой энергии в общем случае могут быть представлены тепловыми нагрузками как постоянными расчетными, так и функциональными зависимостями.

Нестационарный тепловой баланс воздуха в отапливаемом здании описывается дифференциальным уравнением следующего вида:

$$c_B \rho_B V_B \frac{dt_B(\tau)}{d\tau} = \sum_i Q_i(x_i, \tau), \quad (6)$$

где  $c_B$  – теплоемкость воздуха внутри помещений, Дж/(кг·°C);  $\rho_B$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $V_B$  – объем воздуха внутри помещения, м<sup>3</sup>;  $t_B$  – температура воздуха внутри помещений, °C;  $\tau$  – время, с;  $\sum_i Q_i(x_i, \tau)$  – суммарная тепловая энергия, поступившая в помещения, Вт.

Суммарная тепловая энергия определяется из теплового баланса:

$$\sum_i Q_i(x_i, \tau) = Q_{от} - Q_{тп} - Q_{инф} + Q_{вн}, \quad (7)$$

где  $Q_{от}$  – количество тепловой энергии от системы отопления, Вт;  $Q_{тп}$  – потери тепловой энергии через ограждающие конструкции за счет теплопроводности, Вт;  $Q_{инф}$  – потери тепловой энергии за счет инфильтрации, Вт;  $Q_{вн}$  – внутренние тепловыделения, Вт.

С помощью данной модели можно найти оптимальное сочетание компонентов вектора управляющих параметров  $U(\tau)$  в любой период времени и определять оптимальную задаваемую диспетчером температуру. На входе модели задаются возмущающие воздействия  $V(\tau)$ , на выходе получаются температурные параметры в элементах СЦТ  $T(\tau)$  [7].

В качестве примера на рис. 2 представлена форма задания температуры на следующие сутки. В данной форме задаются фактические температуры наружного воздуха за предыдущий (сутки X-1) и текущий (сутки X) периоды, а также прогнозные температуры наружного воздуха на следующий период регулирования (сутки X+1). На основе этих температур определяется задание по температуре на период регулирования.

Рис. 2. Примерная форма задания температуры

Также предусмотрена корректировка задания, которая может быть введена по внешней инициативе, либо при значительном отклонении фактических температур от прогнозных. Данная температура может быть задана на период регулирования либо, с учетом корректива, на несколько периодов. Далее осуществляется расчет гидравлических режимов с учетом работы автоматизации систем теплоснабжения, графика потребления горячего водоснабжения, в результате которого определяются тепловые и гидравлические режимы на тепловых узлах потребителей и ожидаемая температура внутри здания с учетом динамики изменения в предыдущие периоды и возможность применения данного задания. При изменении температуры внутри помещений в допустимых пределах полученный результат является заданием на период регулирования.

Таким образом, при автоматизации процесса разработки диспетчерского графика могут быть оптимизированы тепловые режимы и повышена эффективность функционирования СЦТ.

### Библиографический список

1. **Основные** положения (концепция) технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 г. // Новое в российской электроэнергетике, №5, 2008. с. 5-10.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: НЦ ЭНАС, 2008. – 264 с.
3. **Жуков Д.В., Дмитриев В.З.** Повышение эффективности работы систем централизованного теплоснабжения путем оптимизации теплогидравлических режимов. – В сб. «Труды ВНИК «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем» - Энерго – 2010. В 2 томах. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. - Т.1. с. 304. ил. С. 229-232.
4. **Чистович С.А.** Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1975. – 160 с.
5. **Меренков А.П., Хасилев В.Я.** Теория гидравлических цепей. – М.: Наука, 1985.
6. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов: 7-е изд. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.: ил.
7. **Жуков Д.В.** Математическое моделирование в задачах диспетчерского управления тепловыми режимами систем централизованного теплоснабжения / Материалы II Всерос. науч. конференции «Научное творчество XXI века» с международным участием (г. Красноярск, март 2010 г.) // В мире научных открытий. – Красноярск: Научно-инновационный центр, 2010. - №4(10). - Ч.13. - С. 124-126.

*В.З. Дмитриев, директор; Г.А. Побегаева, к.т.н., инж.  
(СП «Тепловые сети» Омского филиала ОАО «ТГК-11»)*

## **РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ ТЕПЛОИСТОЧНИКОВ ОМСКОГО ФИЛИАЛА ОАО «ТГК-11»**

В общегородском разрезе теплоснабжение промышленности и жилищно-коммунального сектора обеспечивается как от тепловых источников Омского филиала ОАО «ТГК-11», так и от муниципальных, промышленных и прочих котельных, а также теплогенераторами. При этом нагрузки теплоснабжения распределяются между указанными источниками примерно в соотношении – 57; 37 и 6 %, соответственно.

До 70 % тепловой нагрузки системы централизованного теплоснабжения (СЦТ) города Омска обеспечивается пятью тепловыми источниками Омского филиала ОАО «ТГК-11» (присоединенная нагрузка в горячей воде к тепловым сетям составляет порядка 3030 Гкал/ч по средней нагрузке ГВС без учета прямых коллекторных потребителей). На трех теп-

ловых источников: ТЭЦ-3, ТЭЦ-4, ТЭЦ-5 выработка электроэнергии (ЭЭ) и тепловой энергии (ТЭ) осуществляется по комбинированному циклу.

Тепло и теплоноситель от источников ОАО «ТГК-11» распределяются потребителям по магистральным и квартальным тепловым сетям. Протяженность магистральных тепловых сетей Омского филиала ОАО «ТГК-11» составляет 270,8 км тепловых сетей в двухтрубном исчислении средним диаметром 574 мм. Протяженность распределительных тепловых сетей на балансе муниципального предприятия (МП) г. Омска «Тепловая компания» и других собственников – 942 км в двухтрубном исчислении. Для увеличения пропускной способности тепловых сетей имеется 13 перекачивающих насосных станций (ПНС), на которых установлено 53 сетевых насоса мощностью от 250 до 630 кВт, предназначенные для понижения давления в обратных трубопроводах потребителей.

Основными потребителями ТЭ являются промышленные, жилые, административные и культурно-бытовые объекты. К тепловым сетям от теплоисточников Омского филиала ОАО «ТГК-11» подключено 14331 тепловых пунктов, в том числе 59 ЦТП и ТПНС. Присоединение потребителей к тепловым сетям выполнено в основном по зависимой схеме, лишь небольшая часть (около 3 %) подключена по независимой схеме через ИТП и ЦТП. Горячее водоснабжение (ГВС) потребителей осуществляется по открытой (50 %) и закрытой схемам (50 %).

### ***Общая информация по источникам комбинированной выработки тепла и электроэнергии Омского филиала ОАО «ТГК-11».***

Омская энергосистема дефицитна по выработке ЭЭ и 40 % потребляемой мощности подпитывает перетоками от Единой энергосистемы Российской Федерации и энергосистемы Казахстана. В городе имеется возможность снизить величину покупной ЭЭ путем увеличения установленной электрической мощности ТЭЦ-3 за счет строительства ПГУ-90 и раскрепощения мощностей Омской ТЭЦ-4 путем строительства дюзера под тепло-трассу через реку Иртыш для передачи ТЭ на Левый берег – зону наиболее интенсивного строительства в городе Омске.

Если в первые годы после перестройки размеры средств на реконструкцию и капитальный ремонт теплоэнергетического оборудования были ничтожно малы, то начиная с 2007 года, когда Омский филиал ОАО «ТГК-11» вошел в международную энергетическую корпорацию «ИНТЕР «РАО ЕЭС»», возможности инвестиционной политики позволяют сегодня решить эти вопросы.

Данные об установленной, располагаемой и рабочей электрической и тепловой мощности ОФ на 01.01.2011 года представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. **Баланс электрической мощности**

Теплоцентрали	Установленная мощность, МВт	Располагаемая мощность, МВт	Рабочая мощность, МВт
ТЭЦ-3	350,0	344,0	250,3
ТЭЦ-4	535,0	380,0	287,9
ТЭЦ-5	695,0	695,0	562,9
Итого:	1580	1419	1101,1

Таблица 2. **Баланс тепловой мощности**

Теплоисточники	Установленная мощность, Гкал/ч	Собственные нужды, Гкал/ч	Располагаемая мощность (РМ), Гкал/ч	Присоединенная тепловая нагрузка, Гкал/ч	Коэффициент использования РМ, %	Перспективная нагрузка (до 2015), Гкал/ч
ТЭЦ-2	416,7	9,8	406,9	283,4	68	323,6
ТЭЦ-3	1430,0	35	1395	798,4	57	866,4
ТЭЦ-4	1500,0	45	1455	217,4	15	232,4
ТЭЦ-5	1735,0	50	1685	1254,3	74	1495,7
КРК	585,0	15	570	476,0	84	682,7
Итого:	5666,7	154,8	5511,9	3029,5	55	3600,8

### ***Зоны действия источников теплоснабжения ОФ ОАО «ТГК-11».***

СЦТ Омского филиала ОАО «ТГК-11» состоит из пяти секционированных зон действия источников тепла, практически охватывающих всю территорию города, обслуживаемую четырьмя тепловыми районами.

В связи с недостаточной мощностью КРК, обеспечивается доставка тепла на Левый берег в зону действия КРК по резервной связи, проходящей через р. Иртыш по Восточному лучу от ТЭЦ-3 и по Северному лучу от ТЭЦ-5. Также имеются резервные связи с наличием секционирующих задвижек между тепловыми сетями ТЭЦ-3 и ТЭЦ-5, ТЭЦ-2 и ТЭЦ-5, что позволяет перераспределять тепловые нагрузки между теплоисточниками. Существующая СЦТ от ТЭЦ-4, образованная на базе Омской ТЭЦ-4, не имеет связей с тепловыми сетями других теплоисточников и является локальной.

Из данных табл. 2 очевидно, что коэффициент использования располагаемой тепловой мощности в горячей воде наименьший у ТЭЦ-4 – 15 % и ТЭЦ-3 – 57 %.

На рис. 1 представлены зоны действия СЦТ от пяти источников теплоты Омского филиала ОАО «ТГК-11», на котором показано возможное строительство дюзера через реку Иртыш для переброски тепла с ТЭЦ-4 на Левый берег в зону действия КРК, что целесообразно до решения вопроса о строительстве новой ТЭЦ-6.



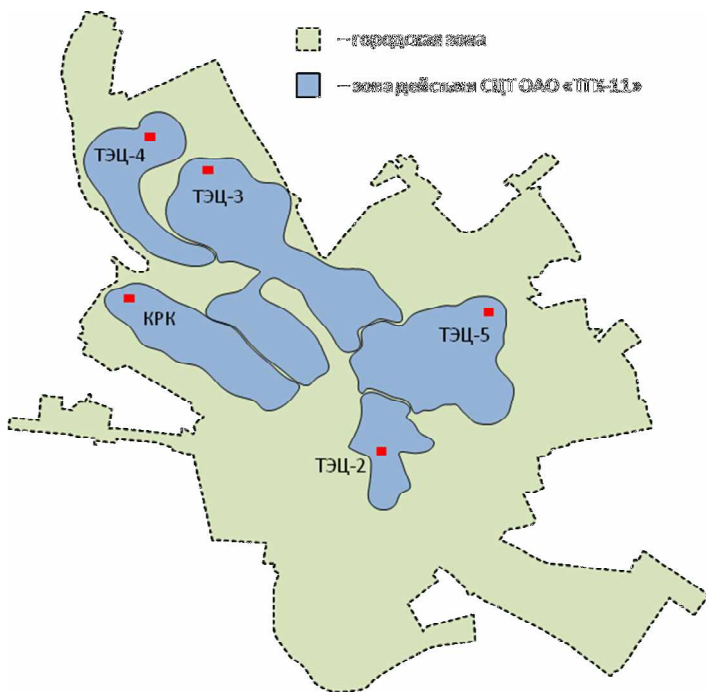


Рис. 1. Зоны действия СЦТ от ТЭЦ-2, ТЭЦ-3, ТЭЦ-4, ТЭЦ-5, КРК

### ***Реконструкция СЦТ от теплоисточников ОФ ОАО «ТГК-11».***

Низкая тепловая нагрузка ТЭЦ-4, равная 15 % от располагаемой мощности является причиной убыточности, приносящая прямой ущерб Омскому филиалу ОАО «ТГК-11» порядка нескольких сотен млн. руб. ежегодно.

Кардинальное решение проблемы, позволяющей исключить убыточное производство ЭЭ на ТЭЦ-4, является необходимость раскрепощения 254 МВт электрической мощности, и подключения дополнительной тепловой нагрузки до 800 Гкал/ч, которая необходима городу в Левобережной зоне. Одновременно это позволит снизить удельные расходы условного топлива на выработку ЭЭ на тепловом потреблении, загрузить теплофикационные отборы турбин и использовать отработанный пар от турбин с противодавлением.

Строительство дюкера для прокладки теплотрассы через р. Иртыш условным диаметром 1200 мм, строительство ПНС-14 на Левобережье по укрупненным показателям в ценах 2011 года оценивается около 6 млрд. руб.

Решая вопрос передачи тепла от ТЭЦ-4 на Левый берег, надо одновременно рассматривать вопрос о замене дорогостоящего импортного высококалорийного низкокалорийного каменного угля Экибастузского месторождения (Республика Казахстан) на более качественный уголь Канско-Ачинского месторождения (Сибирь) для решения проблемы золоотвала. При этом на ТЭЦ-4 потребуется реконструкция котельных агрегатов для использования технологии сжигания угля в кипящем слое. В этом случае капитальные затраты составят порядка 50 % от первоначальной стоимости котельных агрегатов. Экономические расчеты показывают очевидную экономическую выгоду от реализации этого проекта.

В инвестиционную программу ОАО «ТГК-11» 2011-2015 гг. заложены затраты в размере 5 млрд. руб. на реконструкцию Омской ТЭЦ-3 для строительства энергоблока ПГУ-90. Такой энергетический блок является парогазовой установкой, построенной по дубли-блочной схеме с двумя контурами давления пара, предназначенной для производства ЭЭ и ТЭ в полупиковом режиме работы на тепловом потреблении. ПГУ-90 позволит ликвидировать дефицит тепла на Левобережье в размере 155 Гкал/ч. Реализация этого проекта уже началась. Для пропуска дополнительного тепла от ТЭЦ-3, в инвестиционной программе заложены средства на реконструкцию тепловых сетей:

- расширение Восточного луча от ТЭЦ-3 путем прокладки теплотрассы 1хДу 1000 мм длиной 1000 м для использования в режиме подающего трубопровода, перевод два существующих 2хДу 800 мм в режим обратного (Ду – условный диаметр);

- реконструкция Северного луча от ТЭЦ-3 2хДу 800 мм длиной 1200 м;

- расширение теплотрассы «Прибрежная» путем строительства первого участка 2хДу 700 мм и второго участка 2хДу 400 мм общей протяженностью 1400 м;

- реконструкция существующей теплотрассы на территории Христорождественского собора 2хДу 700, 500, 400 мм общей протяженностью 980 м.

А также по ТЭЦ-5 предполагается соединение существующей теплотрассы Релеро с ПНС-8 посредством строительства магистральных трубопроводов 2хДу 800 мм длиной 3200 м, что существенно повысит экономичность и надежность СЦТ г. Омска.

*Д.Н. Жук, инж.  
(РУП «Витебскэнерго», филиал Оршанская ТЭЦ)*

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

С 2005 г. в г. Орша, как и по всей республике Беларусь, в рамках выполнения постановления № 1820 Совета министров РБ, осуществлялось массовое оснащение отопительных систем и установок горячего водоснабжения приборами регулирования расхода тепловой энергии. К осенне-зимнему периоду 2009–2010 гг. доля охвата регуляторами температуры на отопление по зоне Оршанской ТЭЦ составила 90 %, на ГВС – 100 %. ОЗП 2005–2006 гг. – последний отопительный период, когда теплосети г. Орши и большинства иных теплоисточников, входящих в состав РУП «Витебскэнерго» настраивались и работали строго по эксплуатационным температурным графикам. Для г. Орши это соответственно 120/70 °С со срезками 95/63 °С. Режим отпуска тепла в указанный период соответствовал качественному методу регулирования.

Массовое внедрение РТ и, вследствие этого, переход на качественно-количественный метод регулирования отпуска тепла позволил теплотехнической группе ЦДС РУП «Витебскэнерго» разработать скорректированные температурные графики работы тепловой сети. Впервые режимной группой Оршанской ТЭЦ были выполнены гидравлические расчеты и осуществлена наладка тепловых сетей с учетом скорректированных графиков.

При этом основные изменения коснулись графика нормативной температуры обратной сетевой воды от систем отопления. Вместо классического графика температур сетевой воды в обратном трубопроводе при  $t_{2p} = 70$  °С был применен график, скорректированный в сторону уменьшения в соответствии с прилагаемой номограммой (рис. 1).

Это позволило выдерживать расходы по зонам теплоснабжения большинства теплоисточников Витебской энергосистемы по расчетному температурному графику 150/70 °С, а работать по более низким эксплуатационным графикам (115/70 °С, 120/70 °С).

Возможность его применения обусловлена наличием существовавших резервов в системах теплоснабжения города – выполненных с запасом поверхностях систем отопления, дополнительном, по сравнению с проектным, утеплением объектов, завышенными договорными нагрузками.

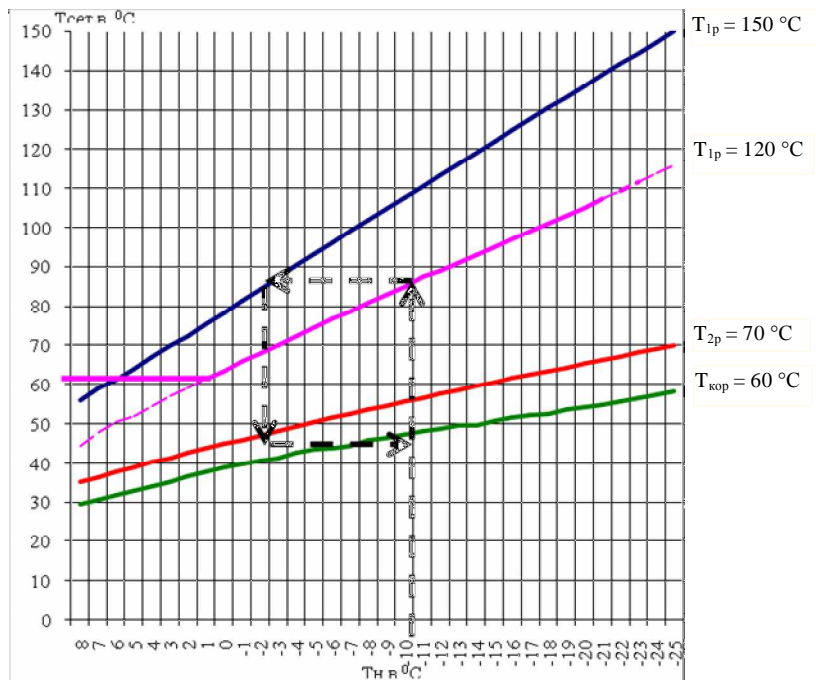


Рис. 1. Номограмма для определения нормативной температуры обратной сетевой воды от систем отопления при несовпадении эксплуатационного графика с расчетным

Персоналом Оршанской ТЭЦ совместно с коммунальными службами была проведена значительная работа по наладке систем теплоснабжения города с учетом вышеназванных положений. И она себя целиком и полностью оправдала – применение скорректированного температурного графика одновременно с увеличением температуры нижней срезки с  $63$  до  $68\div 70^{\circ}\text{C}$  дало значительный экономический эффект. На примере Оршанской ТЭЦ видно, что благодаря росту температурного перепада теплоносителя во всем диапазоне температур окружающей среды (на  $10\div 11^{\circ}\text{C}$ ), по сравнению с ОЗП 2005–2006 гг., циркуляция по зоне её теплоснабжения уменьшилась. И это при том, что отпуск тепла вырос за счет передачи на теплоисточник тепловых нагрузок 5 районных котельных. См. табл. 1 и график №1.

Средняя же температура внутри жилых помещений жителей г. Орша снизилась с  $23\div 25$  до  $18\div 20^{\circ}\text{C}$ , что соответствует социальному стандар-

ту. Случаи перетопов носят единичный случайный характер и бывают вызваны только неисправностью регуляторов температуры.

Большинство жителей, которых не устроили новые температурные режимы внутри помещений, приступили к утеплению своих жилищ путем установки ПВХ-окон, лоджий, дверей. В свою очередь это еще больше влияет на снижение отпуска тепловой энергии от теплоисточников.

Немаловажную роль на снижение объемов теплотребления оказала и государственная программа по оснащению квартир граждан индивидуальными приборами учета расхода холодной и горячей воды. Желание граждан экономить на потреблении тепла существенно снизило тепловую нагрузку на подогреватели ГВС.

Оршанская ТЭЦ получила возможность переключить на себя значительные тепловые нагрузки (около 63 Гкал/ч при средней нагрузке на ГВС) не увеличивая располагаемый напор на источнике, оставив без изменения диаметры основных магистралей, и не включая в работу понижающую насосную станцию. При этом у всех потребителей города сохранены располагаемые напоры, необходимые для надежной работы зависимых отопительных систем, а давление в обратном трубопроводе не превысило 0,55 МПа.

Кроме того, рост пропускной способности тепловых сетей из-за снижения циркуляции теплоносителя, позволяет на 4-х трубных участках и в кольцах городской теплосети использовать вместо схемы «2 подающих и 2 обратных трубопровода» схему «1 подающий и 3 обратных трубопровода».

Экономия электроэнергии на перекачку сетевой воды с ноября по февраль отопительного периода 2008–2009 гг. в сравнении с периодом 2005–2006г.г. по ОТЭЦ составила 1113 МВт·ч, а всего по РУП «Витебскэнерго» – 11169,7 МВт·ч.

Таблица 1.

Теплоисточник	Отопительный сезон		Изменение циркуляции		Режим положительных температур при $t_{нв} = +3\text{ }^{\circ}\text{C}$			Среднеотопительный режим при $t_{нв} = -2\text{ }^{\circ}\text{C}$		
	2005–2006 гг.	2009–2010 гг.	т/ч	%	Температурный перепад теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$					
	Циркуляция, т/ч				2005–2006	2009–2010	Изменение	2005–2006	2009–2010	Изменение
Оршанская ТЭЦ	3177	2988	-189	-5,9	15,8	25,9	10,1	19,6	30,7	11,1
РК «Барань»	639	443	-196	-30,7	16,2	20,1	3,9	18,5	25,3	6,8

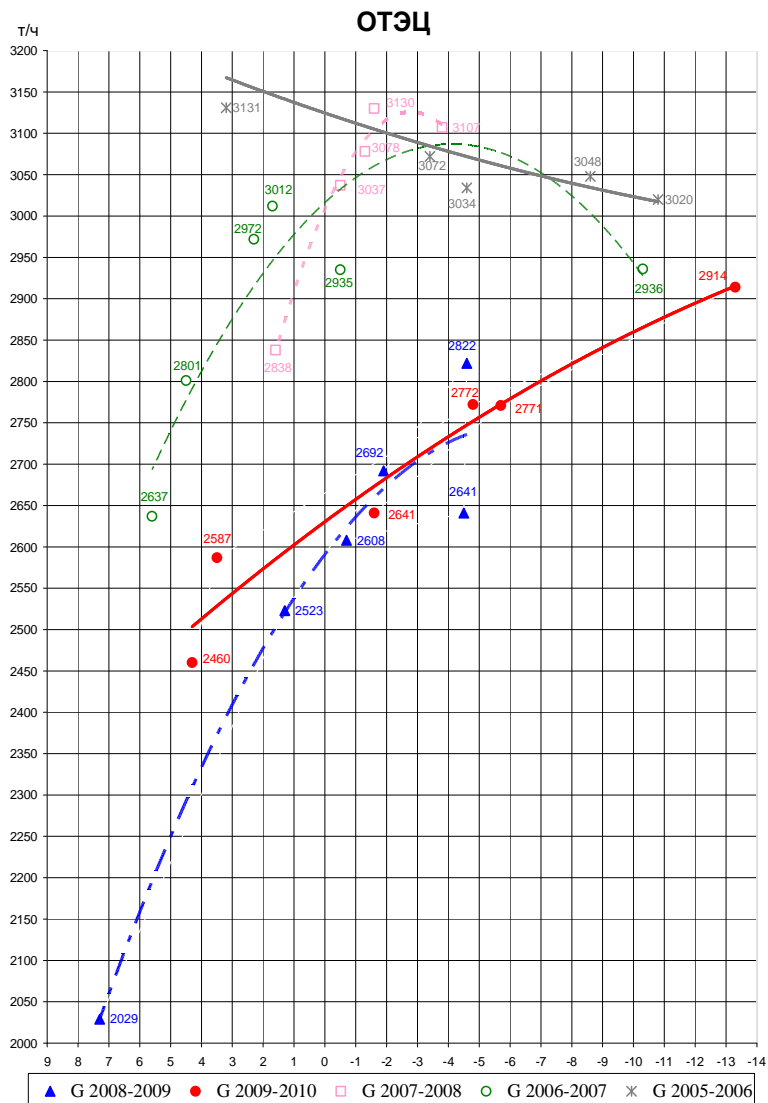


Рис. 2. Циркуляция теплоносителя по зоне теплоснабжения ОТЭЦ в ОЗП 2009-2010 гг. по сравнению с ОЗП 2005-2006 гг.

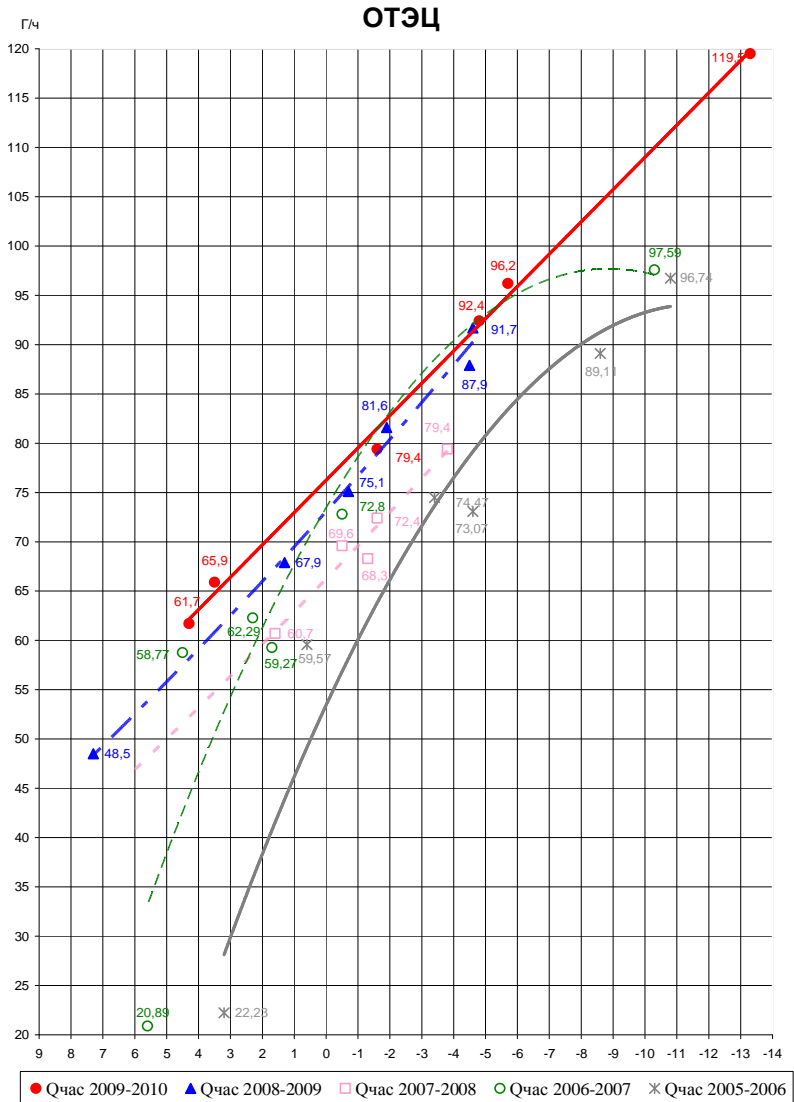


Рис. 3. Часовой отпуск тепла от ОТЭЦ в ОЗП 2009-2010 гг. по сравнению с ОЗП 2005-2006 гг.

Значительные перепады нагрузок, вызванные неравномерным теплопотреблением энергии в паре и горячей воде, а также работа систем автоматического регулирования в зоне теплоснабжения Оршанской ТЭЦ существенно осложнили работу станции в периоды минимума и максимума теплопотребления, приводя в ночное время к разогреву подающего трубопровода теплосети до  $90 \pm 100$  °С. В дневное время для покрытия пика нагрузок в дополнение к работающему блоку ПГУ приходится вводить в работу паровой котел БКЗ-70-40 или Т-70-39.

Это ведет к увеличению затрат на выработку энергии за счет дополнительного расхода топлива, электричества, трудовых и материальных ресурсов, к существенному износу котлоагрегатов и тепломеханического оборудования. Особенно это характерно для межотопительного периода.

Решением в таких случаях является строительство теплового аккумулятора.

Например, теплоэнергетическая система ТЭЦ, схема которой описана в патенте RU 2027027, опубликован 20.01.1995 г., содержит основную теплофикационную турбину, подключенную паровпуском при помощи трубопровода свежего пара к парогенератору и теплофикационным отбором при помощи трубопроводов к основным сетевым подогревателям, и тепловой аккумулятор секционного типа, в котором происходит аккумулятивное теплоты посредством ступенчатого подвода свежего пара и изменения фазового состояния теплоаккумулирующих веществ. В результате увеличивается регулировочный диапазон электрической мощности. Но тепловой аккумулятор указанной системы представляет собой сложную дорогостоящую конструкцию.

Сложные аккумулялирующие системы используют на маневренных ТЭЦ с повышенной расчетной загрузкой теплофикационных отборов турбин.

При отсутствии в теплоэнергетической системе специально оборудованных тепловых аккумуляторов аккумулятивное тепло производят действующей сетью за счет перегрева обратного трубопровода, что ведет к большим теплопотерям и не дает возможности осуществлять регулирование параметров теплоносителя в широком диапазоне.

На Оршанской ТЭЦ в настоящее время реализуется проект по аккумулятиванию тепловой энергии в тепловых сетях, выводимых в резерв в летний период. Она включает в себя существующие действующие магистральные трубопроводы для подачи тепла потребителю, резервные трубопроводы, насосы, запорную арматуру.



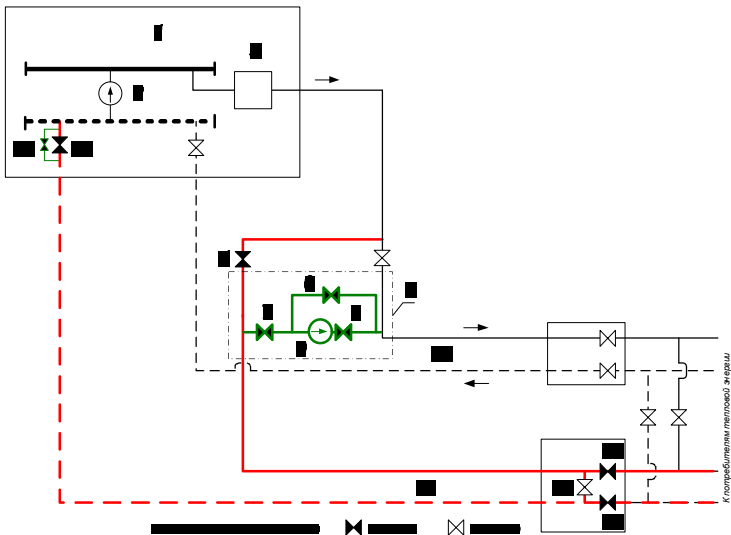


Рис. 4. Принципиальная схема устройства аккумулирования тепла в тепловых сетях (исходное состояние):

1 – теплоисточник; 2 – сетевой насос; 3 – генератор тепла; 4 – запорная арматура на подающем трубопроводе резервной тепломагистрали; 5 – узел обвязки действующей и резервной тепломагистралей; 6, 7, 8 – запорная арматура узла обвязки; 9 – насос узла обвязки; 10 – действующая тепломагистраль; 11 – резервная тепломагистраль; 12 – запорная арматура на перемычке между подающим и обратным трубопроводами в конечной точке резервной тепломагистрали; 13, 14 – запорная арматура после перемычки между подающим и обратным трубопроводами в конечной точке резервной тепломагистрали; 15 – запорная арматура на обратном трубопроводе резервной тепломагистрали на теплоисточнике; 16 – обводная линия на обратном трубопроводе на выводе с теплоисточника резервной тепломагистрали

### Исходное состояние установки.

При отключенном устройстве аккумулирования тепловой энергии задвижки 4, 6, 7, 8, 13, 14, 15 и 16 закрыты. Задвижка 12 – открыта. Запорная арматура 12 на перемычке 13 ТМ-02 открыта. Тепловой аккумулятор не работает

### Зарядка установки.

В период ночного провала тепловых нагрузок, для обеспечения бесперебойной работы электро- и теплогенерирующего оборудования излишки тепла направляются в аккумулятор. Происходит его зарядка. Выполняется это следующим образом: открываются задвижки 6 и 7 на узле обвязки 5; открывается задвижка 16; создаваемый сетевыми насосами напор заставляет двигаться теплоноситель с температурой  $56 \pm 70^\circ \text{C}$  по

тепломагистральной 11 из подающего трубопровода в обратный через перемычку 12, вытесняя сетевую воду с температурой  $35\div 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  на источник. Расход регулируется задвижкой 6 или регулятором расхода на необходимую для работы теплогенерирующего оборудования в период провала нагрузок циркуляцию.

Об окончании зарядки аккумулятора свидетельствует достижение возвращаемой резервной тепломагистралью на теплоисточник сетевой воды с температурой подачи. По завершении зарядки аккумулятора задвижка 8 закрывается.

По окончании зарядки аккумулятор содержит теплоноситель с температурой  $65\div 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Циркуляция по нему отсутствует.

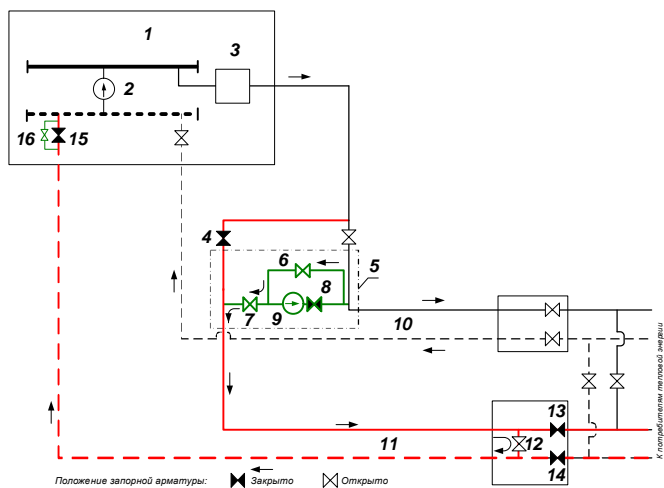


Рис. 5. Процесс зарядки системы аккумулирующей системы

### Разрядка установки.

В период пика тепловых нагрузок с утра до вечера наколенное тепло направляется из резервной тепломагистральной 11 в действующую тепломагистраль 10 следующим образом (при уже закрытой задвижке 6 и постоянно открытых задвижках 7 и 16): открывается задвижка 8; включается насос 9; с помощью задвижки 8 или регулятора расхода устанавливается требуемая циркуляция через аккумулятор.

Об окончании разрядки аккумулятора свидетельствует снижение температуры теплоносителя, направляемого к узлу обвязки 5, до температуры обратной сетевой воды.

После полной разрядки аккумулятора насос 9 выключается, закрывается задвижка 8.

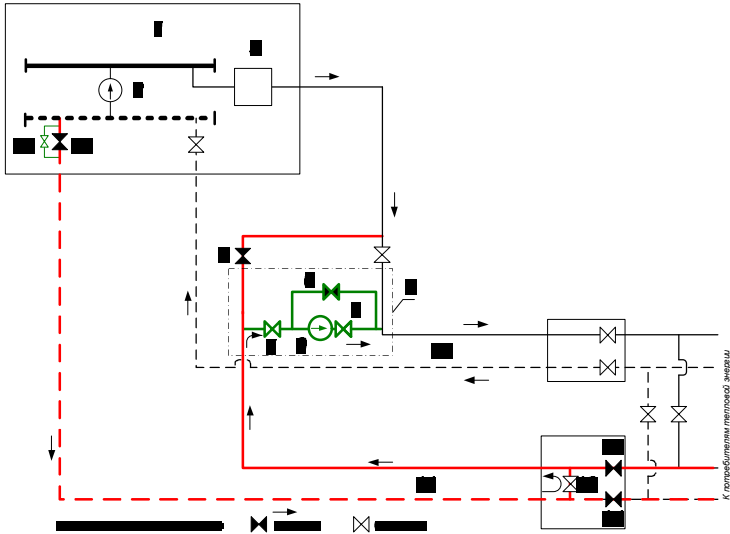


Рис. 6. Процесс зарядки системы аккумулирующей системы

Описанное выше устройство представляет собой систему трубопроводов и насосного оборудования, не эксплуатируемого в межотопительный период, в часы провала нагрузок с целью снижения расхода топлива, повышения выработки электроэнергии турбогенераторов, отказа от пуска дополнительных котлов в часы пика нагрузки за счет разрядки аккумулятора, увеличения срока службы котлоагрегата. Отсутствует необходимость строительства типового дорогостоящего бака-аккумулятора, а его функции выполняет система трубопроводов, то есть разнесенный в пространстве накопитель энергии.

*Д.Ю. Коломиец, инж.  
(РУП «Витебскэнерго», филиал Оршанская ТЭЦ)*

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ДЛЯ ВОЗВРАТА СЕТЕВОЙ ВОДЫ НА ТЕПЛОИСТОЧНИК**

Общеизвестно, что при проведении ремонтных работ, связанных с демонтажем, сваркой, заменой трубопроводов, строительных деталей опор, ремонтом запорной арматуры опорожнение трубопроводов сетевой воды производится путем открытия дренажной запорной арматуры, расположенной в нижних точках сети.

При этом сброс тысяч кубометров сетевой воды производится на рельеф местности, в дренажные колодцы или ливневую канализацию.

С учетом высокой стоимости химической очистки сетевой воды, а также теплоты, содержащейся в ней, наиболее организованные предприятия энергетики, как правило, зарубежные, откачивают воду и перевозят её автоцистернами на теплоисточник, или производят её слив в специально проложенную дренажную канализацию, обеспечивающую её возврат на теплоисточник.

Все вышеуказанные традиционные способы опорожнения являются несовершенными с точки зрения бережного отношения к окружающей среде, экономии на затратах при перевозке автоцистернами, капитальных вложениях на строительство возвратной к теплоисточнику дренажной канализации со станциями перекачки и её содержание.

Поэтому Витебской областной энергосистемой предложен новый принцип (метода, устройства) сбережения энергоресурса сетевой воды и её физических объемов за счет максимального использования уже существующих тепловых сетей при помощи передвижной насосной установки с устройствами контроля, запорной арматурой, соединительными шлангами, дренажными устройствами и запорной арматурой.

Принципиальная схема решения поставленной задачи приведена на рис. 1.

Пример опорожнения приводится для участка II (обратный трубопровод сетевой воды).

Для опорожнения необходимо:

- закрыть головную задвижку 1 на коллекторе обратной сетевой воды теплоисточника;
- закрыть секционирующие задвижки 2 опорожняемого участка II;

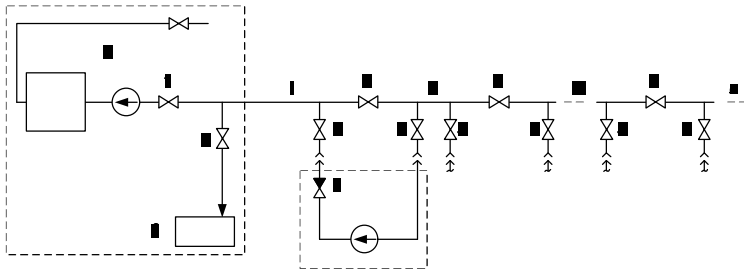


Рис. 1. Принципиальная схема сбережения энергоресурса сетевой воды:

Т – теплоисточник; 1 – головные задвижки теплосети; 2 – секционирующие задвижки теплосети; 3 – дренажные задвижки с цапковым соединением для шлангов (всас) и рукавов (напор); 4 – насосное устройство с обратным клапаном, шлангами и рукавами с цапковым присоединением; 5 – задвижка на трубопроводе к накопительному баку сетевой воды; 6 – накопительный бак сетевой воды; I, II, III ... n – секционируемые участки теплосети

- присоединить к дренажной арматуре 3 с обеих сторон секционирующей задвижки 2 насосное устройство 4;

- открыть запорную арматуру на всасе 3 и напоре 3 насосного устройства;

- включить (запустить) насосное устройство;

- открыть задвижку 5, направив поток сетевой воды из участка II через участок I в накопитель.

Таким же образом производится опорожнение подающего трубопровода.

Использование проектных (по СНиП) перемычек между прямым и обратным трубопроводами в местах секционирования магистралей позволяет вести удаление сетевой воды из любого участка обратного трубопровода через подающий и наоборот, а также через оба одновременно.

*Ю.К. Коломиец, инж.  
(РУП «Витебскэнерго», филиал Оршанская ТЭЦ)*

## **СНИЖЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛА ИЗОЛИРОВАННЫМИ ТРУБОПРОВОДАМИ**

Известно, что при транспортировке горячей воды, кроме потерь через изоляцию и с утечкой, на подвижные и неподвижные опоры тепловых сетей приходится от 5 до 30 % дополнительных местных потерь тепла.

Обследование состояния скользящих опор надземных трубопроводов в ряде областных, районных городов и в столице показали значительный нагрев подошвы башмака скользящих опор и его боковых поверхностей. Это и есть местные потери тепла. Оно объясняется отсутствием изоляции башмака внутри скользящей опоры. Устранить данную проблему с применением традиционных материалов проблематично.

С целью снижения местных тепловых потерь на 10÷15 % предлагается следующий метод.

В башмаке опоры просверливаются на противоположных стенках 2 отверстия (рис. 1). В одно из отверстий вводится смесь компонентов пенополиуретановой изоляции.

По окончании реакции отверстия закрываются пробками.

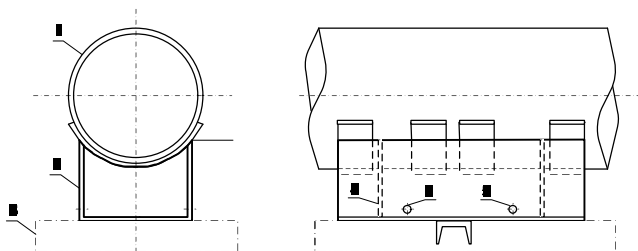


Рис. 1. Скользящая опора:

1 – трубопровод; 2 – скользящая опора; 3 – бетонное основание; 4 – внутренняя перегородка; 5 – просверливаемые отверстия

*Д.Ю. Коломиец, инж.  
(РУП «Витебскэнерго», филиал Оршанская ТЭЦ)*

## **О РАБОТЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

### **1. Использование подающего трубопровода в качестве обратного в кольцевых закрытых системах теплоснабжения.**

Изменения потребителями тепловой энергии величин тепловых нагрузок с горячей водой по различным причинам (работа систем автоматического регулирования, экономическая целесообразность и прочее) в

зоне теплоснабжения г. Орши от ТЭЦ позволили внести изменения в схему теплоснабжения микрорайона «Северный» (рис. 1).

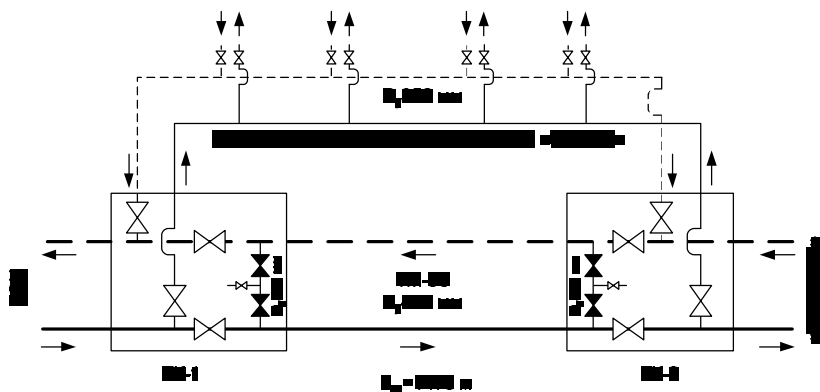


Рис. 1. Ранее существовавшая схема теплоснабжения микрорайона «Северный»

Расчет гидравлического режима теплосети показал возможность теплоснабжения микрорайона «Северный» в зимний период по схеме, которая обеспечивает подачу тепла через параллельный квартальный подающий трубопровод, а оба трубопровода тепломагистралей ТМ-05 на участке протяженностью 1470 м использовать в качестве обратных.

При этом не потребовалось производить увеличение располагаемого напора на тепловых выводах ТЭЦ, т.к. наиболее загруженным направлением является тепломагистраль ТМ-02 (ТЭЦ – микрорайон «Черемушки»).

Использование подающего трубопровода на участке ТМ-05 от ТК-1 до ТК-2 в качестве обратного позволило сократить в отопительном периоде величину тепловых потерь при транспортировке горячей воды на 160 Гкал, что эквивалентно теплотреблению 2 девятиэтажных жилых домов в течение одного зимнего месяца (рис. 2).

## 2. Совершенствование схем снабжения паром потребителей.

Нарушение экономических связей на просторах бывшего Советского Союза привело к сокращению объемов теплотребления промышленными предприятиями.

В свою очередь, снижение расхода теплоносителя при неизменных диаметрах теплопроводов приводит к увеличению потерь температуры.

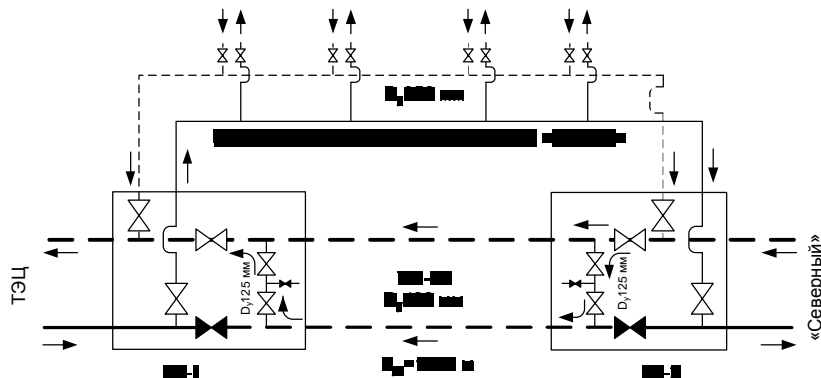


Рис. 2. Внедренная схема теплоснабжения микрорайона «Северный»

Примером такой неэффективной работы может служить схема пароснабжения от Оршанской ТЭЦ мясоконсервного комбината и льнокомбината (рис. 3). Потери температуры из-за снижения комбинатами объемов потребления пара более чем в 2 раза находятся в пределах от 50 до 100 °С.

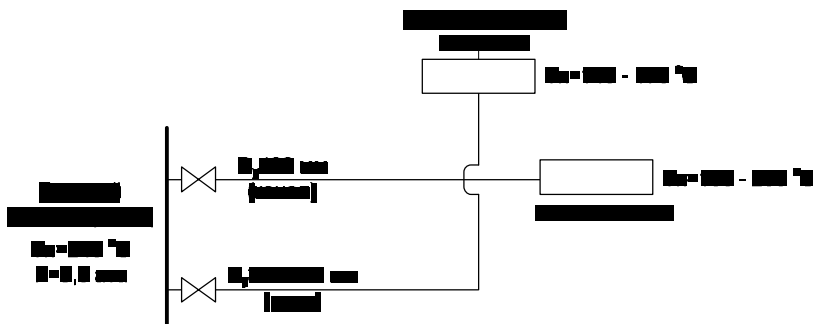


Рис. 3. Нормальная схема снабжения потребителей тепловой энергии в паре

Высокотемпературное пропаривание консервной продукции является одним из важнейших этапов производства консервной продукции и поэтому снижение температуры пара на вводе в цеха ниже 160 °С является недопустимым фактором и грозит значительными убытками для предприятия.

С целью повышения качества теплоснабжения в паре потребителей ТЭЦ было реализована схема, показанная на рис. 4.



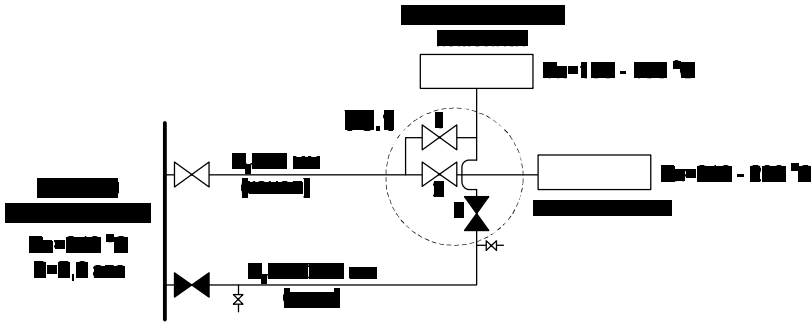


Рис. 4. Внедренная схема снабжения потребителей тепловой энергии в паре

Выполнив монтаж запорной арматуры 1, 2 и 3 и перемычки Ду250 мм в узле №1 между паропроводами, теплоисточник получил возможность дополнительной транспортировки пара по участку паропровода Ду400 мм до Уз.1 и тем самым сократить потери температуры пара на тепловых вводах комбинатов.

Снижение тепловых потерь за счет консервации надземного участка паропровода Ду300/250 мм от ТЭЦ до Уз.1 протяженностью 230 м составило около 440 Гкал в год.

### 3. Усовершенствование схем снабжения сетевой водой потребителей.

Причины малого расхода могут быть заложены в системе теплоснабжения изначально: например, в жилом микрорайоне в летний период чрезвычайно мала доля присоединенной тепловой нагрузки на нужды ГВС. И если в зимний период благодаря дополнительной нагрузке на нужды отопления потери температуры не стоят остро, то в летний период они вынуждают открывать в таких районах перемычки в конечных точках для обеспечения дополнительной циркуляции.

Ситуация может быть осложнена и тем обстоятельством, что некоторые районы ранее могли работать по пониженным температурным графикам (90–70 °С, 95–70 °С, 100–70 °С). После их переключения на теплоисточники, работающие на повышенных температурных графиках, оказывается, что диаметры трубопроводов для новых условий существенно завышены. Это опять же ведет к росту потерь температуры теплоносителем.

Именно с такими трудностями столкнулась Оршанская ТЭЦ, когда в 2009 году к ней был подключен микрорайон «Привокзальный», снабжае-

мый ранее теплом от двух ведомственных котельных, работающих по графику 95–70 °С. Для этого была построена тепломагистраль ТМ-06 Ду300 мм протяженностью 2,1 км.

Низкие расходы теплоносителя на нужды районов, особенно в ночное время, приводили к интенсивному остыванию теплоносителя в подающем трубопроводе. Для увеличения температуры теплоносителя на тепловых вводах абонентов микрорайона «Привокзальный» в конечной точке района постоянно открыта перемычка между подающим и обратным трубопроводами, обеспечивающая дополнительную циркуляцию в объеме 20±30 т/ч (рис. 5).

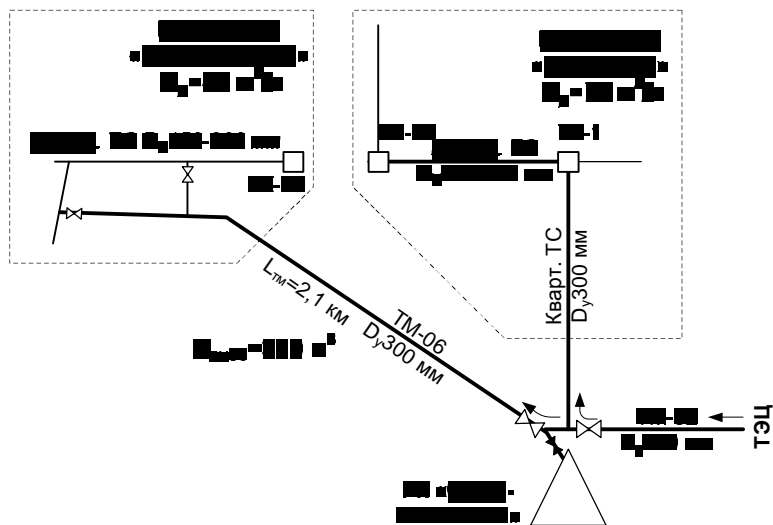


Рис. 5. Существующая схема теплоснабжения с горячей водой в летний период микрорайонов «Привокзальный» и «Черемушки» в летний период

Хотя и в несколько меньших масштабах, проблемы с недостаточной температурой теплоносителя в подающих трубопроводах на тепловых вводах наблюдаются и в микрорайоне «Черемушки», ранее снабжавшегося от котельной «Орша-Восточная» по графику 130–70 °С.

Диаметры же теплосетей в зоне теплоснабжения Оршанской ТЭЦ определены для графика 150–70 °С.

Для сокращения тепловых потерь и улучшения качества теплоснабжения потребителей микрорайонов «Привокзальный» и «Черемушки»

предложено выполнить прокладку трубопроводов Ду200 мм между тепловыми камерами ТК-46 (Черемушки) и ТК-72 (Привокзальный) (рис. 6).

Благодаря закольцованности сетей микрорайона «Привокзальный», это позволит дополнительно загрузить указанные квартальные теплопроводы с завышенными диаметрами, сократить потери температуры подающими трубопроводами теплосети, вывести в летний период из работы тепломагистраль ТМ-06 снизив потери тепла при транспортировке.

В перспективе данную тепломагистраль можно задействовать в качестве бака-аккумулятора для котельной «Орша-Восточная», которая принимает в ремонтный период на себя тепловые нагрузки 3 районов.



Рис. 6. Предложенная схема теплоснабжения с горячей водой микрорайонов «Привокзальный» и «Черемушки» в летний период

С учетом дополнительных круглогодичных тепловых потерь участком ТК-40 – ТК-72 и увеличения напора в подающем трубопроводе на выводе станции на 2 м в.ст. экономия тепловой энергии от внедрения схемы составит 150 Гкал за отопительный сезон.

*В.И. Субботин, к.т.н., проф., С.В. Васильев, к.т.н., доц.,  
А.М. Глазунов, асп. (ИГЭУ)*

## **СОВРЕМЕННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Реализация программы энергосбережения в РФ в значительной степени определяется надежным и экономичным функционированием систем теплоснабжения в промышленности и ЖКХ.

Тепловые сети, общая протяженность которых в России составляет более 200 тыс. км (в пересчете на двухпроводную прокладку), являются наиболее уязвимым звеном в системе централизованного теплоснабжения. Потери тепловой энергии при транспортировке теплоносителя в тепловых сетях достигают 40 %, что существенно превышает существующие нормативы.

Важная роль в решении проблемы энергосбережения принадлежит высокоэффективной тепловой изоляции оборудования и трубопроводов систем теплоснабжения.

Основными видами прокладки тепловых сетей являются надземная, а также подземная в каналах и бесканальная.

Проектирование тепловых сетей всех способов прокладки и тепловой изоляции осуществляется в соответствии с требованиями СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» и СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».

На основании анализа нормативных документов и существующего опыта эксплуатации тепловой изоляции можно сформулировать требования к ней: изделие должно обеспечивать стабильные теплоизоляционные характеристики в течении продолжительного времени; быть устойчиво к ультрафиолетовому спектру излучения, обеспечивать достаточные прочностные характеристики; удобство транспортировки и хранения; возможность комбинирования наружного покрытия; возможность изоляции систем сложной конфигурации; простота и доступность монтажа; возможность быстрого доступа к поврежденному участку трубы; не токсичность и безопасность для окружающей среды, пожарная безопасность и экономическая целесообразность. В конструкциях теплоизоляции подземных трубопроводов канальной и бесканальной прокладки с учетом попадания в конструкцию влаги рекомендуется применять только гидрофобизированные теплоизоляционные материалы.

В настоящее время в качестве теплоизоляционных материалов находят применение рекомендуемые СНиП 41-02-2003, СНиП 41-03-2003 следующие материалы: минеральная вата на основе базальтовых пород или стекловолокна, армопенобетон (АПБ), пенополимерминерал (ППМ), пенополиуретан (ППУ).

Минеральная вата имеет теплопроводность  $\lambda = 0,035 \pm 0,04$  Вт/(м·°С), которая зависит от плотности материала. Имея относительно невысокую стоимость, она обладает рядом недостатков: большие габариты, вследствие многослойности конструкции; срок службы от 2 до 5 лет, вследствие зависимости эффективности от содержания в ней влаги; при повреждении покровных слоев в процессе эксплуатации выделяются пыль и волокна теплоизолирующего материала; при работе с материалом необходимо наличие спецодежды.

Трубы с армопенобетонной изоляцией выпускаются по ТУ 485-9-002-03984155-99. Современный армопенобетон характеризуется низкой плотностью (200÷250 кг/м<sup>3</sup>) и теплопроводностью (0,05 Вт/(м·К)) при высокой прочности на сжатие (не менее 0,7 МПа). К преимуществам АПБ относятся его негорючесть, высокая температура применения (до 300 °С), отсутствие коррозионного воздействия на стальные трубы и, как следствие, долговечность.

В 1995 г. появился усовершенствованный материал, который получил название пенополимерминерал (ППМ). Пенополимерминеральная изоляция получается за счет добавления в заливочную систему минеральных добавок. ППМ имеет интегральную структуру [1], состоящую из трех слоев: наружный для защиты от механических повреждений и проникновения капиллярной влаги; второй теплоизоляционный слой обладает коэффициентом теплопроводности 0,041 Вт/(м·°С) и третий слой внутренний – антикоррозионный. К недостаткам ППМ изоляции следует отнести, по мнению автора, [2]: ухудшение пористости, из-за минеральных добавок; недостаточную проработку поведения изоляции на подвижных опорах; добавление минеральных наполнителей повышает хрупкость изоляции и, следовательно, увеличивается возможность сколов.

Предварительно изолированные в заводских условиях трубы с тепловой изоляцией на основе пенополиуретана (ППУ) и защитным из полиэтилена слоем по ГОСТ 30732-2001 применяются при подземной бесканальной прокладке с температурой теплоносителя до 130 °С. К преимуществам теплопроводов с ППУ следует отнести: низкий коэффициент теплопроводности ( $\lambda = 0,032 \pm 0,035$  Вт/(м·°С)), технологичность при изготовлении и монтаже. Ограничения в применении ППУ изоляции опреде-

ляются допустимой температурой применения (130 °С), горючестью, высокой дымообразующей способностью и токсичностью выделяемых при горении компонентов. Пенополиуретан при испытаниях по ГОСТ 30244 относится к группам Г3 и Г4, что ограничивает возможность его применения для тепловой изоляции теплопроводов тепловых сетей надземной прокладки и подземной в непроходных каналах и туннелях.

Перспективным теплоизоляционным материалом, по нашему мнению, является вспененный каучук, производимый фирмой L'Isolante K-FLEX под фирменной маркой K-FLEX. Теплоизоляционные материалы K-FLEX Energo подразделяются на две группы: K-FLEX Energo (температура применения до 105 °С) и K-FLEX Energo plus с температурой применения до 180 °С (постоянная температура до 150 °С). Данные материалы выпускаются в двух вариантах: без покрытий и с различными видами покрытий. К преимуществам теплопроводов с K-FLEX следует отнести: низкий коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,038$ ; высокое сопротивление диффузии водяного пара; низкое водопоглощение; высокая технологичность, поскольку теплоизоляция гибкая и легкая, легко изготавливаются сложные фасонные элементы; простой монтаж и демонтаж; материал безопасен в работе; не крошится, не выделяет пыли и волокон, не содержит асбеста, галогенизированных и фторированных углеводородов и формальдегидов. При испытании на горючесть по ГОСТ 30244 эти материалы относятся к группе Г1 – способны к самогашению при пожаре.

Наличие у материалов K-FLEX сертификата ISO9002 гарантирует потребителям, что все производственные процессы будут находиться в соответствии с международными стандартами. Материалы получили сертификат соответствия Госстроя России. Следует также отметить, что эти изделия имеют разрешение N РРС 04-5986 Госгортехнадзора России на их использование на объектах, подконтрольных этому ведомству.

Стоимостные показатели, рекомендуемых к применению теплоизоляционных материалов, являются одним из определяющих факторов при оценке их сравнительной технико-экономической эффективности.

В заключении отметим, что вопросы повышения индустриальности, снижение материалоемкости, улучшение качества и уменьшение энергоемкости применяемых теплоизоляционных материалов являются важными задачами в развитии современных централизованных систем теплоснабжения.

### Библиографический список

1. **Мишин М.Е.** Трубы в ППМ изоляции – современный способ строительства тепловых сетей. Новости теплоснабжения, № 3, 2010 г. С. 34-36.
2. **Абакумов И.Е.** ППУ и ППМ изоляции. Области применения в тепловых сетях. Новости теплоснабжения, № 3, 2009 г. С. 43-45.

*В.И. Субботин, к.т.н., проф., В.В. Клюквин, асп. (ИГЭУ)*

## **АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ НА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ**

Одним из перспективных направлений энергосбережения является расширение объемов использования вторичных энергоресурсов (ВЭРов).

Использование тепла выхлопа газотурбинного перекачивающего аппарата (ГПА) магистральных газопроводов распространённо на территории РФ.

В газокомпрессорных станциях (оснащенных газотурбинными перекачивающими агрегатами) для привода нагнетателя используются судовые и авиационные газотурбинные двигатели.

Работа, выполняемая газоперекачивающим нагнетателем, является полезной работой ГПА. Средний КПД ГПА варьируется от 23 до 30 %. Такой низкий КПД обусловлен основной статьей потерь теплоты с выхлопом турбины. Температура газов на выходе из ГПА 450+550 °С. Утилизация тепловой энергии выхлопа ГПА – это огромный потенциал энергосбережения.

В настоящее время на газоперекачивающих станциях утилизация тепловой энергии для нужд отопления осуществляется с помощью утилизационных теплообменников, представляющих собой трубные пучки из оребренных труб расположенных перпендикулярно потоку выхлопа. По месту установки утилизаторы делятся на «полнопоточные», устанавливаемые непосредственно в шахте выхлопа ГПА, и на «байпасные», устанавливаемые в обводном канале основной шахты выхлопа.

Мощность водяных утилизаторов регулируется распределением потока выхлопных газов посредством шиберов, а также количеством заполненных секций утилизатора. Водяные утилизаторы предназначены для нагрева воды с 70 до 150 °С.

На сегодняшний момент не решены некоторые проблемы утилизации тепловой энергии уходящих газов ГПА:

1. Большие установленные мощности утилизаторов, в несколько раз превышающие потребность в тепле.

2. Невозможность плавно регулировать тепловую мощность утилизатора.

3. Сезонность тепловой нагрузки.

4. Значительное влияние аэродинамического сопротивления утилизатора на работу турбоустановки, а именно на расход топливного газа.

5. Шибера, постоянно находясь в зоне высоких температур, корabia, их заклинивает, и они выходят из строя.

6. Трудоемкость переключения утилизатора при перепуске ГПА.

В связи с вышеперечисленными проблемами сформировались несколько направлений развития исследований:

- необходимо провести исследования степени влияния существующих схем утилизации на работу ГПА;

- усовершенствование существующих схем утилизации и разработка новых.

### **Влияние утилизаторов на работу ГПА**

Практические исследования на газоперекачивающих компрессорных станциях показывают, что утилизатор влияет на работу газотурбинного агрегата. Зачастую это влияние снижает эффективный КПД турбины. Степень этого влияния, по имеющимся данным, оценить довольно сложно, поэтому необходимо проведение комплексных испытаний теплоутилизатора в составе ГПА.

Целью проведения испытаний является:

- определение диапазона эффективного регулирования нагрузки теплоутилизатора;

- выявление диапазона условно-бесплатной теплопроизводительности утилизатора.

При инструментальных замерах необходимо фиксировать изменение параметров не только на испытуемом агрегате (параметры ГТУ, нагнетателя, теплоутилизатора), но и на ГПА, работающих с ним параллельно на сеть.

Итоговым результатом проведения испытаний примерно должен являться график, представленный на рис. 1.

На графике приведены две зависимости, характеризующие:

- $\Delta V_{\text{ггд}} = f(Q_{\text{гт}})$  –перерасход топливного газа, за счет увеличения аэродинамического сопротивления выхлопного тракта турбины;



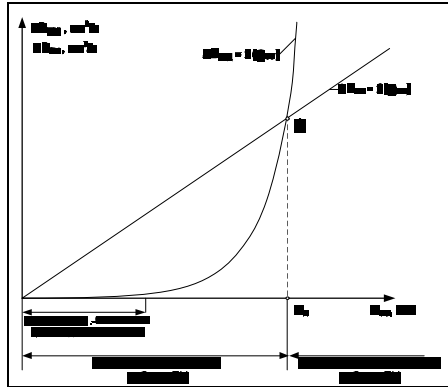


Рис. 1. Определение диапазонов регулирования теплоутилизатора:

$Q_{ту}$  – теплопроизводительность теплоутилизатора;  $\Delta V_{гтд}$  – перерасход топливного газа на ГТД;  $\Delta V_{ты}$  – экономия топлива в котельной

- $\Delta V_{гтд} = f(Q_{ту})$  – экономия топлива на котельной, за счет увеличения нагрузки теплоутилизатора.

На рис. 1 видно, что весь диапазон нагрузок теплоутилизатора делится на две части:

- эффективный диапазон регулирования ТУ;
- неэффективный диапазон регулирования ТУ.

Границей разделения диапазонов является нагрузка ( $Q_A$ ), при которой увеличения тепловой производительности утилизатора нивелируется эффектом от снижения КПД турбины.

### **Идеи и мероприятия, разрабатываемые в настоящее время**

Первая идея: не устанавливать теплоутилизаторы в выпускном тракте каждого ГПА, а объединить уходящие газы в одном газоходе в котором и установить утилизатор с тепловой мощностью необходимой для нормального теплоснабжения промплощадки и общим вентилятором создающим разрежение.

При таком варианте, кроме отсутствия сопротивлений в выпускном тракте, возникает эффект турбонадува, что приводит к повышению КПД ГПА на  $0,3 \pm 0,8$  %.

Вторая идея заключается в организации способа регулирования нагрузки отпускаемой теплоты с теплоутилизаторов.

Предлагается разделить секцию теплоутилизатора на несколько частей, и каждую часть оборудовать запорной арматурой с обоих концов. Каждую часть секции подключить к подающему и обратному коллектору. Коллектора соединяются с тепловой сетью. Таким образом, разделив мощный теплоутилизатор на несколько подсекций, можно будет запускать их поочередно, т.е. организовать почти плавное ступенчатое регулирование. Такая схема позволяет вырабатывать небольшие мощности, а, следовательно, например, использовать теплоутилизаторы в межсезонный период.

Третья идея заключается в модернизации систем регулирования потока выхлопа ГПА. В данный момент используются шибера из жаропрочных сталей. Однако не каждая конструкция сможет выдержать поток газов с температурой 500 °С и при этом обеспечить минимальное аэродинамическое сопротивление. На многих ГПА шибера, из-за частого выхода из строя, демонтируют и работают без них, а, следовательно, и без регулировки нагрузки утилизатора. С учетом больших установленных мощностей утилизаторов их использование возможно только при высокой потребности потребителей в тепле. Небольшое время использования теплоутилизаторов в отопительный период сводит на нет их рентабельность. Данная схема нуждается в реконструкции.

### **Регенерация**

Еще одним способом утилизации является регенерация, т.е. возвращение части энергии для вторичного использования в газотурбинной установке.

В основном тепло выхлопа используется для подогрева воздуха перед компрессором турбины. Недостатком такой схемы является объемное расширение воздуха после рекуператора, что увеличивает нагрузку на компрессор.

Другой способ подогрева воздуха после компрессора и перед непосредственно камерой сгорания, является более экономичным, так как не увеличивает нагрузку на компрессор.

Оба выше перечисленных способа рекуперации используются на существующих компрессорных станциях и приводят к положительным результатам. К тому же рекуперацию можно использовать и в летние месяцы, когда тепловая нагрузка отсутствует.

Из недостатков следует отметить низкий коэффициент теплопередачи от газа к газу, а как следствие большие размеры теплообменника. Отсюда большие капитальные затраты, которые зачастую несоизмеримо велики по сравнению с экономией от их использования.

Разрабатываются и новые схемы рекуперации. Несколько способов рекуперации предложил ведущий специалист ООО НТЦ «Промышленная энергетика» Гудзюк В.Л. и запатентовал их.

Одним из предложений является использование теплоутилизатора для выработки горячей воды или пара, которыми можно заменить часть компрессорного воздуха ГТУ, идущего в рубашку камеры сгорания и внести дополнительное тепло в камеру сгорания. Это позволит:

- сократить расход энергии на компрессорный воздух;
- улучшить характеристики продуктов сгорания, как рабочего тела;
- повысить мощность или экономичность ГТУ.

Положительный опыт работы газовых турбин с подачей пара в камеру сгорания имеется и в нашей стране, и за рубежом.

### **Выводы**

Рассмотрев различные проблемы утилизации тепла выхлопа ГПА и возможные направления решений проблем утилизации можно сделать выводы о необходимости продолжения научно-исследовательской и конструкторской работы в этом направлении. Необходимы практические решения утилизации тепла без отрицательного влияния на работу ГПА. Потенциал энергосбережения здесь велик, порядка 30 МВт с каждого ГПА. В России расположены 215 компрессорных газоперекачивающих станций общей установленной мощностью 42 тыс. МВт. Ориентировочно половина этих станций с газотурбинным приводом. И порядка 70 % топливного газа газотурбинных ГПА уходит на «отопление атмосферы».

Использование ВЭРов должно быть максимально полным, так как тепловые выбросы на современном этапе развития нашей планеты имеют очень негативные последствия, вместе с тем происходит чрезмерное «уничтожение» высокопотенциальных топливно-энергетических ресурсов для получения низкопотенциальной тепловой энергии.

В разработках данного направления заинтересованы крупнейшие нефтегазовые компании России ОАО «Газпром», «Сургутнефтегаз», «ЛУ-Койл»; а также ряд других компаний, в том числе и зарубежных: «Saudi Aramco» (Саудовская Аравия, компания на 100 % принадлежит государству), «Exxon Mobil» (США), «PDV» (Венесуэла, государственная) и пр.

По мнению зарубежных аналитиков, среди нефтегазовых организаций, ОАО «Газпром» является одной из самых неэффективных, с точки зрения энергосбережения, и поэтому представляет огромный полигон для возможной реализации энергосберегающих технологий.

#### Библиографический список

1. **Промышленная** теплотехника: Международный научно-прикладной журнал / – 03/1992. – Vol.14. N.1-3. - Издается с 1979 г.
2. **Газотурбинное** топливо / Б.А. Введенский // Большая советская энциклопедия: в 52 т. – Л. 1952. - Т.10.
3. **Газотурбинный** двигатель / Б.А. Введенский // Большая советская энциклопедия: в 52 т. – Л. 1952. - Т.10.
4. **Возможная** схема использования утилизатора газотурбинной установки / Гудзюк В.Л. // <http://www.ivpromenergo.ru>.
5. **Портал** «Тригенерация.ру» // <http://www.combienergy.ru>.

*В.Г. Воронцов, зам. нач. КТЦ (Новгородская ТЭЦ-20 ОАО «ТГК-2»)*

## ТЭЦ И ЖКХ КАК ЛОКОМОТИВ В ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИИ

В наше время большое значение уделяется экономии энергоресурсов. Проблемой экономии озабочены все: от потребителей до руководителей государств, обладание дешевым сырьем в современном мире напрямую влияет на экономическую и политическую безопасность. В этом случае на первое место выходит полнота использования энергоресурсов, т.к. более глубокое использование ведет к снижению объемов потребления сырья, соответственно и его закупок, т.е. удешевляет процессы, что дает право с уверенностью и ответственностью смотреть в будущее.

Суть предлагаемой технологии заключается в использовании тепла парообразования низкопотенциального и уже непроизводительного пара, отработавшего в проточной части паровой турбины, и после последней, выхлопной ступени отводимого в конденсатор.

Забрать тепло отработавшего пара позволяет замкнутый контур (рис. 1) циркуляции конденсата, включающий в себя выхлопной патрубок конденсатора паровой турбины с душирующим устройством, насосы циркуляции конденсата по замкнутому контуру и теплообменник. Задача теплообменника – отдать тепло отработавшего, и уже непроизводительного пара потребителю.

Посмотрим, как глубоко используются энергоресурсы в электрогенерации сегодня:

- в классической энергетике с сжиганием энергоносителя в парогенераторах, максимальное использование не может преодолеть рубеж в 42 %;

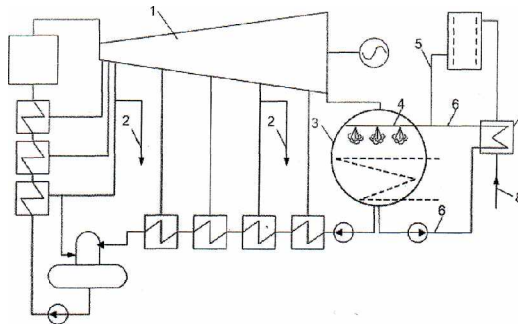


Рис. 1. Замкнутый контур циркуляции конденсата:

1 – паровая турбина с регулируемыми отборами пара; 2 – внешние потребители; 3 – конденсатор, который подключен трубопроводом основного конденсата турбины с включенными в него регенеративными подогревателями низкого давления к деаэратору повышенного давления. К струйно-душирующему устройству 4 конденсатора 3 подключены трубопровод исходной добавочной питательной воды 5 и трубопровод 6 замкнутого контура подогревателя 7 исходной воды. По нагреваемой среде трубопровод исходной воды 8 подключен к подогревателю исходной воды 7

- в электрогенерации на базе парогазовых установок (да и то, только при сжигании газообразного топлива) использование приближается к 60 %.

Предлагаемая технология дает возможность повысить коэффициент использования энергоресурсов и поднять КПД электрогенерации на более высокий уровень.

Предложение первое, касающееся непосредственно предприятия, на котором я работаю, в полном объеме: «Внедрение схемы отдельного замкнутого контура циркуляции основного конденсата ТА ст. №3».

#### 1. Описание проекта.

Инвестпроект «Внедрение схемы отдельного замкнутого контура циркуляции основного конденсата ТА ст. №3» предполагает вложение денежных средств в объект «Общестанционное оборудование» с целью выполнения программы энергосберегающих мероприятий, улучшения технико-экономических показателей работы НТЭЦ.

Первоочередным этапом выполнения данного мероприятия являются проектно-изыскательские работы. Далее необходимо организовать работы по монтажу схемы трубопроводов отдельного замкнутого контура (ОЗК) циркуляции основного конденсата со струйно-душирующим устройством в конденсаторе ТА ст. №3, конденсатными насосами и водово-

дным подогревателем на трубопроводе сырой воды, выполнить пусконаладочные работы.

Результатом реализации проекта является получение экономического эффекта от внедрения следующих мероприятий:

- обеспечение подачи сырой воды  $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  на нужды химического цеха с использованием тепла отработавшего пара ТА ст. №3, в настоящее время отводимого на градирни;

- вывод из работы насосов сырой воды (НСВ) и подогревателей сырой воды (ПСВ).

## 2. Техничко-экономические показатели.

В настоящее время подготовка сырой воды на восполнение потерь пара основного цикла (подача пара на производство АО "Акрон" без возврата конденсата и подпитка теплосети) производится по схеме: трубопровод сырой воды – прямок сырой воды – насосы сырой воды – подогреватели сырой воды, имеющие греющий агент – пар из общестанционного коллектора 1,2 ата.

После реализации проекта схема подготовки сырой воды будет иметь вид: трубопровод сырой воды с водоводяным теплообменником, греющим агентом которого будет являться вода ОЗК.

Экономический эффект достигается за счет сокращения расхода тепловой энергии на подогрев сырой воды, химически-очищенной воды (ХОВ), увеличение выработки электроэнергии на последних ступенях турбоагрегатов сэкономленным паром 1,2 ата; высвобождение расхода электроэнергии собственных нужд на привод насосов сырой воды.

## 3. Выводы.

По целям и задачам проект «Внедрение схемы отдельного замкнутого контура циркуляции основного конденсата ТА ст. №3» относится к 4 группе ИП, разрабатываемых на основе анализа процесса подготовки сырой воды на восполнение потерь пара основного цикла и внедрения новой схемы ОЗК, как мероприятия программы энергосбережения. Реализация проекта приведет к экономии и рациональному использованию вырабатываемого станцией тепла и электроэнергии, к улучшению технико-экономических показателей НТЭЦ.

Предложение второе: «Технология использования низкопотенциального тепла на нужды хозяйствующих субъектов и городских ЖКХ».

### 1. Описание проекта.

Инвестпроект предполагает вложение денежных средств в объект городского хозяйства с целью выполнения программы энергосберегающих

мероприятий, улучшения технико-экономических показателей работы ЖКХ.

Первоочередным этапом выполнения данного мероприятия являются проектно-изыскательские работы. Далее необходимо организовать работы по монтажу схемы трубопроводов отдельного замкнутого контура циркуляции основного конденсата со струйно-душирующим устройством в конденсаторе ТА ближайшей электростанции, неважно – ТЭЦ, ГРЭС, АЭС, конденсатными насосами и водоводяным подогревателем на трубопроводе городской воды, выполнить пуско-наладочные работы.

Результатом реализации проекта является получение экономического эффекта от обеспечения подачи воды с  $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  на нужды города и ЖКХ с использованием тепла отработавшего пара ТА, в настоящее время отводимого на градирни.

## 2. Предпосылки реализации проекта.

По существующей схеме отработавший в турбине пар направляется в конденсатор и отдает тепло парообразования циркуляционной воде (типовая схема).

Реализация проекта со струйно-душирующим устройством позволит использовать часть тепла, а возможно и все тепло отработавшего пара, на подогрев городской воды, тем самым существенно улучшить технико-экономические показатели собственно электростанции и существенно снизить стоимость единицы тепла в городе "N" (рис. 2).

## 3. Техничко-экономические показатели.

В настоящее время вода в город подается с плавающей температурой: летом  $\sim 25\div 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; зимой  $\sim 1\div 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . После реализации проекта схема подготовки городской воды будет иметь вид: трубопровод городской воды с водоводяным теплообменником, греющим агентом которого будет являться замкнутый контур циркуляции горячего конденсата от конденсатора ТА (рис. 2). Экономический эффект достигается за счет подачи воды на хозяйственные нужды города с постоянной температурой  $23\div 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  независимо от времени года.

## 6. Доходная часть проекта.

Расчет доходной части проекта произведен, исходя из экономии затрат тепла и электроэнергии на доведение городской воды перед потреблением до температуры  $23\div 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Для ТЭЦ доходная часть выражается только в экономии на привод циркуляционных насосов и расходов на испарение воды в градирне.

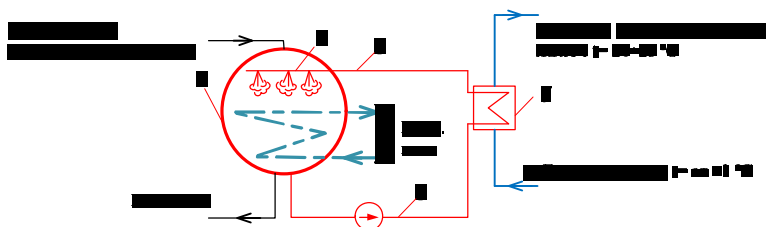


Рис.2. Электрическая станция с ОЗК:

к струйно-душирующему устройству 4 конденсатора 3 подключены трубопровод ЭС и трубопровод 6 замкнутого контура подогревателя 7 исходной воды

Для ЖКХ: для города с населением 200 000 человек, по нормам – 5 м<sup>3</sup> на одного человека в месяц. Количество потребляемой воды в город, м<sup>3</sup>/год:

$$5 \cdot 12 \cdot 200000 = 12000000.$$

Количество тепла для подогрева воды до 25 °С при годовой средней температуре воды 8,5 °С, Гкал/ч:

$$12000000 \cdot 16,5 = 288000.$$

При цене за 1 Гкал/ч = 1000 рублей, руб:

$$288000 \cdot 1000 = 288000000.$$

Таким образом, город с населением в 650 000 будет иметь экономию на энергоресурсах, только в сфере ЖКХ, не менее 1 000 000 000 рублей в год.

*В.А. Пермяков, к.т.н., вед. научн. сотр.,  
К.В. Пермяков, к.т.н., зав. сект. (ОАО «НПО ЦКТИ»)*

## **ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЖУХОТРУБНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ НПО ЦКТИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ И КОММУНАЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ**

В начале 90-х годов, когда работы по строительству новых энергоблоков были, по существу, свёрнуты, в НПО ЦКТИ оформилось направление



«теплообменное оборудование для систем теплоснабжения и промышленных энергоустановок».

С первых работ по этой тематике стало очевидно, что централизованное теплоснабжение – важнейшая отрасль жизнеобеспечения – находится в достаточно тяжёлом положении.

Кратко его можно охарактеризовать следующими положениями: низкий технический уровень эксплуатации; преимущественное выполнение теплотрасс из подверженных коррозии углеродистых сталей; частое несоблюдение норм качества сетевой воды; использование в широких масштабах устаревшего и ненадежного оборудования, арматуры и т.д. [1–3].

В силу целого ряда как объективных, так и субъективных причин нет оснований рассчитывать на то, что в ближайшее время ситуация коренным образом изменится. Поэтому новое теплообменное оборудование, предназначенное для таких систем теплоснабжения, должно отвечать ряду требований, которые можно считать обязательными и соответствие которым позволит оборудованию быть работоспособным в этих системах. Главные из этих требований таковы: теплообменное оборудование должно быть разборным, обеспечивать длительную надёжную работу на современном уровне эффективности в имеющихся условиях, возможность очистки от загрязнений всех внутренних поверхностей и ремонта узлов подогревателя на объекте эксплуатации с применением доступных материалов и инструментов [4–6]. Тепловая эффективность новых подогревателей должна характеризоваться коэффициентами теплопередачи не ниже  $3500 \text{ ккал}/(\text{м}^2\text{ч}^\circ\text{C})$  при умеренном гидравлическом сопротивлении.

Получившие широкое распространение в системах теплоснабжения водо-водяные секционные подогреватели ПВ [7], горизонтальные пароводяные подогреватели ПП [8], вертикальные пароводяные подогреватели БО, БП, ПСВ [9] перечисленным требованиям явно не соответствуют и конструктивно серьёзно устарели [10–13]. Однако ряд отечественных производителей продолжает их выпуск, а проектные организации, к сожалению, по-прежнему предусматривают его применение в проектах новых объектов.

В НПО ЦКТИ разработаны и освоены в производстве вместо перечисленных серии новых подогревателей, не имеющих недостатков, присущих старым аппаратам.

С 1995 г. поставляются новые малогабаритные разборные подогреватели типа ПВМР по ТУ 4933-007-05762252-98 [14–17].

Их основными конструктивными особенностями являются: трубная система длиной 2 м, двухходовая по нагреваемой воде, которая может

быть вынута из корпуса без съёма его с опор и отсоединения патрубков греющей воды; для очистки внутренней поверхности труб, заглушки и подвальцовки их концов, замены поврежденных труб выемки трубной системы не требуется. Выполнение малой водяной камеры подвижной обеспечивает компенсацию температурных расширений трубной системы. Последовательное соединение подогревателей по теплообменивающимся потокам осуществляется непосредственно с помощью патрубков без применения калачей. Всего выпускается свыше 30 типоразмеров таких подогревателей с диаметрами корпусов от 114 до 1020 мм на рабочие давления сред 1,0 и 1,6 МПа.

Средний уровень коэффициентов теплопередачи в подогревателях ПВМР при номинальных условиях и чистых поверхностях нагрева  $3500 \div 3600$  ккал/(м<sup>2</sup>ч°С). Почти 120 подогревателей нового типа успешно эксплуатируются на разных объектах, в том числе и таких, на которых нет соответствующей обработки сетевой и даже греющей воды.

Повышенная тепловая мощность, меньшие габариты, разборность, возможность выполнения очистки и ремонтов непосредственно на объектах обуславливают превосходство подогревателей ПВМР над аппаратами ПВ [7], а также получающими широкое и зачастую необоснованное распространение пластинчатыми аппаратами, и дают основание применять подогреватели ПВМР в качестве базового варианта водо-водяных подогревателей для технического перевооружения систем теплоснабжения ЖКХ.

Для замены подогревателей ПП в НПО ЦКТИ разработаны и освоены в изготовлении три модификации более совершенных аппаратов: типа ППМ (конструктивно новое исполнение конденсирующего трубного пучка, повышающее тепловую эффективность примерно на 25 % при сохранении габаритно-присоединительных размеров, имеющих у подогревателей ПП); ППМР – подогреватели пароводяные малогабаритные разборные, рассчитанные на совместное применение в блоке с охладителями конденсата ПВМР и согласованные с ними по присоединительным размерам; и пароводяные подогреватели с встроенными охладителями конденсата. Подогреватели всех трёх новых серий рассчитаны на давления рабочих сред 10 и 16 кгс/см<sup>2</sup>, имеют длины трубных систем 2 и 3 м, разъёмное исполнение, хотя наиболее часто выполняемые при эксплуатации операции (подвальцовка концов теплообменных труб, их заглушка, замена и др.) и не требуют выемки трубных систем из корпусов. Ряд подогревателей ППМ включает 14 типоразмеров с диаметрами корпусов 325, 426, 480, 530, 630, 720 и 820 мм, подогревателей ППМР – 26 типо-

размеров с диаметрами корпусов 114, 159, 168, 219, 273, 325, 377, 426, 480, 530, 630, 720 и 820 мм, а подогревателей с встроенными охладителями конденсата – 24 типоразмера с диаметрами корпусов 426, 530, 630, 720, 820 и 920 мм.

Применение подогревателей с встроенными охладителями конденсата значительно упрощает и удешевляет узлы подогрева сетевой воды в котельных за счёт исключения группы выносных охладителей конденсата, связанных с нею трубопроводов, а также группы предохранительных клапанов на корпусах подогревателей и БРУ на паропроводе между котлом и подогревателем. Последнее стало возможным в связи с повышением рассчитанного рабочего давления в новых подогревателях 1,6 МПа ( $16 \text{ кгс/см}^2$ ) вместо 0,7 МПа ( $7 \text{ кгс/см}^2$ ), на которое были рассчитаны подогреватели по [8]. На рис. 1 даны принципиальные схемы котельных с узлами теплоснабжения, укомплектованными серийными и новыми подогревателями.

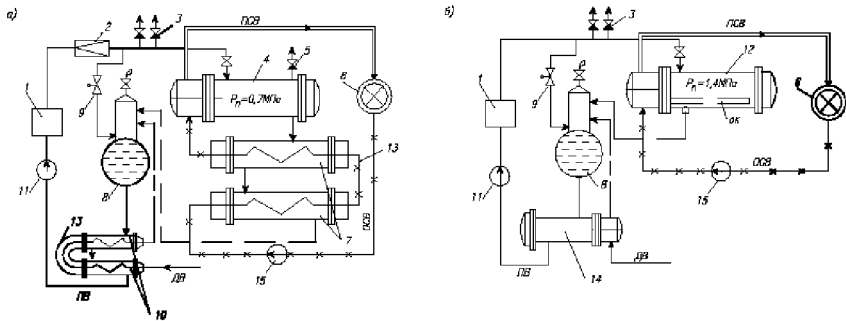


Рис. 1. Принципиальные схемы котельных при комплектации узла подогрева сетевой воды серийными (а) и новыми (б) подогревателями:

1 – паровой котёл; 2 – БРУ; 3,5 – предохранительные клапаны; 4 – пароводяной подогреватель ПП; 6 – тепловой потребитель; 7 – выносной охладитель конденсата пара (группа подогревателей по ГОСТ 27590); 8 – атмосферный деаэратор; 9 – регулятор давления; 10 – охладитель деаэрированной воды (группа подогревателей по ГОСТ 27590); 11 – питательный насос; 12 – пароводяной подогреватель с встроенным ОК; 13 – соединительный калач; 14 – охладитель деаэрированной воды ПВМР; 15 – сетевой насос; ПСВ – прямая сетевая вода; ОСВ – обратная сетевая вода; ДВ – добавочная вода; ПВ – питательная вода

В табл. 1 в качестве примера приведены данные по сокращению единиц оборудования и экономии материалов при переходе в узлах теплоснабжения на подогреватели с встроенными охладителями конденсата для 2-х типовых котельных. За счёт такого перехода достигается значи-

тельная экономия цветных и черных металлов, которая на практике будет ещё выше за счёт исключения трубопроводов, связывающих стандартные подогреватели с выносными охладителями, определенного количества арматуры, байпасных линий, несущих металлических конструкций и т.д. На конец 2011 г. для разных объектов, включая зарубежные, НПО ЦКТИ изготовлено и поставлено около 70 единиц подогревателей с встроенными охладителями конденсата.

Таблица 1. Сопоставление вариантов комплектования узла подогрева сетевой воды котельной серийными аппаратами и подогревателями с встроенным охладителем конденсата

Тип котельной	Типы и количество серийных подогревателей в тепловом узле	Типы и количество новых подогревателей	Экономия только за счёт перехода на новые подогреватели	
			Ед. оборудования	Материалов
Котельная с 4 <sup>мк</sup> котлами ДЕ-25-16ГМ	ПП1-53-7-IV(II) - 4шт. ПВ219×4000-Р-2 - 8шт. Калачей -4 шт.; переходов – 16 шт. Всего 32 шт.	ПП1-40кп/12ок-16-II 4шт.	28	2336 п.м. (950 кг) труб Ø16×1 из латуни; 32 п.м. стальных труб Ø219×6
Котельная с 2 <sup>мк</sup> котлами ДЕ-10-16ГМ	ПП1-53-7-IV(II) - 2 шт.; ПВ219×4000-Р-2 - 4шт. Калачей -2 шт.; переходов – 8шт. Всего 16 шт.	ПП1-40кп/12ок-16-II 2шт.	14	1118 п.м. (475 кг) труб Ø16×1 из латуни; 16 п.м. стальных труб Ø219×6

Для котельных и ТЭЦ разработана и поставлена на производство новая серия вертикальных подогревателей сетевой воды ПСВК, конструкция которых соответствует современному техническому уровню и условиям эксплуатации котельных [13] («К» в марке подогревателя означает «для котельных»). Подогреватели ПСВК имеют дополнительный фланцевый разъём в нижней части корпуса, что позволяет производить все основные операции, выполняемые при ремонтах трубных систем, без выемки их из корпуса. В трубную систему введены системы сбора и отвода конденсата пара и паровоздушной смеси из каждой её зоны, исключены застойные зоны, сведены к минимуму холостые перетечки пара. Трубная система имеет вибронадёжное исполнение. Тепловая мощность подогревателей ПСВК повышена на 25÷30 % по сравнению с серийными подогревателями. Подогреватели ПСВК рассчитаны на рабочие давления сред 10 и 16 кгс/см<sup>2</sup>.

Подогреватели ПСВК могут быть применены взамен серийных аппаратов ПСВ (БО, БП) при модернизации узлов теплоснабжения в действующих котельных.

Основные технические решения, принятые в ПСВК, предварительно (в 1994–95 гг.) были опробованы в подогревателях ПСВ-200у в Юго-Восточной котельной г. Выборга при их реконструкции [18], а также в подогревателях ПСВ-315-14-23 на ГРЭС-8 в г. Кировске Ленинградской обл. Последующая эксплуатация реконструированных аппаратов показала, что их тепловая мощность выросла примерно на 30–40 %.

Всё перечисленное, а также не упомянутое в докладе (емкостные водоподогреватели, подогреватели мазута и др.) новое теплообменное оборудование выпускается на основе соответствующих ТУ, сертифицировано. Изготовление его ведётся по соответствующим заказам в опытном цехе НПО ЦКТИ. На конец 2011 г. различным заказчикам, в том числе иностранным, поставлено почти 400 новых подогревателей. Значительная часть их находится в эксплуатации в небольших, удалённых от крупных промышленных центров населённых пунктах России, где данная котельная зачастую является единственным источником тепла. Растёт доля подогревателей, поставляемых на экспорт.

Положительный опыт эксплуатации рассмотренных кожухотрубных теплообменных аппаратов, разработанных специализированным сектором НПО ЦКТИ, подтверждает целесообразность их расширенного применения при техническом перевооружении и создании новых объектов коммунальной и промышленной энергетики.

#### Библиографический список

1. Масленников Г.К. Борьба с накипью и коррозией в системах теплоснабжения как основа энергосбережения. // «Энергосбережение и водоподготовка», №4, 1999.
2. Балабан-Ирменин Ю.В., Липовских В.М. Особенности коррозионных поражений металла трубопроводов тепловых сетей. // «Энергетик», №9, 1992.
3. Балабан-Ирменин Ю.В., Липовских В.М. и др. Причины увеличения повреждений трубопроводов теплосети от внутренней коррозии. // «Теплоэнергетика», №12, 1993.
4. Пермяков В.А., Пермяков К.В., Якименко А.Н., Нейбургер А.Н. К вопросу выбора типа водо-водяных подогревателей для систем теплоснабжения. // «Промышленная энергетика», №4, 2000.
5. Пермяков В.А., Пермяков К.В., Якименко А.Н. Выбор типа водо-водяных подогревателей для систем теплоснабжения. // "Тяжелое машиностроение". – М., 2000, № 3.
6. Кононович Ю.В. Необходима комплексная программа повышения эколого-экономической эффективности теплоснабжения городов. – Известия Академии промышленной экологии, 1996, №1-2.
7. ГОСТ 27590-88. Подогреватели водо-водяные систем теплоснабжения.
8. ОСТ 108.271.105-76. Подогреватели пароводяные тепловых сетей.

9. **ОСТ 108.271.101-76.** Подогреватели сетевой воды для тепловых электростанций, отопительно-производственных и отопительных котельных.
10. **Пермяков К.В.** Опыт совершенствования теплообменного оборудования для систем снабжения теплом и горячей водой. Международная научно-практическая конференция "Критические технологии в строительстве". МГСУ, 1998.
11. **Пермяков К.В.** Эффективность модернизированных водоподогревателей в местных системах горячего водоснабжения. // "Известия промышленной экологии", №3. – 1997 г.
12. **Пермяков В.А., Пермяков К.В., Боровков В.М., Кошелев С.М.** Отечественные кожухотрубные подогреватели нового поколения для технического перевооружения систем теплоснабжения. // "Промышленная энергетика". – М., 2004, № 11.
13. **Пермяков К.В., Кошелев С.М., Пермяков В.А.** Новые вертикальные подогреватели сетевой воды типа ПСВК для котельных, ТЭЦ и промышленных энергоустановок. // «Промышленная энергетика», №12, 2003.
14. **Пермяков В.А., Пермяков К.В., Кошелев С.М., Гиммельберг А.С. и др.** Теплообменное оборудование для промышленных установок и систем теплоснабжения. // Промышленный каталог 04-04. – М., ФГУП ВНИИАМ, 2004.
15. **Пермяков В.А., Пермяков К.В., Гиммельберг А.С., Григорьев Г.В., Михайлов В.Г., Баева А.Н., Ермолов В.Ф.** Новое теплообменное оборудование для промышленных энергоустановок и систем теплоснабжения. // Отраслевой каталог 44-97. – М., ЦНИИТЭИТЯЖ-МАШ, 1998.
16. **Пермяков В.А., Пермяков К.В., Смирнов С.Н.** Ремонтпригодные малогабаритные подогреватели для систем теплоснабжения. // "Промышленная энергетика". – М., 1997, № 8.
17. **Пермяков В.А., Гиммельберг А.С., Ермолов В.Ф., Пермяков К.В., Михайлов В.Г. и др.** Новое теплообменное оборудование для промышленных энергоустановок и систем теплоснабжения. // "Тяжелое машиностроение". – М., 1997, № 9.
18. **Пермяков В.А., Пермяков К.В., Тихонов В.А., Шаренков В.А.** Опыт реконструкции системы подогрева сетевой воды котельной. // «Промышленная энергетика», №1, 1999.

*П.А. Перов, асп. (ИГАСУ)*

## **КОРРЕКЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА ОТПУСКА ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ В ВЕСЕННИЙ ПЕРИОД С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ СОЛНЕЧНЫХ ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЙ**

Как правило, при централизованном теплоснабжении осуществляется качественное регулирование тепловой нагрузки по температуре наружного воздуха в соответствии со стандартным температурным графиком. При этом воздействие прямого солнечного излучения на ограждающие конструкции здания практически не учитывается.

На рис. 1 показан график изменения интенсивности солнечной радиации и температуры воздуха в течение года. График построен по данным

[1] по табл. 2.27 («Суммарная (прямая + рассеянная) солнечная радиация на горизонтальную поверхность по месяцам») и табл. 1.1 («Расчет средневзвешенной месячной температуры воздуха») для города Москва.

По графику видно, что существует фазовый сдвиг между изменением интенсивности солнечной радиации и изменением температуры воздуха. Сдвиг составляет около 1 месяца. В первой половине года интенсивность

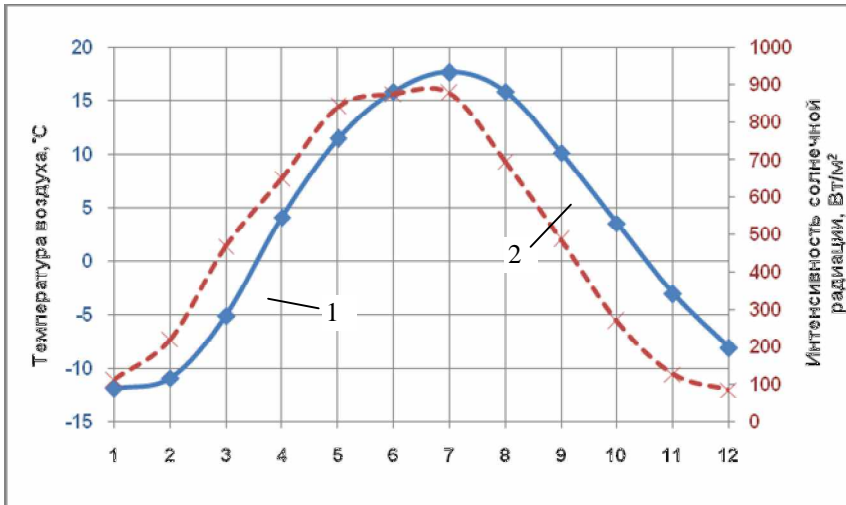


Рис. 1. Сезонные изменения температуры воздуха и интенсивности солнечной радиации: 1 – температура наружного воздуха, 2 – интенсивность солнечной радиации

солнечной радиации растет. За счет нагревания земли и находящихся на ней объектов (например, зданий) солнцем, воздух нагревается. Прогревание земли и объектов происходит медленно из-за их большой тепловой инерционности. Таким образом, рост температуры воздуха отстает относительно роста солнечной радиации. Во второй половине года, опять же из-за большой инерционности земли, воздух остывает позже, чем снижается радиация.

Регулирование температуры воды в теплосети производится по температуре наружного воздуха. Так как рост интенсивности солнечной радиации в весенние месяцы отопительного периода опережает рост температуры воздуха, то появляется возможность экономии тепловой энергии на отопление зданий за счет понижения температурного графика в этот период.

Весной 2010 года специалистами ООО НТЦ «Промышленная энергетика» проводился энергетический аудит системы теплоснабжения города Троицк (Московская область).

Регулирование температуры в подающем трубопроводе теплосети осуществляется в соответствии с температурным графиком по температуре наружного воздуха. Во всех ЦТП города для этого установлены автоматические контроллеры отопления (Овен ТРМ-32 и Трансформер).

В порядке эксперимента было проведено следующее мероприятие. Изменением настроек контроллеров температурный график был нами скорректирован следующим образом:

- график был сдвинут вниз (понижением температуры) на  $3\text{--}7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- убраны «полки» (изломы графика), ограничивающие понижение температуры теплоносителя с понижением температуры воздуха ниже  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  (или  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в зависимости от ЦТП).

На рис. 2 изображены графики регулирования для ЦТП-Д3 до и после корректировки.

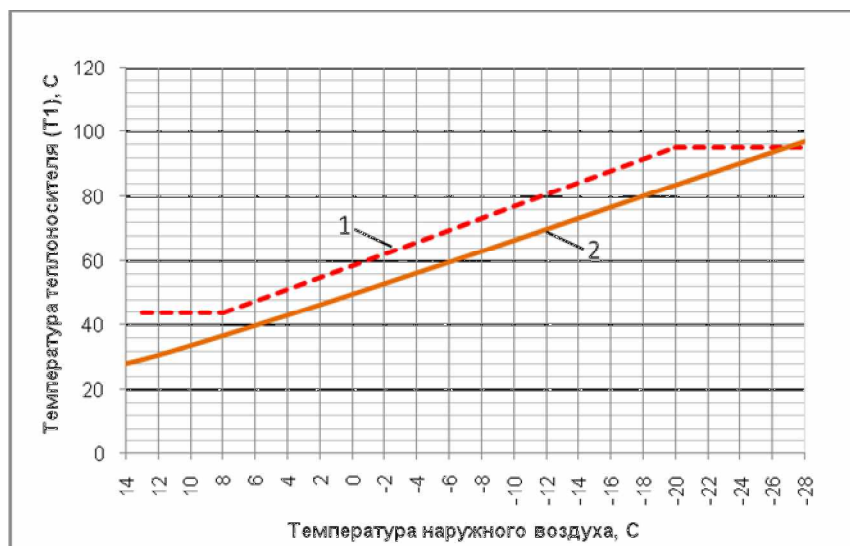


Рис. 2. Температурный график ЦТП-Д3 до и после корректировки:  
1 – обычный график, 2 – скорректированный (новый) график



Несмотря на введенные изменения, в течение всего периода действия пониженного графика температура в домах, отапливаемых от ЦТП районов, оставалась в пределах нормы и жалоб от жильцов не поступало.

За счет понижения графика удалось получить существенную экономию тепловой энергии в этот период. Расчет экономического эффекта по согласованной с предприятием-поставщиком тепловой энергии методике показал экономиию в 443 тыс. рублей в месяц для ЦТП-ДЗ и 1,5 млн. рублей для всех ЦТП в сумме.

Проведенный опыт показал большой потенциал энергосбережения при корректировке температурных графиков с учетом солнечных теплопоступлений.

Надо отметить, что в данном случае была выполнена жесткая коррекция графика – график был элементарно смещен вниз в начале эксперимента, регулирование при этом опять же осуществлялось исключительно по температуре наружного воздуха, то есть реальная динамика интенсивности солнечной радиации не учитывалась.

Гибкое регулирование с учетом текущих значений интенсивности солнечных теплопоступлений даст еще больший эффект, но требует дополнительной проработки алгоритмов регулирования.

#### Библиографический список

1. СНИП 23-01-99 «Строительная климатология».

*О.Н. Махов, к.т.н., доц., В.И. Субботин, к.т.н., проф.,  
Л.И. Тимошин, к.т.н., доц. (ИГЭУ)*

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕХУГЛЕРОДА**

Промышленные способы производства сажи основаны на разложении углеводородов под действием высокой температуры. Образование сажи в одних случаях происходит в пламени горящего сырья при ограниченном доступе воздуха, в других – при термическом разложении сырья в отсутствие воздуха. Каждый из этих способов получения сажи имеет ряд разновидностей.

По способу производства сажи делят на три группы: канальные, печные и термические. Каждая группа включает несколько типов (марок) сажей:

– канальные (диффузионные) сажи получают при неполном сгорании природного газа или его смеси с маслом (например, антраценовым) в так называемых горелочных камерах, снабженных щелевыми горелками. Внутри камер расположены охлаждающие поверхности (каналы), на которых сажа осаждается из диффузионного пламени;

– печные сажи получают при неполном сгорании масла, природного газа или их смеси в факеле, создаваемым специальным устройством в реакторах (печах). Сажа в виде аэрозоля выносится из реактора продуктами горения и охлаждается водой;

– термические сажи получают в специальных генераторах при термическом разложении природного газа или ацетилен без доступа воздуха.

Основными задачами на сажевых заводах являются: прием и хранение сырья, очистка газообразного сырья, получение сажи, улавливание сажи и обработка сажи.

По обоим способам образование сажи происходит в пламени горящего сырья, т.е. процесс сводится к тому, что часть сырья сгорает, создавая необходимую температуру для разложения остальной части сырья.

Широкое распространение получил способ, при котором создание необходимой температуры для разложения сырья происходит не в результате сжигания части сырья, а посредством сжигания какого-либо другого топлива. Наиболее пригодными топливами является природный газ и нефтяной пиролизный газ, получаемый в значительных количествах при переработке нефти. Иногда для этой цели применяют какое-либо недорогое жидкое нефтяное топливо. Реакторы или печи для получения сажи имеют в таком случае две зоны. В одной из них сжигают газ или жидкое топливо при небольшом избытке воздуха, а в другую зону, в которой находится пламя горящего газа, вводят нагретое, а иногда даже испаренное жидкое сырье.

При этом способе получения сажи выход продукции выше, чем при сжигании сырья с целью получения, как тепла, так и сажи. Кроме того, этот способ легко управляем и позволяет получать сажу с самыми различными свойствами.

В настоящее время на многих газоперерабатывающих заводах производящих технический углерод разных марок помимо основного сырья расходуется и природный газ, что отражается на себестоимости выпускаемой продукции. Кроме того, отходящие газы, содержащие водород и

моноокись углерода, просто дожигаются перед выбросом в атмосферу, а их химический и тепловой потенциал никак не используется.

По данным проведенных исследований известно, что себестоимость производства некоторых марок технического углерода неуклонно приближается к цене реализации продукта. В связи с этим остро встает проблема снижения себестоимости продукции. Одним из возможных путей снижения себестоимости является непосредственное использование вторичных энергоресурсов.

Следует отметить, что технический углерод применяется в производстве каркасов, резинотехнических изделий, автомобильных шинах, печатных красок, в качестве пигмента для пластмасс. Продукт пользуется устойчивым экспортным спросом.

Существующая на многих предприятиях технология производства технического углерода может быть модернизирована, за счет рекуперации тепла технологических потоков и использования энергетического потенциала отходящих газов, просто дожигаемых в настоящее время перед выбросом в атмосферу.

Предлагаемая минимальная модернизация производства технического углерода может включать в себя:

- переобвязку участков на прием газожидкостного сырья, включая блок подготовки жидкого сырья (подогрев сырья, дозатор для введения присадок с целью улучшения технологических свойств);

- замену морально и физически устаревших электрофильтров на современные рукавные фильтры (создание мобильных линий, позволяющих одновременно производить и улавливать различные марки технического углерода);

- утилизацию энергетического потенциала отходящих газов - использование их в качестве топлива для производства тепловой и электрической энергии.

Энергетический потенциал отходящих газов при производстве технического углерода в зависимости от состава углеводородного сырья может составлять до 50÷60 МВт. Применение современного котельного и паротурбинного оборудования на базе отходящих газов может позволить достигнуть электрической мощности энергоблоков 10÷15 МВт. Таким образом, появляется возможность создания собственного энергоблока на предприятии для покрытия собственных нужд предприятия, что позволит снизить себестоимость выпускаемой продукции, а также увеличить прибыль предприятия.

Создание собственного источника тепло- и энергоснабжения позволит решить следующие задачи:

– круглогодично обеспечивать предприятие электрической мощностью от собственного источника, что покрывает электрические нагрузки в любой период, а также реализовывать избыток электрической мощности на розничном рынке;

– обеспечивать всю тепловую нагрузку производственного и хозяйственно-бытового теплоснабжения теплотой пара из отбора с устанавливаемых паровых турбин.

В заключении следует сказать, что существенное значение в технологии получения технического углерода должна иметь энергетическая составляющая. Тепло отходящих газов должно использоваться для нагрева воздуха, топлива, сырья и других технологических агентов и в последующих процессах придания целевому продукту товарного вида. Процесс производства технического углерода должен объединять химическую технологию с энергетикой, базирующейся на рациональной утилизации тепла химических реакций различного температурного уровня. Принципиально энерготехнологическая схема может быть построена на основе либо максимальной утилизации излишков тепла, либо минимального потребления исходного высококвалифицированного сырья, каким являются природный газ и углеводородное сырье для производства технического углерода, а, следовательно, и минимального образования излишков тепла среднего и низкого температурного уровня.

Выбор каждого из этих направлений должен определяться имеющимися на заводах технологическими схемами получения целевого продукта и методами утилизации избыточного вторичного тепла.

*А.В. Новиков, асп., инж. (ООО ТК «Тейковский ХБК»),  
В.К. Пыжов, к.т.н., проф. (ИГЭУ)*

## **АНАЛИЗ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ОТДЕЛОЧНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ ТЕКСТИЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

В настоящее время в условиях рыночных отношений в стране задачей текстильных предприятий является выпуск конкурентоспособной продукции. От качества выпускаемых тканей и ее себестоимости напрямую

зависит деятельность предприятий и работающих на нем людей. В ряде случаев от функционирования текстильных предприятий зависит жизнедеятельность посёлков, городов и даже областей. Выпуск тканей в настоящее время связан со значительным потреблением энергии, стоимость которой постоянно растёт.

Перед учёными в текстильной отрасли стоят несколько актуальных задач, главной из которых является разработка технологических процессов с низким энергопотреблением. Другой важной задачей, требующей быстрого решения, является экономия энергии на уже находящемся в эксплуатации оборудовании, а также использование вторичных энергоресурсов. Зачастую на предприятиях либо не имеют точных данных о фактическом потреблении тепловой энергии оборудованием и удельных энергетических затратах при производстве ткани, либо пользуются устаревшие и несоответствующие оборудованию и режиму его эксплуатации данные. Практически не проводятся работы по оптимизации потребления энергии оборудованием. Когда же к данным работам начинает проявляться интерес, то часто очень быстро и при минимальных затратах на предприятиях достигается значительный экономический эффект.

Следует отметить, что решение задачи по снижению энергозатрат в себестоимости ткани невозможны без точного знания производственного оборудования современных предприятий, перспективных планов его модернизации, эффективности использования существующего оборудования [1, 2]. В то же время, несмотря на важность, исследования энергопотребления оборудованием на предприятиях практически не проводятся. При этом на многих предприятиях региона к проведению работ по оптимизации и снижению энергопотребления оборудования относятся без должного внимания, продолжая работать с большими энергетическими затратами.

Примером типичного предприятия является ООО ТК «Тейковский ХБК» (г. Тейково, Ивановская область). Шесть лет назад в здании отделочной фабрики было установлено новейшее оборудование иностранного производства. Это позволило расширить ассортимент выпускаемой на предприятии продукции и улучшить её качество. Однако по прошествии нескольких лет непрерывной работы предприятия появилось множество проблем, связанные с энергетическими затратами на выпуск продукции и неэффективной работой систем поддержания микроклимата. Значительная часть производственной площади не вентилируется. Это приводит к безвозвратным энергетическим потерям на работающем оборудовании и отрицательно сказывается на условиях труда работников.

Другим ярко выраженным недостатком является невысокий КПД установленного оборудования и большие непроизводительные тепловые потери, связанные с процессом производства готовой продукции. К ним относятся утечки воздуха, воды и пара во время производственного процесса, а также перерасход теплоносителей из-за нарушения технического регламента (перерасход газа при пересушке ткани, перерасход промывной воды и т.д.).

В данной статье приводятся результаты обследования в 2011 г. сушильного и отбельного оборудования предприятия ООО ТК «Тейковский ХБК». Эти исследования проводились с целью выявления эффективности работы данного оборудования, определения коэффициента полезного использования теплоты (КПИ), удельных энергозатрат и тепловых потерь. На основе исследований предполагалось разработать мероприятия по повышению эффективности работы сушильного и отбельного оборудования.

Всего было обследовано три сушильно-ширильные машины конвективного типа «Терма», работающие с использованием природного газа, и отбельная линия с сушильными машинами контактного типа «Kusters» (с использованием пара) на тканях из ассортимента предприятия. По каждому оборудованию составлялись тепловые балансы, выявлялись удельные затраты энергии, определялся коэффициент полезного использования теплоты и оценивалась допустимость потерь теплоты.

На первом этапе улучшение режимов работы отбельной линии «Kusters» и сушильно-ширильных машин «Терма» подразумевалось за счет снижения тепловых потерь оборудованием (проведение изоляционных ремонтных работ) и установления расходов пара и природного газа на производственные нужды в соответствии с технологическим регламентом. На этом этапе сохранен объём удаляемого воздуха с оборудования на прежнем уровне и поддержаны согласно технологическому регламенту значения температуры и влажности ткани на выходе из машин.

Коэффициент полезного использования теплоты (доля теплоты, используемой для нагрева ткани и испарения влаги, в суммарном тепловом балансе) в отбельной линии составлял 59,2 %, удельный расход пара на кг испарённой влаги – 1,77 кг/кг, удельный расход пара на кг произведённой ткани – 0,777 кг/кг. После выполнения предложенных мероприятий численное значение КПИ повысилось до 64,2 %, удельные расходы пара снизились до 1,69 кг на кг испарённой влаги и 0,742 кг на кг ткани.

Коэффициент полезного использования теплоты в сушильно-ширильной машине «Терма» №1 составлял 51,8 %, удельный расход природного газа на кг испарённой влаги – 1,941 кг/кг, удельный расход пара

на кг произведённой ткани – 1,844 кг/кг. После выполнения мероприятий численное значение КПИ повысилось до 59,2 %, удельные расходы пара изменились до 1,689 кг/кг испарённой влаги и 1,604 кг/кг ткани.

Коэффициент полезного использования теплоты в сушильно-ширильной машине «Terma» №2 был 37,5 %, удельный расход природного газа на кг испарённой влаги – 0,232 кг/кг, удельный расход пара на кг произведённой ткани – 0,209 кг/кг. Выполнение мероприятий позволило повысить значение КПИ до 42,8 %, удельные расходы пара изменить до 0,199 кг/кг испарённой влаги и 0,179 кг/кг ткани.

Коэффициент полезного использования теплоты в сушильно-ширильной машине «Terma» №3 равнялся 37,9 %, удельный расход природного газа на кг испарённой влаги – 0,229 кг/кг, удельный расход пара на кг произведённой ткани – 0,206 кг/кг. После проведения мероприятий численное значение КПИ повысилось до 43,2 %, удельные расходы пара снизились до 0,197 кг/кг испарённой влаги и 0,177 кг/кг ткани.

Из приведённых исследований видно, что из трёх сушильно-ширильных машин две работают с малой эффективностью. Отбельная линия «Kusters» также не всегда работает эффективно.

Коэффициент полезного использования теплоты в отбельной линии в среднем составляет 50÷60 % (при необходимом по регламенту 70÷80 % для отбельного оборудования с сушильными барабанами). Естественно, что при этом велики и удельные затраты пара на испарение одного килограмма влаги – при необходимом для машин данного класса 1,4÷1,6 кг/кг, в некоторых режимах работы он составляет более 1,7 кг/кг на килограмм испарённой влаги [1, 2].

Коэффициент полезного использования теплоты в сушилках конвективного типа по данным проведённого обследования составляет 30÷40 % (при регламентном значении 55÷60 %), при этом удельные затраты газа на испарение одного килограмма влаги в ряде случаев превышают 1,5 м<sup>3</sup> на кг испарённой влаги.

Основной из причин, приводящих к недостаточной экономичности сушильных машин и отбельной линии, является плохая организация удаления паровоздушной смеси. Из-за этой причины происходит около 50 % всех потерь сушильного оборудования и около 20 % всех потерь отбельной линии. В тоже время устранение этих потерь, как правило, не требует значительных капитальных вложений и осуществляется достаточно легко.

Проведение мероприятий по оптимизации удаления паровоздушной смеси в реальных условиях производства (устранение утечек пара через неплотности в ограждениях оборудования, установка дополнительных

ограждений и т.д.) позволило в среднем на 6÷8 % увеличить КПИ теплоты отбельной линии и на 12÷15 % сушильных машин. Данные мероприятия не потребовали значительных капиталовложений, относились к малозатратным и быстрокупаемым и позволили значительно увеличить тепловую эффективность оборудования.

Необходимо отметить, что в ряде случаев экономия теплоты от оптимизации отбельной линии значительно больше экономии получаемой на конкретной машине в составе этой линии, так как данное оборудование, как правило, находится в составе линии, оснащённой большим количеством энергопотребляющего оборудования.

Например, отбельная линия «Kusters» включает в себя запарной отсек, пропиточные и промывные машины, использующие пар. Повышение эффективности использования теплоты в сушильных барабанах, запарном отсеке и другом оборудовании, входящем в состав линии, позволило бы увеличить скорость обработки ткани и снизить удельные затраты пара по всей линии.

Кроме того, в ряде случаев плохая работа отдельных единиц оборудования оказывает негативное воздействие на работу соседних машин в составе линии. Например, неисправная система конденсатоотводчиков на одной линии, допускающая пропуск значительной доли «пролетного» пара, создает подпор в конденсатопроводе смежной линии с исправной системой конденсатоотвода. В результате этого снижаются энергетические возможности исправной линии, снижается ее производительность, и, как правило, на предприятиях в этом случае продолжают работу с открытыми байпасами, что приводит к значительным потерям теплоты с «пролетным» паром. В дальнейшем эта ситуация по принципу «цепной реакции» может повлиять на работу соседних машин в отбельной линии.

Приведённая выше картина достаточно типична для большинства текстильных предприятий Ивановской области. Устранение тепловых потерь – значительный экономический резерв при производстве текстильной продукции. У большинства неэкономично работающих сушильных машин и отбельной линии удалось значительно повысить коэффициент полезного использования теплоты и снизить удельные энергозатраты без существенных капитальных затрат путём небольших ремонтных работ по герметизации оборудования.

В дальнейшем планируется продолжение работ на установленном оборудовании в следующих направлениях: оптимизация работы системы вытяжной вентиляции на технологическом оборудовании, установка теплоутилизаторов для использования теплоты паровоздушных выбросов от



сушильных машин, установка водоводяных теплообменников на промывных линиях для утилизации теплоты сточных вод и т.д.

Кроме указанных малозатратных мероприятий на установленном и эксплуатируемом отделочном оборудовании авторами проводится работа по созданию математических моделей энергоэффективных технологий отделки материалов и создания технологического и комфортного микроклимата с помощью энергосберегающих замкнутых схем использования энергии и энергоносителей [3].

#### Библиографический список

1. **Мельников, Б.Н.** Теоретические основы технологии крашения волокнистых материалов / Б.Н. Мельников, И.Б. Блиничева. – М.: Лёгкая индустрия, 1978. – 303 с.
2. **Мельников, Б.Н.** Физико-химические процессы отделочного производства / Б.Н. Мельников, Т.Д. Захарова, М.Н. Кириллова. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1982. – 281 с.
3. **Новиков, А.В.** Современные энергосберегающие технологии при отделке материалов / А.В. Новиков, В.К. Пыжов. В юбилейная Всероссийская научно-практическая конференция «Повышение эффективности энергетического оборудования». Тез. докл. – Иваново: ГОУ ВПО «ИГЭУ имени В.И.Ленина», 2010. – С.334-339.

*А.И. Сокольский, д.т.н., проф., Е.К. Заулков, асп. (ИГАСУ)*

## СРАВНЕНИЕ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Эффективность традиционных технологий выработки теплоты на ТЭЦ в последние годы существенно снизилась. В отечественных системах теплоснабжения почти повсеместно нарушаются основные принципы качественного регулирования, не работает прежняя структура отпуска теплоты. На фоне снижения эффективности централизованного теплоснабжения существенно повысилась привлекательность децентрализованных систем теплоснабжения.

В настоящее время необходимо полностью пересмотреть концепцию отечественного теплоснабжения. Изменившаяся структура отпуска теплоты подразумевает применение новых более экономичных технологий в системах теплоснабжения.

Одним из перспективных направлений развития отечественного теплоснабжения является совершенствование технологий регулирования тепловой нагрузки путем перехода к низкотемпературному теплоснабжению, количественному и качественному регулированию.

Предполагается провести технико-экономическое сравнение двух способов регулирования: качественного и количественного. Нормами рекомендуется преимущественно применение качественного способа регулирования путем изменения температуры сетевой воды на выходе из источника теплоты. Количественное регулирование допускается применять при соответствующем обосновании.

Очевидно, в крупных системах централизованного теплоснабжения количественный способ регулирования в силу его недостатков применить было невозможно. Однако для небольших районных тепловых сетей он позволяет значительно снизить потребление электроэнергии на перекачку теплоносителя, уменьшить металлоемкость тепловых сетей и тепловых пунктов, продлить срок службы трубопроводов. Повышенные потери теплоты могут быть уменьшены за счет применения эффективной тепловой изоляции.

Преимущества количественного способа регулирования по сравнению с качественным, заключаются в следующем:

- максимальный расчетный расход сетевой воды снижается примерно на 30 %, что приводит к уменьшению диаметра трубопроводов;
- среднегодовой расход сетевой воды снижается еще больше, что значительно уменьшает расход электроэнергии на перекачку теплоносителя;
- средний температурный напор в подогревателях горячего водоснабжения выше, в результате чего снижается требуемая величина поверхности нагрева;
- при поддержании в течение всего года постоянной высокой температуры воды в подающей магистрали значительно снижается скорость наружной коррозии стальных трубопроводов, вследствие чего увеличивается срок службы трубопроводов и надежность тепловой сети.

К недостаткам количественного способа регулирования следует отнести более высокие тепловые потери и возможность гидравлического разрегулирования при снижении расхода сетевой воды, которое изменяет режим течения воды в трубах.

Преимуществом качественного способа регулирования по сравнению с количественным является стабильный гидравлический режим тепловых сетей.

К недостаткам качественного способа регулирования можно отнести:

- необходимость применения дорогостоящих методов обработки подпиточной воды теплосети при высоких температурах теплоносителя;
- повышенный температурный график для компенсации отбора воды на ГВС и связанное с этим снижение выработки электроэнергии на тепловом потреблении;
- большое транспортное запаздывание (тепловая инерционность) регулирования тепловой нагрузки системы теплоснабжения;
- высокая интенсивность коррозии трубопроводов из-за работы системы теплоснабжения большую часть отопительного периода с температурами теплоносителя  $60\div 85$  °С;
- колебания температуры внутреннего воздуха, обусловленные влиянием нагрузки ГВС на работу систем отопления и различным соотношением нагрузок ГВС и отопления у абонентов;
- снижение качества теплоснабжения при регулировании температуры теплоносителя по средней за несколько часов температуре наружного воздуха, что приводит к колебаниям температуры внутреннего воздуха;
- при переменной температуре сетевой воды существенно осложняется эксплуатация компенсаторов.

Окончательный вывод о том, какой способ предпочтительнее, можно сделать только на основе всестороннего сравнения технических, эксплуатационных и экономических показателей.

Проведено технико-экономическое сравнение двух способов регулирования тепловой нагрузки в системе теплоснабжения района города: качественного и количественного. Для сравнения выбран произвольный район с известной застройкой. Расчетные температуры наружного воздуха, продолжительность стояния температуры наружного воздуха за отопительный период и продолжительность отопительного периода взяты из [1] по г. Иваново.

Сравнение способов регулирования производят:

1. По расходу теплоносителя.

Анализ результатов расчета показывает, что при количественном регулировании расчетный расход сетевой воды на нужды горячего водоснабжения в 3 раза меньше, чем при качественном. Соответственно, суммарный расход сетевой воды в 1,3 раза меньше (рис. 1).

При качественном регулировании расход воды на отопление и вентиляцию постоянный, на горячее водоснабжение максимальный расход в точке излома температурного графика, а затем он снижается с 69,2 до

13,8 т/ч. Соответственно, снижается и суммарный расход сетевой воды с 210,8 до 155,4 т/ч, то есть в 1,36 раза.

При количественном регулировании расход воды на горячее водоснабжение постоянный, а на нужды отопления и вентиляции изменяется от максимального 141,6 т/ч до минимального 16,2 т/ч. Суммарный расход сетевой воды также меняется от 169,6 до 39,5 т/ч, то есть в 4,3 раза.

В неотапительный период расходы сетевой воды составляют: при качественном регулировании – 104,4 т/ч, а при количественном – 44,7 т/ч.

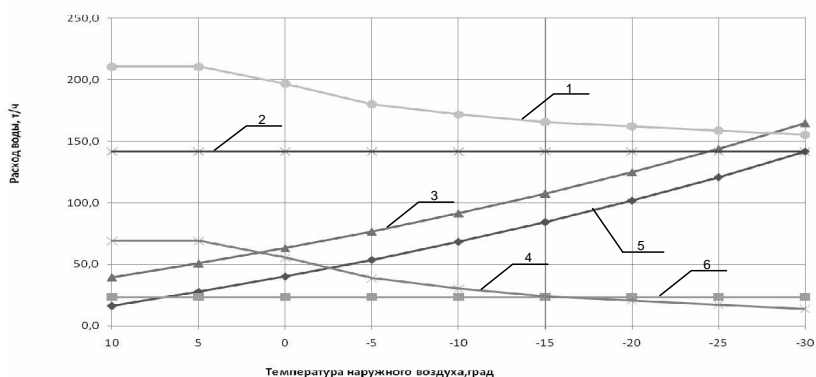


Рис. 1. Сравнение расходов при качественном и количественном регулировании: 1 – суммарный расход воды при качественном регулировании, 2 – расход воды на отопление при качественном регулировании, 3 – суммарный расход воды при количественном регулировании, 4 – расход воды на ГВС при качественном регулировании, 5 – расход воды на отопление при количественном регулировании, 6 – расход воды на ГВС при количественном регулировании

Средний за отопительный период расход воды равен: при качественном регулировании – 185,4 т/ч, а при количественном – 72,8 т/ч, то есть в 2,55 раза меньше.

Таким образом, сравнение расходов сетевой воды показывает, что при количественном регулировании и расчетный и текущий расходы воды меньше, чем при качественном, соответственно этому диаметры трубопроводов и затраты электроэнергии на перекачку воды при количественном регулировании будут меньше.

2. По диаметрам трубопровода и потерям давления.

Как было отмечено выше, одним из недостатков способа количественного регулирования является возможность гидравлического разрегу-

лирования системы теплоснабжения из-за снижения расхода воды до значений, при которых режим течения переходит из области турбулентного в область ламинарного течения. В итоге это приводит к перераспределению воды по отдельным участкам. Сравнение диаметров трубопроводов и падения давления проводим по данным гидравлического расчета, проведенным для обоих способов регулирования.

Исходными данными для расчета являются расходы теплоносителя и длины участков трубопровода, взятые по плану тепловых сетей.

Сравнение диаметров удобно производить по материальной характеристике,  $m^2$ , рассчитываемой по формуле:

$$M = \sum (d; L), \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр трубопровода, мм,  $L$  – длина участка, м.

Полученные результаты показали, что материальная характеристика для количественного способа регулирования в 1,16 раз меньше, чем для качественного. Средний диаметр трубопроводов составил для качественного способа 128 мм, а для количественного 110 мм.

### 3. По тепловым потерям.

Для трубопроводов тепловой сети включая арматуру, фланцевые соединения и компенсаторы тепловую изоляцию необходимо предусматривать независимо от температуры теплоносителя и способа прокладки.

Основной задачей теплового расчета является выбор конструкции тепловой изоляции, обеспечивающей рациональный минимум тепловых потерь.

По результатам расчетов определены объемы теплоизоляционного материала для обоих способов регулирования. Они составили: для качественного способа  $180,36 \text{ м}^3$ , а для количественного  $140 \text{ м}^3$ , то есть для количественного регулирования объем меньше в 1,3 раза. Расчет годовых потерь по всей сети составит для качественного способа 6087,7 ГДж, а для количественного 7646,3 ГДж, что для качественного регулирования составит в 1,25 раза меньше.

### 4. По надежности и сроку службы.

Надежность тепловых сетей определяется состоянием трубопроводов и тепловой изоляции. В процессе эксплуатации трубопроводы подвергаются вредному воздействию грунтовых вод, вызывающему коррозию металла трубопроводов, увлажнение тепловой изоляции с потерей ее теплозащитных свойств.

Скорость наружной коррозии определяет фактический срок службы трубопроводов тепловых сетей, от которого зависит доля годовых амортизационных отчислений от капитальных вложений в тепловые сети.

Суммарная фактическая доля амортизационных отчислений при качественном регулировании составит 0,082, фактический срок службы трубопроводов тепловых сетей составит 12,2 года, а при количественном регулировании суммарная фактическая доля амортизационных отчислений составит 0,048, а фактический срок службы трубопроводов тепловых сетей 20,8 года. Сравнение полученных результатов показывает, что срок службы трубопроводов при количественном способе регулирования больше в 1,7 раза.

5. По величине нагрева водоподогревателей.

Расчет подогревателей ГВС выполнен с целью сравнения требуемой поверхности нагрева при качественном и количественном регулировании. Расчет проведен на примере одного здания. Расчет выполнен по методике, изложенной в своде правил по проектированию тепловых пунктов [2].

Общая поверхность нагрева, необходимая для установки в районе при качественном способе регулирования 206,5 м<sup>2</sup>, а при количественном способе регулирования 56,15 м<sup>2</sup>, что в 3,7 раза меньше.

#### Библиографический список

1. СНиП 23-01-99. Строительная климатология.
2. СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов.
3. Манюк В.И., Каплинский Я.И. Наладка водяных тепловых сетей / 3-е изд. – М.: Стройиздат, 1988.
4. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети.

*В.М. Захаров, к.т.н., проф., Н.Н. Смирнов, ст. преп. (ИГЭУ)*

## **СНИЖЕНИЕ НАГРУЗОК НА СИСТЕМЫ ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ БЮДЖЕТНЫХ УЧРЕЖДЕНИЙ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ОКОН С ТЕПЛОТРАЖАЮЩИМИ ЭКРАНАМИ**

Снижение энергопотребления зданий бюджетных организаций в условиях постоянного удорожания топлива является актуальной задачей для экономики нашей «северной» страны с достаточно холодным климатом, особенно, если учитывать весомую долю затрат на ТЭР (5÷40 %).

Существенное значение в доли тепловых трансмиссионных потерь зданий приходится на потери через оконные проемы (по разным оценкам, от 20 до 50 % от общего объема). Основной величиной, характеризующей этот показатель, является приведенная величина термического сопротивления всего оконного блока, хотя наибольшие потери приходятся на его светопрозрачную часть.

Современные энергосберегающие конструкции окон имеют ряд существенных недостатков.

Для повышения коэффициента сопротивления теплопередаче светопрозрачной конструкции без увеличения затрат на искусственное освещение нами был предложен вариант применения в темное время суток теплоотражающих экранов, которые снижали бы тепловые потери от лучистого (и в меньшей степени от конвективного) теплообмена, не вызывая уменьшения значения светопрозрачности окна в светлое время суток. Теплоотражающие экраны задерживают электромагнитное излучение преимущественно в инфракрасной области.

Опыты (табл. 1) с использованием алюминиевой фольги толщиной 70 мкм в качестве экрана, установленного между стеклами окна, показали увеличение приведенного сопротивления теплопередаче на 26 % по сравнению с базовым вариантом (контроль 2), в то же время увеличение термического сопротивления светопрозрачной зоны окна составило 48 %. Применение такой непрозрачной конструкции целесообразно в темное время суток, которое является доминирующим в течении отопительного периода практически на всей территории России.

Существующие центральные (или индивидуальные) системы управления на основе солнечного датчика (фотоэлемента) или программируемого таймера автоматически смогут опускать защитные тепловые экраны в нужное время суток, обеспечив снижение тепловых потерь через окна. Данное обстоятельство весьма существенно, так как на существующих бюджетных предприятиях площадь оконных проемов составляет от 20 до 70 % от общей площади ограждающих конструкций.

Авторами также были произведены испытания жалюзи, выполненных из алюминиевых ламелей, покрытых краской. Следует отметить, что эмалированные жалюзи наиболее часто встречаются на рынке данного вида продукции. В ходе испытания жалюзи, приобретённых в предприятии розничной торговли, при  $\alpha = +90^\circ$ , мы получили увеличение сопротивления теплопередачи лишь на 10÷12 %, при установке их с внутренней стороны окна, и на 20÷26 % при совместной установке жалюзи с наружной и внутренней стороны.

Для сравнения химическим путём было удалено лакокрасочное покрытие с ламелей. При проведении испытаний в варианте установке очищенных жалюзи с внутренней стороны окна было зафиксировано снижение тепловых потерь через ограждающую конструкцию на  $28 \div 30$  %. Данный факт объясняется высокой степенью черноты краски, значение которой лежит в пределах  $0,91 \div 0,93$ , что в несколько раз превышает степень черноты алюминия, изменяющейся в пределах от 0,04 (полированный металл) до 0,2 (окисленный металл). Следовательно, в

Таблица 1. Значения приведенного термического сопротивления в зависимости от вида конструкции оконного блока\*

Описание конструкции окна (материал и расположение экрана)	Приведенное термическое сопротивление теплопередаче светопрозрач. части, $R_{0,пр}$ , ( $m^2 \cdot 0C / Вт$ ) / %	Среднесуточное приведенное термическое сопротивление теплопередаче, $R_{0,пр.сут}$ , ( $m^2 \cdot 0C / Вт$ ) / %	Тепловые потери оконного блока площадью $1 m^2$ , за отопит. период, $Q_{гор.}$ , Гкал	Снижение тепл. потерь (экономия) за отоп. период, %
Контроль 1	0,348 / 100	0,452 / 100	0,289	–
Контроль 2	0,568 / 100	0,606 / 100	0,191	–
Внутри метал. экран (контроль 1)	0,537 / 149	0,573 / 127	0,201	30
Между стеклом и стеклом метал. экран (контроль 2)	0,841 / 148	0,768 / 126	0,155	19
Между стеклом и стеклом метал. жалюзи ( $\alpha = 90^\circ$ ) (контроль 2)	0,813 / 143	0,753 / 124	0,157	17,8
Между стеклом и стеклом метал. экран + метал. экран внутри (контроль 2)	1,197 / 211	0,942 / 155	0,128	33
Экран снаружи, внутри и между слоями стекления (контроль 2)	1,323 / 233	0,996 / 164	0,122	36

\*- рассчитано для условий отопительного периода Ивановской области



жалюзи с эмалированными ламелями, предлагаемыми отечественным и импортным производителем, за счёт нанесения лакокрасочного покрытия значительно снижен энергосберегающий потенциал данной теплоотражающей конструкции.

Исследования, проведённые авторами в предыдущие годы, показали, что при использовании сплошного металлического экрана, выполненного из алюминиевой фольги, снижение тепловых потерь составило порядка 40 %. Данное различие в показателях снижения тепловых потерь при использовании вышеуказанных конструкций, по всей видимости, получается за счёт следующих особенностей сплошного экрана и жалюзи – неплотность прилегания ламелей друг к другу (дополнительная конвективная составляющая) и разная степень черноты материалов.

Следует отметить, что благодаря применению жалюзи и сплошных экранов со стороны окружающей среды повысилась температура на внутренней поверхности остекления оконного блока, что немаловажно, так как в нижней части остекления располагается наиболее опасная зона для выпадения конденсата, инея и образования наледей, особенно, при наличии высокой влажности внутри помещения (рис. 1).

Для принятия решения о применении сплошного металлического экрана или металлических жалюзи в качестве энергосберегающего мероприятия необходимо руководствоваться следующими соображениями: стоимость металлических жалюзи на порядок выше стоимости сплошного экрана ввиду более сложной конструкции, но жалюзи могут плавно регулировать процесс инсоляции и светопоступления, что немаловажно для создания микроклимата в помещении в летний период. Но даже при угле  $\alpha = 0^\circ$ , жалюзи заметно снижают поступление дневного света в помещение. Исходя из вышесказанного, металлические жалюзи следует устанавливать в окнах имеющих южную, юго-восточную и юго-западную ориентацию, а сплошные металлические экраны – на северной, северо-восточной и северо-западной сторонах здания.

Применение в темное или нерабочее время суток в зданиях бюджетных помимо дежурного режима отопления, увеличенной рекуперации в системах вентиляции еще и теплоотражающих металлических экранов, повышающих коэффициент сопротивления теплопередаче окон, приводит к уменьшению отопительной нагрузки, тем самым вызывая увеличение надежности работы системы теплоснабжения и уменьшения затрат на энергоресурсы по данной статье в диапазоне от 17 до 36 % (как видно из табл. 1) в зависимости от географической широты расположения объекта и климатических данных для региона.

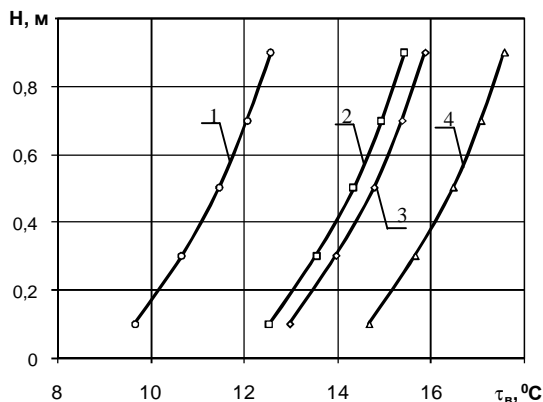


Рис. 1. Изменение температуры на внутренней поверхности остекления средней зоны окна по высоте светопрозрачной части в зависимости от конструкции оконного блока:

1 – без экрана (контроль 2); 2 – экран установлен снаружи (контроль 2); 3 – экран установлен между ОСП и стеклом (контроль 2); 4 – то же плюс экран снаружи (контроль 2). Температура воздуха в «теплом» отделении камеры  $t_{вн} = 20$  °C, в холодном  $t_{н} = -20$  °C

В то же время, в отличие от конструкций с использованием теплоотражающих покрытий, нанесенных на стекло, окна с регулируемым сопротивлением на основе экранов не вызывают увеличения потребления электрической энергии на искусственное освещение, что особенно актуально для производственных цехов с высокими нормами освещенности рабочих мест.

*В.А. Горбунов, к.т.н., доц. (ИГЭУ)*

## **СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА БАЗЕ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ СТРУКТУРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ЕГО ПОДАЧИ**

Для эффективной эксплуатации значительного количества нагревательных печей, работающих с садовой загрузкой металла, решение за-

дачи оптимального нагрева с минимальным расходом топлива является актуальной проблемой. Этому вопросу посвящено большое количество работ [1–4].

Для этой цели разработана математическая модель камерной нагревательной печи. Печь работает в садочном режиме с периодом нагрева металла и периодом его выдержки до параметров качества нагрева. В качестве параметров качества нагрева принята конечная температура металла на поверхности и перепад температур в конце нагрева между поверхностью металла и его центром. Температура на поверхности металла не может быть выше заданной.

Для модели поставлена задача оптимизации режима работы печи и предложено её решение на основе генетического алгоритма.

Предлагается модель для определения норм расхода топлива на печь и разработки тепловых режимов работы камерной термической печи, работающей в садочном режиме. Для нагреваемого металла задан перепад температур между поверхностью и центром в конце нагрева, при этом температура поверхности металла не должна превышать заданной. В качестве центра для металла принята его поверхность, обращённая к поду печи, а для кладки - наружная поверхность ограждения печи.

Математическая модель (рис. 1) строится на основании решения сопряженной задачи теплообмена в системе газ-кладка-металл при условии радиационного - конвективного нагрева на внутренней поверхности кладки и металла и граничных условиях 3 рода на наружной поверхности кладки.

Между металлом и подом печи приняты адиабатные условия теплообмена. В качестве математического метода моделирования принята неявная конечно-разностная схема. Газовый объем в рабочем пространстве печи принят изотермичным. Температурные поля ограждений и металла сводятся к температурному полю пластин. Излучение газа, кладки и металла принято серым.

При этом формулировка задачи имеет вид:

при  $\tau > 0$  и  $0 < x_{\text{кл}} < R_{\text{кл}}$

$$c_{\text{кл}}(T_{\text{кл}}) \frac{dT_{\text{кл}}(x_{\text{кл}}, \tau)}{d\tau} = \frac{d}{dx_{\text{кл}}} \lambda_{\text{кл}}(T_{\text{кл}}) \frac{dT_{\text{кл}}(x_{\text{кл}}, \tau)}{dx_{\text{кл}}}; \quad (1)$$

при  $\tau > 0$  и  $0 < x_{\text{м}} < R_{\text{м}}$

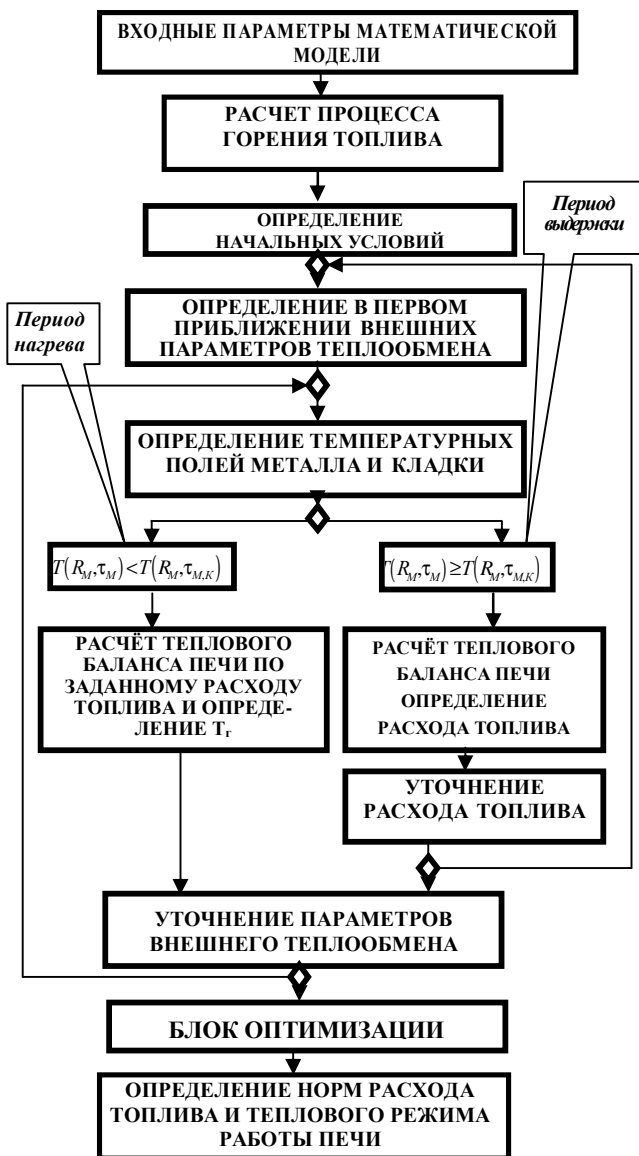


Рис. 1. Структура математической модели нагревательной печи с садочной загрузкой

$$c_{\text{м}}(T_{\text{м}}) \frac{dT_{\text{м}}(x_{\text{м}}, \tau)}{d\tau} = \frac{d}{dx_{\text{м}}} \lambda_{\text{м}}(T_{\text{м}}) \frac{dT_{\text{м}}(x_{\text{м}}, \tau)}{dx_{\text{м}}}, \quad (2)$$

где  $T_{\text{кл}}$ ,  $T_{\text{м}}$  – температура кладки и металла, соответственно, К;  $c_{\text{кл}}$ ,  $c_{\text{м}}$  – удельная теплоемкость кладки и металла, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $\lambda_{\text{кл}}$ ,  $\lambda_{\text{м}}$  – коэффициент теплопроводности материала кладки и металла, Вт/(м·К);  $x_{\text{кл}}$ ,  $x_{\text{м}}$  – текущая пространственная координата кладки и металла, м;  $\tau$  – время, с;  $R_{\text{кл}}$ ,  $R_{\text{м}}$  – толщина кладки и металла, м.

Начальные условия для температурного поля кладки и металла:

$$T_{\text{кл}}(x_{\text{кл}}, 0) = T_{\text{кл}}(0, 0) + \sum_{n=1}^{m_{\text{кл}}} (b_{\text{п, кл}} \cdot x_{\text{кл}}^n), \quad (3)$$

$$T_{\text{м}}(x_{\text{м}}, 0) = T_{\text{м}}(0, 0) + \sum_{n=1}^{m_{\text{м}}} (b_{\text{п, м}} \cdot x_{\text{м}}^n), \quad (4)$$

где  $b_{\text{п, кл}}$ ,  $b_{\text{п, м}}$  – коэффициенты в аппроксимации начального температурного поля кладки и металла.

Граничные условия:

$$\lambda_{\text{кл}}(T_{\text{кл}}) \frac{dT_{\text{кл}}(0, \tau)}{dx_{\text{кл}}} = \alpha_{\text{ос}} [T_{\text{кл}}(0, \tau) - T_{\text{ос}}]; \quad (5)$$

$$\lambda_{\text{м}}(T_{\text{м}}) \frac{dT_{\text{м}}(0, \tau)}{dx_{\text{м}}} = 0; \quad (6)$$

$$\lambda_{\text{кл}}(T_{\text{кл}}) \frac{dT_{\text{кл}}(l, \tau)}{dx_{\text{кл}}} = q_{\text{р, кл}} + q_{\text{к, кл}}; \quad (7)$$

$$\lambda_{\text{м}}(T_{\text{м}}) \frac{dT_{\text{м}}(l, \tau)}{dx_{\text{м}}} = q_{\text{р, м}} + q_{\text{к, м}}; \quad (8)$$

где  $q_{\text{р, кл}}$ ,  $q_{\text{р, м}}$  – удельный результирующий радиационный тепловой поток на кладку и металл, Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{\text{к, кл}}$ ,  $q_{\text{к, м}}$  – удельный конвективный тепловой поток на кладку и металл, Вт/м<sup>2</sup>.

При верификации модели расчётные значения температур при сопоставлении с экспериментальными данными отличаются не более чем на 5 %.

В разработанную математическую модель можно добавить блок оптимизации для разработки оптимального режима работы печи, где в ка-

честве целевой функции используется минимальный суммарный за периоды нагрева и выдержки расход топлива  $\sum_0^{J_M} B_j$ .

В качестве варьируемого параметра принят расход топлива, который в период нагрева может подаваться на каждом расчётном интервале, или с минимальным, или с максимальным расходом топлива.

Задача оптимизации сводится к выбору режима подачи расхода газа  $B_H(\tau)$  в период нагрева  $\tau_n$  при условии изменения времени  $0 \leq \tau \leq \tau_n$ . Расход газа в период нагрева представлен в виде кусочно-непрерывной функции, которая удовлетворяет ограничению:

$$B_{\min} \leq B_H(\tau) \leq B_{\max}. \quad (9)$$

Оптимальное решение лежит в диапазоне между двумя крайними решениями подачи топлива в печь. В первом случае горелки в период нагрева могут работать с максимальным расходом топлива  $B_{\max}$  (рис. 2, б), во втором – с минимальным расходом  $B_{\min}$  (рис. 2, а). Задача сводится к оптимизации структуры графика подачи топлива, к оптимизации чередования импульсов с максимальным и минимальным расходом топлива.

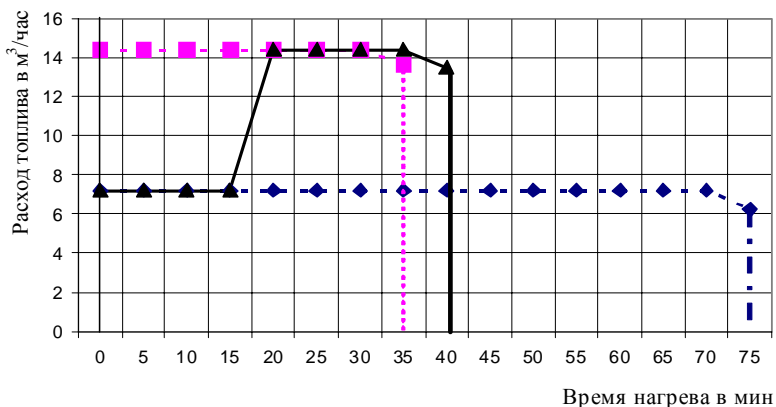


Рис. 2. Графики подачи топлива в печь:

а)  $\blacklozenge$  – подача топлива по коду 000000 000000 000000; б)  $\blacksquare$  – подача топлива по коду 111111 111111 111111;  $\blacktriangle$  – подача топлива по коду 000111 110000 000000 (оптимальный режим)

На первом этапе подготовки решения задачи оптимизации необходимо определить максимальное количество шагов по времени. Для этого рассчитывается режим с подачей в горелки минимального расхода топлива. Чтобы оценить точность и время решения задачи по оптимизации режима подачи топлива с помощью генетического алгоритма необходимо решить её с использованием метода перебора вариантов. На каждом временном шаге в период нагрева металла топливо подаётся или с минимальным, или с максимальным расходом (соответствует двухпозиционному регулированию с «малым» и «большим» горением).

В качестве примера проведён расчёт камерной термической печи, описанной выше. Расчёт производился для печи, которая была после длительного простоя. Количество закодированных вариантов подачи топлива принималось 18. Таким образом, закодированный вариант подачи топлива с минимальным расходом топлива на всех временных участках составит код 000000000000.

Задача метода перебора вариантов заключается в нахождении варианта кода, который удовлетворит условию 
$$\sum_0^{J_m} B_j = \min .$$

Поле искомых воздействий на подачу топлива лежит между вариантами подачи топлива а и б. Для получения этого решения была составлена программа, и после расчёта более 370000 вариантов было получено оптимальное решение. Время счёта на компьютере «Пентиум-3» составило более 3 суток непрерывной работы.

Для того чтобы заработал генетический алгоритм, нам необходимо представить независимые переменные в виде хромосом.

Первым шагом необходимо преобразовать независимые переменные в хромосомы (при решении предложенной задачи интервал работы с «малым горением» будет иметь код равный нулю, а интервал с «большим горением» равным 1), которые будут содержать всю необходимую информацию о каждой создаваемой особи.

В общем, генетический алгоритм работает следующим образом. В первом поколении все хромосомы генерируются случайно. Определяется их «полезность». Начиная с этой точки, ГА может начинать генерировать новую популяцию. Обычно, размер популяции постоянен.

Репродукция состоит из четырех шагов:

- селекции
- и трех генетических операторов (порядок применения не важен)
- кроссовер,

- мутация,
- инверсия.

Кроссовер является наиболее важным генетическим оператором. Он генерирует новую хромосому, объединяя генетический материал двух родительских.

Мутация представляет собой случайное изменение хромосомы (обычно простым изменением состояния одного из битов на противоположное).

Инверсия инвертирует (изменяет) порядок бит в хромосоме путем циклической перестановки (случайное количество раз).

По предложенному выше алгоритму была составлена программа, входными данными которой были: количество закодированных вариантов подачи топлива за полное время нагрева металла в печи (особей)  $k = 22$ , полное количество закодированных элементарных расходов подачи топлива в печь (элементов) за время её работы при нагреве металла  $n = 18$ , вероятностью кроссовера  $p_c = 0,5$ , вероятностью оператора мутации (случайного изменения одной позиции в хромосоме)  $p_m = 0,1$ , вероятностью выполнения оператора инверсии (случайного изменения нескольких позиций в хромосоме)  $p_i = 0,9$ . При использовании генетического алгоритма результаты вычислений полностью совпали с методом перебора вариантов уже на 5 эпохе (количество поколений в генетическом алгоритме, при котором базисное решение гарантированно остается неизменным), то есть это порядка 550 вариантов вычислений. Следовательно, по генетическому алгоритму количество вычислений на 3 порядка меньше количества вычислений методом перебора вариантов [5].

Для оптимизации режима работы печи предложен к использованию универсальный генетический алгоритм, позволяющий на несколько порядков сократить время счёта при выборе оптимального режима работы печи по сравнению с методом перебора вариантов.

Это существенное преимущество генетического алгоритма позволит решать задачи оптимизации с применением более сложных математических моделей печей.

#### Библиографический список

1. Лисиенко, В.Г. Оптимальный нагрев металла в камерных печах с минимальным расходом газа / В.Г. Лисиенко, В.Б. Ковалевский, Хо Жуйтиюань // Изв.вузов. Чёрная металлургия. – 1994. – №12. – С. 40-43.
2. Программирование нагрева металла по расходу топлива с учётом технологических ограничений / Е.А. Капустин [и др.] // Изв.вузов. Чёрная металлургия. – 1980. – №7. – С. 114-118.



3. Трубицын, Г.В. Численное решение задачи оптимального нагрева металла в камерных печах с минимальным расходом топлива / Г.В. Трубицын, Г.В. Сотников // Изв.вузов. Чёрная металлургия. – 1983. – №12. – С. 103-107.
4. Девочкина, С.И. Управление нагревом металла в камерных печах периодического действия / С.И. Девочкина, Е.В. Захарова, Г.Г. Кузнецов // Изв.вузов. Чёрная металлургия. – 1989. – №6. – С. 124-126.
5. Горбунов В.А. Оптимальный нагрев металла с минимальным расходом топлива в камерной печи на основе «наследственного» алгоритма / В.А. Горбунов // Изв. ВУЗов. Черная металлургия. – 2005. – №1. – С. 57-60.

*В.П. Созинов, д.т.н., проф. (ИГЭУ)*

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБИНИРОВАННОГО МАЛОГАБАРИТНОГО КОЛЛЕКТОРА СИСТЕМ АСПИРАЦИИ**

Системы аспирации, предназначенные для централизованного удаления таких отходов технологических процессов промышленных предприятий как пыль и более крупные частицы за пределы производственных помещений, могут иметь малогабаритные коллекторы различной конструкции. На рис. 1 показаны две схемы систем аспирации с малогабаритными комбинированным коллектором [1]. Системы позволяют отключать не работающее в какое-то время технологическое оборудование, сокращая при этом количество воздуха, выбрасываемое в атмосферу, и энергопотребление приводом вентилятора.

Конструкция комбинированного коллектора показана на рис. 2.

При наличии кассеты с фильтрующими элементами, выполненными из латунной сетки по ГОСТ 6613-53 с 81 ячейкой на 1 см<sup>2</sup> поверхности, коллектор применяется в схеме 1а, при отсутствии кассеты – 1б.

Размеры комбинированного коллектора: диаметр шести входных патрубков 0,16 м, диаметр входных и выходных отверстий фильтрующих элементов 0,16 и 0,11 м, длина элементов 0,6 м, размеры верхнего большого патрубка 0,3×0,6 м, размеры нижнего большого патрубка 0,28×0,6 м, размеры передней панели корпуса 0,8×0,5 м, длина коллектора до регулирующего клапана 0,71 м, высота торцевой части коллектора 0,7 м.

В результате экспериментальных исследований были получены следующие данные.

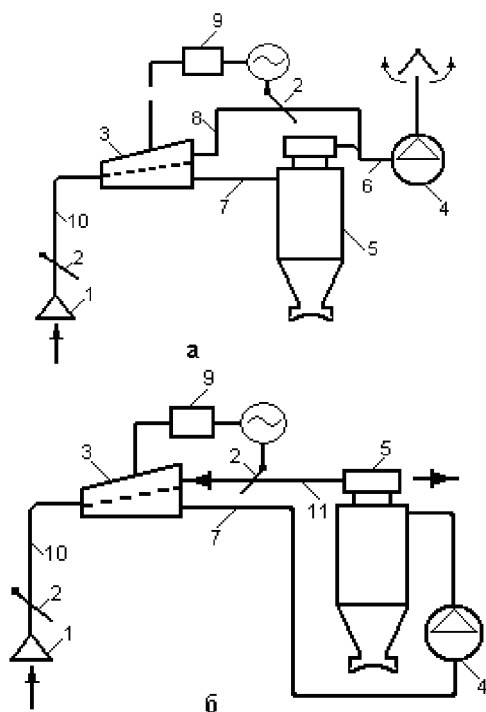


Рис. 1. Схемы одновентиляторных систем аспирации с комбинированным коллектором: а – система с коллектором, имеющим фильтрующие элементы; б – система воздуха в коллектор; 1 – приёмник отходов; 2 – отсечной или регулирующий клапан; 3 – коллектор; 4 – вентилятор; 5 – циклон; 6 – магистральный трубопровод; 7 – транспортный трубопровод; 8 – трубопровод отбора воздуха; 9 – регулятор давления; 10 – всасывающее ответвление; 11 – трубопровод возврата воздуха

Динамическое давление воздушного потока в средней части фильтрующего элемента комбинированного коллектора, близкое к среднему динамическому давлению во всем элементе, зависит от количества поступающего в него воздуха –  $L_k$ , количества воздуха, направляющегося в трубопровод отбора воздуха –  $L_{отб}$ , и количества используемых входных в конкретный момент времени патрубков –  $z$ . Последнее влияние вызвано прохождением воздуха из загруженного фильтрующего элемента в неиспользуемый и затем также в транспортный трубопровод. Так как его учесть очень сложно, полученная модель для расчета среднего динамиче-

ского давления в фильтрующем элементе хоть и достаточно точная, но приближенная, имеет вид (при  $L_{отб}/L_k = 0...0,68$ ,  $P_{v,i} = 105,8...360,6$  Па)

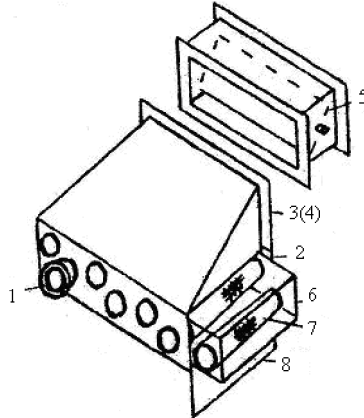


Рис. 2. Конструкция комбинированного коллектора:

1 – патрубок для подсоединения всасывающего ответвления; 2 – патрубок для подсоединения транспортного трубопровода; 3 – патрубок для подсоединения трубопровода отбора воздуха; 4 – патрубок для подсоединения трубопровода возврата воздуха; 5 – заслонка регулирующего клапана; 6 – кассета; 7 – фильтрующий элемент; 8 – дверка

$$P_{v,k} = (-0,19 - 0,27 \cdot \frac{L_{отб}}{L_k} + 0,77 \cdot P_{v,i} - 0,39 \cdot \frac{L_{отб} \cdot P_{v,i}}{L_k}) \cdot 9,81, \quad (1)$$

где  $P_{v,i}$  – динамическое давление воздуха во входном патрубке коллектора, Па  $\cdot 10^{-1}$ ;  $L_{отб}$  – количество воздуха, поступающего в трубопровод отбора воздуха,  $m^3/c$ ;  $P_{v,i}$  – динамическое давление в одном из входных патрубков коллектора, Па.

Учитывать влияние  $z$  в том смысле, как в других коллекторах, здесь нет необходимости, т.к. в коллекторе расширяется только поток, идущий в трубопровод отбора воздуха, и динамическое давление воздуха в фильтрующих элементах как бы изолированы друг от друга.

Проанализировав получившуюся зависимость можно предложить еще более простую зависимость при  $P_{v,i} \leq 240$  Па.

$$P_{v,k} = -5,06 + 0,83 P_{v,i}. \quad (2)$$

По уравнениям (1) и (2) можно найти среднее динамическое давление во всех работающих фильтрующих элементах. Но тогда в качестве исходного данного нужно взять не динамическое давление в каком-то

входном патрубке коллектора, а среднее динамическое давление во всех используемых входных патрубках.

Влияние разделения потока внутри коллектора и количества используемых ответвлений на коэффициент местных потерь давления при выходе потоков в транспортный трубопровод отображает уравнение

$$\zeta_{\text{к-тр}} = 3,32 - 1,7 \cdot \frac{L_{\text{отб}}}{L_{\text{к}}} - 0,56 \cdot z + 0,63 \cdot \frac{L_{\text{отб}} \cdot z}{L_{\text{к}}}, \quad (3)$$

при  $L_{\text{тр}} = 0,36 \dots 0,98 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $L_{\text{отб}}/L_{\text{к}} = 0 \dots 0,68$ ,  $z = 2 \dots 6$ ,  $L_{\text{тр}}$  – количество воздуха, поступающего в транспортный трубопровод,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Из уравнения следует, что в данном коллекторе имеется особенность изменения потерь давления. Когда  $z = \text{const}$ , а  $L_{\text{отб}}/L_{\text{к}}$  возрастает (при  $L_{\text{тр}} = \text{const}$  увеличивается  $L_{\text{отб}}$  и  $L_i$  – количество воздуха, поступающее во всасывающее ответвление) коэффициент потерь давления также растет. Причина – торможение скорости потока вдоль оси фильтрующих элементов происходит не за счет его расширения, а за счет передачи части своей кинетической энергии потоку, направляющемуся в трубопровод отбора воздуха. Существенная зависимость  $\zeta_{\text{к-тр}}$  от  $z$  вызвана изменением степени расширения потоков, выходящих из фильтрующих элементов в транспортный трубопровод.

Другой коэффициент комбинированного коллектора –  $\zeta_{\text{к-отб}}$  (коэффициент местных потерь давления при входе потока в трубопровод отбора воздуха) может быть вычислен по формуле

$$\zeta_{\text{к-отб}} = 617 - 1084,7 \cdot \frac{L_{\text{отб}}}{L_{\text{к}}} - 97,7 \cdot z + 1,74 \cdot \frac{L_{\text{отб}} \cdot z}{L_{\text{к}}}, \quad (4)$$

при  $L_{\text{тр}} = 0,56 \dots 1,61 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $L_{\text{отб}}/L_{\text{к}} = 0,34 \dots 0,68$ ,  $z = 2 \dots 6$ .

Модель пригодна только при совокупности изменений  $L_{\text{отб}}/L_{\text{к}}$  и  $z$ , которые имеют место в системах аспирации. Большая величина  $\zeta_{\text{к-отб}}$  не является отрицательной характеристикой коллектора, поскольку площадь отверстия патрубка для присоединения трубопровода отбора воздуха велика. Характер изменения  $\zeta_{\text{к-отб}}$  на фоне изменения  $\zeta_{\text{к-тр}}$  указывает на существование переноса энергии в разделяющемся потоке.

Коэффициент местного сопротивления входа в коллектор с фильтрующими элементами незначителен и при расчете систем его можно не учитывать. Также можно не учитывать и долю отходов, поступающих в трубопровод отбора воздуха.

В комбинированном коллекторе без фильтрующих элементов переменными параметрами являются среднее динамическое давление в коллекторе и коэффициенты местных потерь давления.

На динамическое давление внутри коллектора влияют  $L_{\text{тр}}$ ,  $z$ ,  $L_{\text{тр}}/\sum_1^n L_i$ , где  $n$  – количество включенных всасывающих ответвлений (для данного коллектора  $n = z$ ).

Поскольку между последними параметрами при  $L_{\text{тр}} = \text{const}$ ,  $L_i = \text{const}$  существует связь

$$\frac{L_{\text{тр}}}{\sum_1^n L_i} = \frac{6 \cdot L_{i,\text{ср}}}{z \cdot L_{i,\text{ср}}} = \frac{6}{z}, \quad (5)$$

где  $L_{i,\text{ср}}$  – средняя производительность ответвлений,  $\text{м}^3/\text{с}$ , то математическую модель для расчета  $P_{\text{в.к}}$  можно несколько упростить существенно не влияя на её адекватность.

$$P_{\text{в.к}} = (0,5 L_{\text{тр}} - 1,12 z + 1,43 L_{\text{тр}} z - 1) 9,81, \quad (6)$$

При  $L_{\text{тр}} = 1,33 \dots 2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $z = 1 \dots 6$ .

Влияние  $L_{\text{тр}}/\sum_1^n L_i$  на коэффициент потери давления при входе в коллектор из ответвлений согласно равенства (5) также можно не принимать во внимание. Упрощенная, но достаточно точная модель для вычисления этого коэффициента имеет вид

$$\zeta_{\text{вх-к}} = 1,0 - 0,09 z, \quad (7)$$

при  $L_i = 0,22 \dots 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $L_{\text{тр}}/\sum_1^n L_i = 1 \dots 6$ ,  $z = 1 \dots 6$ .

Когда регулируется производительность системы аспирации, условия входа в транспортный трубопровод изменяются. Увеличение доли возвращаемого в коллектор воздуха –  $L_{\text{воз}}$  в  $L_{\text{тр}}$  приводит к «деформации» входящего потока, появлению вихревых зон и возрастанию их значимости. В результате при уменьшении  $\sum_1^n L_i/L_{\text{тр}}$  растет величина  $\zeta_{\text{к-тр}}$ . С учетом равенства (5) получено уравнение

$$\zeta_{\text{к-тр}} = 1,56 - 1,41 \cdot \sum_1^n L_i/L_{\text{тр}}, \quad (8)$$

при  $\sum_1^n L_i/L_{\text{тр}} = 0,16 \dots 1,0$ ,  $L_{\text{тр}} = 1,39 \dots 2,36 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $z = 1 \dots 6$ .

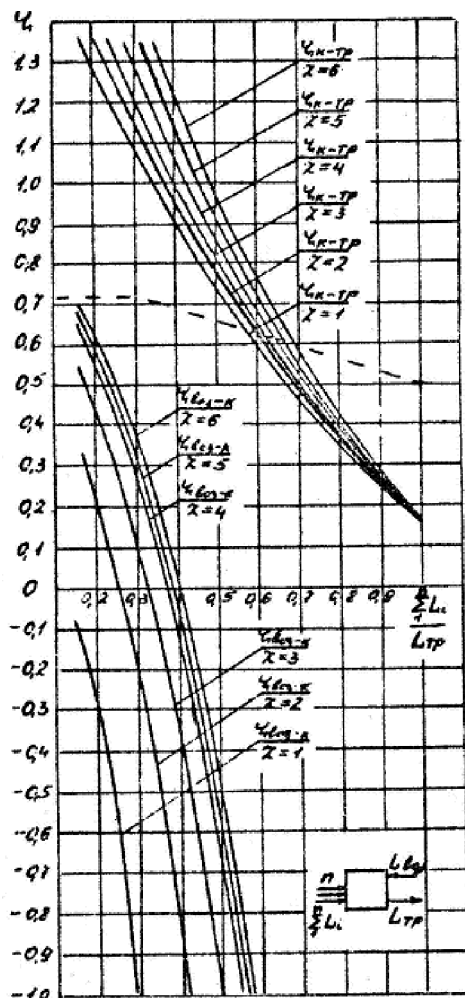


Рис. 3. Зависимость коэффициентов  $\zeta_{к-тр}$  и  $\zeta_{воз-к}$  комбинированного коллектора на шесть ответвлений с возвратом в него воздуха от количества работающих ответвлений и соотношения соединяющихся потоков

Модель не соответствует действительности при  $z > 4$ , если  $\sum_1^n L_i / L_{\text{тр}} < 0,25$ . Но такого сочетания  $z$  и  $\sum_1^n L_i / L_{\text{тр}}$  в системе аспирации и быть не может.

Коэффициент потери давления на входе в коллектор из трубопровода возврата воздуха  $\zeta_{\text{воз-к}}$  возрастает при уменьшении  $\sum_1^n L_i / L_{\text{тр}}$  (рис. 3). Это объясняется тем, что происходит слияние разнонаправленных потоков  $L_{\text{воз}}$  и  $\sum_1^n L_i$ . Наличие отрицательных значений  $\zeta_{\text{к-воз}}$  обусловлено явлением передачи энергии от одного потока другому, т.е. от потоков из ответвлений потока из трубопровода возврата воздуха.

Приведенные в статье зависимости необходимы не только из расчета систем аспирации, но и для получения их регулировочных характеристик.

#### Библиографический список

1. Ларионов В.А. Созинов В.П. Регулируемые системы аспирации в деревообрабатывающей промышленности. – М.: Лесная промышленность, 1989. – 240 с.

*В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., А.К. Гаськов, асп.,  
А.В. Данилов, инж. (ИГЭУ)*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ «XPLATE»

Технология «XPlate» – это разработка фирмы «Quantum Equilibrium» (Великобритания), направленная на повышение энергоэффективности котлов средней и большой мощности [1].

По данным фирмы-дистрибьютера суть применения технологии «XPlate» основана на разрушении кластеризованных молекул воздуха путём снятия с них заряда статического электричества, образующегося за счёт трения при движении в трубопроводах и при прохождении через дутьевой вентилятор перед горелками, что приводит к улучшению сгорания топлива за счёт участия в процессе горения дополнительного количе-

ства свободных молекул кислорода. Качественное улучшение процесса горения приводит к повышению температуры факела. Данную технологию можно использовать для достижения следующих целей [1]:

- для увеличения теплопроизводительности котельного агрегата при сохранении расхода топлива на постоянном уровне;
- для уменьшения расхода топлива при сохранении теплопроизводительности на постоянном уровне.

Внедрение технологии «XPlate» не требует вмешательства в технологические схемы котельных установок. Реализация мероприятий по внедрению технологии предусматривает наложение (установку) пластин «XPlate» на улитки дутьевых вентиляторов, воздухопроводы и газопроводы. По данным производителя «XPlate» средняя экономия топлива от внедрения технологии составляет от 5 до 12 % расхода топлива на горение при сохранении теплопроизводительности котлоагрегата.

Экспериментальное исследование тепловой работы двух котлов КВа-1,0Гн «Факел-Г» котельной санатория «Зелёный городок» Ивановской области выполнено при помощи переносных поверенных приборов «Quintox» и «Portaflow» 14, 15 и 18 июня 2011 года.

Измерительные приборы, использовавшиеся в ходе эксперимента, являются собственностью ФГБОУ ВПО ИГЭУ.

Котельная представляет собой отдельно стоящее кирпичное здание и предназначена для обеспечения горячей водой хозяйственно-бытовых помещений и корпусов санатория «Зелёный городок».

Все котлы КВа-1,0Гн «Факел-Г» котельной санатория «Зелёный городок» оборудованы системами контрольно-измерительных приборов (для измерения давления газа перед горелками котла, давления газа в коллекторе, разрежения в топке, давления воздуха перед горелкой) и автоматики для контроля работы котла и автоматического отключения при возникновении аварийной ситуации. Для контроля температуры теплоносителя используются ртутные термометры, расположенные в специальных «карманах» на выходных трубопроводах горячей воды котла. Для контроля температуры воды, поступающей в котлы, на раздающем водном коллекторе установлен ртутный термометр. Контрольно-измерительные приборы, установленные на котлах, поверенны и имеют класс точности 1,5. Ртутные термометры, используемые для измерения температуры воды, не поверяются.

Котлы КВа-1,0Гн «Факел-Г» котельной санатория «Зелёный городок» имеют в своём составе горелочные устройства, состоящие из горелки, дутьевого вентилятора, приводимого в действие электродвигателем, закреплённом на одной станине с горелкой, запорной арматуры и датчиков



КИПиА. Регулирование подачи газа проводится при помощи газового вентиля, установленного перед горелкой. Регулирование подачи воздуха осуществляется изменением оборотов двигателя дутьевого вентилятора при помощи тумблера выбора режима горения на панели управления котла. Дутьевой вентилятор котла №5 оборудован самодельным шибером на улитке вентилятора для тонкой ручной настройки давления воздуха перед горелкой. Котлы КВа-1,0Гн «Факел-Г» работают под разрежением в топке, которое обеспечивают дымососы. Дымососы должны быть оборудованы шиберами для возможности изменения значения разрежения газов в топке. Однако, на котлах КВа-1,0Гн «Факел-Г» котельной «Зелёный городок» шибера дымососов заварены, что не позволяет изменять разрежение газов в топке. В газовых трактах котлов КВа-1,0Гн «Факел-Г» между котлом и дымососом установлены калориферы для предварительного подогрева воды, поступающей в котлы. Схема подключения позволяет отключать калориферы. Котлы КВа-1,0Гн «Факел-Г» оборудованы смотровыми щелями, расположенными на фронтальной части котла слева от газогорелочного устройства, для визуального контроля пламени в топке.

Во время эксперимента проведены измерения состава уходящих газов после котла переносным газоанализатором «Quintox» и измерения расхода теплоносителя через котельные агрегаты портативным ультразвуковым расходомером «Portaflow». При помощи газоанализатора определены следующие параметры:

- концентрация кислорода в уходящих газах;
- содержание оксида углерода в уходящих газах;
- содержание оксида азота в уходящих газах;
- суммарное содержание оксидов азота в уходящих газах в пересчёте на оксид азота;
- содержание оксида серы в уходящих газах;
- температура уходящих газов;
- коэффициент избытка воздуха в точке замера;
- коэффициент полезного действия котельного агрегата;

В ходе выполнения научно-исследовательской работы была проведена статистическая обработка экспериментальных данных, заключающаяся в нахождении средних значений измеряемых параметров до и после установки (снятия) пластин «XPlate».

В ходе проведения экспериментов перед каждой установкой или снятием пластин «XPlate» проводилось визуальное исследование пламени факела через смотровые щели котлов. Было отмечено, что при наложении пластины «XPlate» на улитку дутьевого вентилятора цвет пламени ме-

нялся с тусклого голубого на яркий белый, что свидетельствует об изменении температуры факела, а, следовательно, и теплового режима работы котлоагрегата [2, 3]. Для анализа данного явления необходимы дополнительные исследования.

На основе экспериментального исследования по определению эффективности применения технологии «XPlate» с целью сбережения энергетических ресурсов можно сделать следующие выводы:

1. Обработка и анализ результатов измерений не выявили однозначной зависимости влияния технологии «XPlate» на параметры, измеряемые в ходе экспериментов. Это может быть объяснено тем, что во время проведения экспериментов обнаружены значительные присосы воздуха в газовый тракт котла в стыковых швах газоходов котельных агрегатов. Присосы воздуха вносят существенную погрешность в измерение коэффициента избытка воздуха в топке котла и, соответственно, содержания кислорода в уходящих газах, а так же влияют на температуру уходящих газов. В условиях проведения экспериментов отсутствовала возможность оценки величины присосов воздуха в газовый тракт через неплотности газохода.

2. Отсутствие шиберов на всасе дутьевых вентиляторов горелок котлов и заваренные шиберы дымососов не позволили изменять соотношение «газ-воздух» в горелках и варьировать уровень разрежения в топке с целью уменьшения содержания свободного кислорода, участвующего в процессе горения.

3. Наложение пластины «XPlate» на улитку дутьевого вентилятора приводит к изменению цвета пламени, что свидетельствует об изменении температуры факела, а, следовательно, и теплового режима работы котлоагрегата

4. На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что необходимо продолжить исследования технологии «XPlate» для проверки эффективности её применения.

#### Библиографический список

1. <http://www.qexplate.com/>
2. Вулис Л.А., Ярин Л.П. Аэродинамика факела. – Л.: Изд-во «Энергия», 1978. - 216 с.
3. Вулис Л.А., Ершин Ш.А., Ярин Л.П. Основы теории газового факела. – Л., Изд-во «Энергия», 1968. - 205 с.

*В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., Г.А. Родионов, асп.,  
М.В. Пророкова, студ. (ИГЭУ)*

## ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

Системы пневмотранспорта находят применение во многих отраслях промышленности (пищевая, химическая, производство строительных материалов и т.д.). Этому способствует ряд существенных достоинств данного вида транспортирования: низкие потери транспортируемого материала, высокая производительность установок и т.д. Однако существенным недостатком систем пневмотранспорта является высокая энергоемкость.

Одним из способов снижения энергоемкости систем пневмотранспорта может быть изменение термодинамических свойств транспортирующей среды (воздуха). Повышение температуры воздуха оказывает значительное влияние на производительность компрессора за счет увеличения удельного объема воздуха после него. Необходимый расход воздуха для транспортировки материала можно получить из балансового уравнения [1, 2]:

$$G_i = \frac{v_{\text{мн}_i} \cdot F_{\text{м}} \cdot (P_{\text{а}} + \sum_{n=1}^m (H_{\text{ММ}_{n_i}} + H_{\text{МВ}_{n_i}}) + P_{\text{МК}_i})}{R \cdot T_{\text{М}_i}} + \sum_{n=1}^m G_{n_i}^{\text{ут}} + \sum_{n=1}^m \frac{V_n^{\text{м.пр}}}{R \cdot T_{\text{М}_i}} \times$$

$$\times \left( \frac{\sum_{n=1}^m (H_{\text{ВО}_{n_i}} - H_{\text{ВО}_{n_{i-1}}}) + \sum_{n=1}^m (H_{\text{ММ}_{n_i}} + H_{\text{МВ}_{n_i}} - H_{\text{ММ}_{n_{i-1}}} - H_{\text{МВ}_{n_{i-1}}}) + P_{\text{МК}_i} - P_{\text{МК}_{i-1}}}{\Delta t} \right), \quad (1)$$

где  $v_{\text{мн}_i}$  – скорость воздуха в начале материалопровода;  $F_{\text{м}}$  – площадь внутреннего поперечного сечения материалопровода;  $P_{\text{а}}$  – атмосферное давление;  $H_{\text{ММ}}$ ,  $H_{\text{МВ}}$  – аэродинамическое сопротивление движению материала и движению воздуха соответственно;  $P_{\text{МК}}$  – избыточное давление в конце материалопровода;  $G^{\text{ут}}$  – утечки воздуха в системе пневмотранспорта;  $V^{\text{м.пр}}$  – объем материалопровода;  $H_{\text{во}}$  – потери давления в линии сжатого воздуха (от компрессора до пневмоустановки);  $R$  – газовая постоянная;  $T_{\text{м}}$  – температура воздуха в материалопровode;  $\Delta t$  – промежуток времени;  $n$  – номер участка;  $i$  – номер промежутка времени.

Анализируя уравнение (1) можно сделать вывод о том, что повышение температуры воздуха может существенно снизить необходимый расход воздуха. В существующих методиках расчета систем пневмотранспорта температуру воздуха в пневмопроводе принимают равной 20 °С и постоянной по длине материалопровода. Однако, как показывает практика эксплуатации систем пневмотранспорта, температура воздуха перед компрессором изменяется в течение года, что отрицательно сказывается на эффективности работы пневмосистемы. Предложено учитывать влияние температуры воздуха на эффективность работы пневмотранспортной установки. Для повышения эффективности работы уже существующих установок предлагается увеличивать температуру воздуха за счет использования теплоты, выделяющейся в процессе сжатия (либо использовать теплоту охлаждающей воды от концевых и промежуточных охладителей). При этом производительность компрессора можно уменьшить более чем на 20 %, и тем самым снизить потребление электроэнергии на привод компрессора.

В настоящее время на предприятиях существует проблема утилизации теплоты в контуре охлаждения поршневых компрессоров. Для этого воду охлаждают в градирнях, при этом затрачивается электроэнергия на привод вентиляторов. Установка теплообменных аппаратов на воздухопроводах позволит утилизировать тепловую энергию, полученную от компрессоров, повысить температуру сжатого воздуха, и тем самым увеличить производительность пневмотранспортной системы.

Значительное влияние на технико-экономические показатели работы систем пневмотранспорта оказывают переходные процессы в момент пуска установки. Высокие энергетические затраты в момент пуска пневмотранспортной установки связаны в основном со следующими явлениями:

- большая часть внутренней энергии воздуха затрачивается на псевдооживление сыпучего материала;
- образование «пробок» из материала вследствие низкой скорости движения сыпучего материала в выходном патрубке материала;
- сверхвысокие концентрации твердой фазы на разгонном участке, что значительно увеличивает потери на трение и лобовое сопротивление движению частиц материала;
- затраты воздуха на заполнение материалопроводов.

Из анализа экспериментальных данных [3] можно сделать вывод о том, что расход воздуха в момент пуска системы пневмотранспорта пре-

вышает в 2 раза потребление воздуха в установившемся режиме работы (рис. 1).

Данную проблему можно решить, уменьшив концентрацию твердой фазы на входе в материалопровод в момент пуска. Увеличение времени образования пылегазовой смеси, или увеличение скорости потока на входе в пневмопровод, может значительно снизить концентрацию твердой фазы в начальный момент пуска. В опубликованных работах [4, 5, 6] подробно описывается интенсификация процессов псевдооживления, и практически отсутствует информация о процессах, происходящих на разгонном участке. Эксперимент [3] объясняет причину аварий, связанных с завалом материала на участках пневмопровода, в момент пуска пневмотранспортной системы (рис. 1). Для повышения надежности функционирования систем пневмотранспорта необходимо снизить вероятность появления завала материала в пневмопроводе в момент пуска.

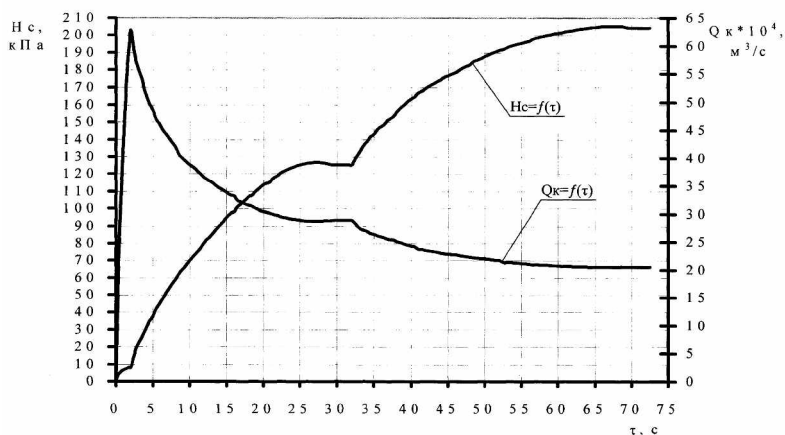


Рис. 1. Изменение расхода воздуха и потерь давления в системе пневмотранспорта в момент пуска

### Выводы

1. Разработана методика учета влияния температуры воздуха на эффективность работы пневмотранспорта.
2. Предложены мероприятия по утилизации тепловой энергии от компрессоров.

3. Выполнен анализ влияния переходных процессов на надежность работы систем пневмотранспорта.

4. Намечены пути повышения энергетической эффективности пневмоустановок.

#### Библиографический список

1. **Евстифеев В.Н.** Трубопроводный транспорт пластичных и сыпучих материалов в строительстве. – М.: Стройиздат, 1989. – 246 с.
2. **Захаров Л.В.** Турбулентное трение двухфазного потока с полидисперсными частицами / Теоретические основы химической технологии. – 1989. – Т. 12. – №2. С. 342.
3. **Васильева Т.К., Забросин А.Ф.** Исследования процессов пневмотранспорта сахара-песка при высоких концентрациях аэросмеси на экспериментальной установке полупромышленного типа / Механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ на свеклосахарных заводах (Сборник статей). – М.; Пищевая промышленность. Вып. 22. – 1974.
4. **Островский Г.М.** Пневматический транспорт порошкообразных материалов с высокой концентрацией в вертикальных трубах / Ред. журн. «Журнал прикладной химии». – М. 1983.
5. **Костюк Г.Ф.** Исследование гидродинамики взвешенных потоков различной концентрации: Автореф. дисс...докт. техн. наук. – Одесса, 1974.
6. **Ажицев Г.М.** Об общих закономерностях гидромеханических процессов, протекающих в двухфазных системах / Журнал прикладной химии. – 1982.

*М.И. Фарахов, д.т.н., проф. (ИВЦ «Инжехим»),  
А.Г. Лаптев, д.т.н., проф. (КГЭУ)*

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ АУДИТ ПРОМЫШЛЕННЫХ УСТАНОВОК В НЕФТЕГАЗОХИМИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ

Рассмотрены задачи модернизации теплообменного и сепарационного оборудования с использованием энергетического и технологического аудита. Даны примеры модернизации промышленных установок на предприятиях нефтегазохимического комплекса с применением новых контактных устройств. Решением задач энергетического и технологического аудита и модернизации оборудования в нефтегазохимическом комплексе активно занимается Инженерно-внедренческий центр «Инжехим» (инженерная химия), который образован и работает с 1991 года. В его состав входят профессора, доценты, аспиранты и научно-технические работники ряда ведущих вузов г. Казани. Имеется собственное производство по изготовлению инновационных научно-технических разработок

(контактных устройств теплообменных аппаратов, сепарирующих элементов аппаратов очистки газов и жидкостей и другого оборудования).

ИВЦ «Инжехим» является членом Некоммерческого Партнерства Саморегулируемой организации в области энергетического оборудования «РусЭнергоАудит».

Технологический аудит производства это комплекс мероприятий по детальному обследованию действующего производства, проводимого для следующих целей:

1. Нарещение мощности производства;
2. Адаптация производства к изменению состава сырья или требований к выпускаемой продукции;
3. Анализ возможности использования имеющегося технологического оборудования к изменению ассортимента или выпуску новой продукции;
4. Анализ возможности использования имеющегося технологического оборудования при изменении технологии производства;
5. Анализ существующего производства с целью выявления резервов ресурсо- и энергосбережения.

Первая стадия любого из этих вариантов технологического аудита предполагает уточнение материальных и тепловых балансов, изменение расходов, составов и параметров технологических процессов, их изменение по сравнению с первоначальными проектными значениями.

В случае отсутствия штатных измерителей расхода или температуры недостающие данные восполняются специалистами ИВЦ «Инжехим» с помощью имеющихся в их распоряжении бесконтактных приборов.

Технологический аудит может использоваться с целью наращивания мощности производства на основе результатов анализа действующей технологической схемы и инструментального обследования используемого оборудования, проведения необходимых технологических расчетов. На следующем этапе аудита разрабатывается профиль мощности соответствующего производства. Он представляет собой график, на котором для каждого участка технологической схемы производства определена максимальная возможная производительность всех единиц оборудования, включая технологические аппараты (колонны, реакторы, печи, теплообменники, сепараторы, технологические емкости и др.), емкостной парк, насосы и компрессоры, участки трубопроводов и запорная арматура, контрольно-измерительные приборы и т.д. Такой график дает возможность оценить, какую часть технологического оборудования необходимо заменить или модернизировать при наращивании мощности производства до требуемой величины.

На заключительном этапе технологического аудита производится экономическая оценка капитальных затрат на проведение предполагаемой модернизации с целью повышения производительности до заданного уровня, необходимое время для ее реализации и сроки окупаемости предполагаемой реконструкции.

Полученные при проведении технологического аудита результаты технологических расчетов составят основу исходных данных для проекта реконструкции производства с целью его расширения.

В ИВЦ «Инжехим» большой объем НИОКР связан с математическим моделированием процессов очистки газов и жидкостей от дисперсной фазы, разработкой и внедрением аппаратов газо- и водоочистки. Разработанные конструкции аппаратов очистки газов от дисперсной фазы, а также тонкослойного отстойника.

Более чем двадцатилетний опыт работы авторов с промышленными предприятиями показывает, что повышение эффективности процессов (без значительного наращивания производительности) и энергосберегающие модернизации действующих технологических установок путем оптимизации режимов и замены устаревших контактных устройств на новые высокоэффективные могут быть выполнены во время плановых капитальных ремонтов оборудования. При этом, как правило, сохраняется существующая технологическая схема установки с основным и вспомогательным оборудованием.

За последние 7-8 лет ИВЦ «Инжехим» выполнил следующие НИОКР с внедрением результатов на различных предприятиях [1, 2]:

- с использованием новых насадок разработана конструкция высокоэффективного сепаратора масляного тумана из промышленных газов на установках газоразделения в производстве этилена;

- разработана энергосберегающая технологическая схема узла деме­танзации установки газоразделения в производстве этилена с использованием газосепараторов. Сделан эксергетический анализ теплотехнологической схемы;

- разработаны технические решения по энергосберегающей модернизации блока извлечения изо-пентана и узла получения пропана с использованием сепарирующих элементов дисперсной фазы из жидкостей;

- выполнен эксергетический анализ технологических схем узла деме­танзации и блока извлечения изо-пентана и узла получения пропана до модернизации и после. Даны результаты по энергосбережению;

- Разработаны технические решения по модернизации колонны щелочной очистки пирогаза и ректификационных колонн на ряде предпри-



ятий нефтехимии с использованием новых контактных устройств. Повышена эффективность и снижены энергозатраты проводимых процессов разделения;

– выполнено внедрение разработанной нерегулярной насадки Инжехим-2000 в колонне щелочной очистки пирогаза на установке газоразделения Э-100 в производстве этилена на ОАО «Казаньоргсинтез». Замена контактных устройств – колец Рашига – на новую насадку «Инжехим-2000» позволила снизить гидравлическое сопротивление колонн в 3-4 раза и значительно повысить эффективность процесса хемосорбции. Уменьшились энергозатраты на подачу пирогаза, понизился расход щелочи и сократились потери товарного этилена из-за превышения  $\text{CO}_2$ .

– решена задача модернизации производств этаноламинов и фенола за счет обновления технологии и оборудования, а также установки разделения гликолей на ОАО «Казаньоргсинтез» и ОАО «Нижнекамскнефтехим».

Снижение размера новых колонн разделения этаноламинов и выделения фенола и расхода флегмы, по сравнению с ранее действующими, с использованием новых насадок обеспечивает уменьшение энергозатрат на процесс разделения почти в два раза, что дает значительный экономический эффект.

В 2002 году внедрены две колонны разделения МЭГ, а в 2004–2005 гг. внедрены четыре новые колонны разделения этаноламинов, а в 2007 году выделения фенола с насадками «Инжехим». Результаты эксплуатации колонн подтвердили правильность расчетов и выбранных технических решений;

– внедрены газосепараторы-маслоуловители из технологических газов на установках газоразделения ЭП-60, Э-100 и Э-200 в производстве этилена на ОАО «Казаньоргсинтез». Эффективность сепарации масла составляет 97÷99 %.

Сепарация масляного тумана специальными аппаратами позволила исключить внеплановые остановы и потери продукта, повысить эффективность установок, что дает значительный экономический эффект. В сепараторе использовались оригинальные контактные устройства «Инжехим»;

– разработаны и внедрены аппараты осушки и очистки от механических примесей природного газа в местах добычи;

– решена задача очистки углеводородных топлив от свободной воды на установках Сургутского ЗСК за счет модернизации отстойников. Местом установки сепарирующих устройств является существующее емко-

стное оборудование, представляющее собой полые горизонтальные емкости. Такое решение позволяет устранить негативные последствия присутствия свободной метанольной воды в углеводородной фазе с минимальными затратами средств. Результаты промышленной эксплуатации показывают, что модернизация отстойников обеспечивает экономию 1800 /год условного топлива на одной установке.

Всего авторы имеют более 100 внедренных научно-технических разработок на предприятиях нефтегазохимического комплекса с экономическим эффектом более 500 млн. руб. в год.

В заключении можно отметить, что технический аудит и модернизацию технологических установок в большинстве случаев можно выполнить опираясь на научно-технический потенциал ВУЗов, научно-производственных фирм РФ и работников предприятий без привлечения зарубежных поставщиков оборудования.

#### **Библиографический список**

1. Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Минеев Н.Г. Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2010. – 574 с.
2. Лаптев А.Г., Фарахов М.И. Разделение гетерогенных систем в насадочных аппаратах. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2006. – 342 с.

*В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., А.Ю. Костерин, к.т.н., доц.,  
Т.Е. Созинова, к.т.н., доц. (ИГЭУ)*

## **ПРОФЕССИОНАЛЬНАЯ ПОДГОТОВКА СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ**

Согласно закона 261 «Об энергосбережении...» «квалификационным требованием для приема в члены СРО в области энергетического обследования является требование ... о наличии знаний в области деятельности по проведению энергетических обследований в соответствии с образовательными программами высшего профессионального образования, дополнительного профессионального образования или программами профессиональной переподготовки специалистов в области деятельности по проведению энергетических обследований» (статья 18).

Для получения диплома о высшем профессиональном образовании необходимо учиться по очной форме обучения 4 года (диплом бакалавра), 5 лет (диплом инженера) или 6 лет (диплом магистра).

В РФ специальность «Энергосбережение» не предусмотрена государственными стандартами высшего профессионального образования. В рамках различных направлений подготовки высшего профессионального образования, утвержденных Министерством образования и науки Российской Федерации, некоторые вузы открывают специализации «Энергосбережение» или «Энергосбережение и энергоаудит». Эти специализации лицензируют в рамках таких направлений, как «Электроэнергетика и электротехника», «Теплогасоснабжение и вентиляция», «Теплоэнергетика и теплотехника».

В ИГЭУ не обучают по специализации «Энергосбережение», но в соответствии с образовательными программами студенты ряда специальностей изучают дисциплины «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Энергоаудит в теплоэнергетике и теплотехнологиях» и «Основы энергосбережения».

Ускоренное получение образования в сфере энергосбережения и энергоэффективности – это обучение по программам дополнительного (к высшему) профессионального образования и профессиональная переподготовка специалистов, имеющих высшее образование. При получении дополнительного профессионального образования сроки обучения сокращаются: 3–6 месяцев с отрывом от работы или 6–12 месяцев без отрыва от работы или с частичным отрывом от работы. В этом случае специалист получает диплом государственного образца о дополнительном (к высшему) профессиональном образовании или диплом о профессиональной переподготовке.

В соответствии с государственным образовательным стандартом (ГОС) дополнительного профессионального образования, утвержденного приказом Министерства образования РФ № 2370 от 31 июля 2000 г. «для профессиональной переподготовки устанавливаются ...:

- программы профессиональной переподготовки объемом от 500 до 1000 учебных часов, осуществляемые с целью ... ведения новой профессиональной деятельности;

- программы дополнительного к высшему профессионального образования, осуществляемые в соответствии с государственными требованиями к минимуму содержания и уровню подготовки лиц для присвоения дополнительной квалификации, формируемые по заказам министерств, ведомств и органов управления образованием, в том числе с учетом меж-

дународных требований и стандартов, и утверждаемые Минобразованием России, объемом свыше 1000 учебных часов».

Преимущества дополнительного (к высшему) профессионального образования и профессиональной переподготовки:

- отсутствие общеобразовательных предметов;
- максимальная приближенность к выбранной профессии.

В Ивановском государственном энергетическом университете предусмотрены все виды дополнительного профессионального образования. Модульная система обучения позволяет составлять программы с учетом индивидуальных требований, предъявляемых к конкретному рабочему месту специалиста, его базового образования, необходимых сроков и форм обучения. Сроки непрерывного обучения по отдельным образовательным модулям могут быть установлены от 1-й до 2-х недель с отрывом от основного места работы.

Вышерассмотренные программы обучения предусмотрены законом 261 «Об энергосбережении...». Но в рамках ограниченного времени проведения первых обязательных энергетических обследований (согласно того же 261-ФЗ) возникла потребность быстрой переподготовки инженеров, работающих в области энергоаудита и вступающих в СРО в области энергосбережения. С целью организации массовой подготовки энергоаудиторов 7 апреля 2010 г. Министерство энергетики РФ издало приказ № 148, который помог организовать более 100 СРО в области энергетического обследования. В данном приказе было рекомендовано пройти краткосрочные курсы повышения квалификации в количестве 72 часов с получением удостоверения государственного образца.

В соответствии с ГОСом дополнительного профессионального образования для повышения квалификации устанавливаются:

- краткосрочные программы повышения квалификации объемом от 72 до 100 учебных часов, направленные на повышение квалификации по отдельным видам профессиональной деятельности и решение соответствующих профессиональных задач».

Учебно-методический центр ИГЭУ с момента образования (с февраля 2009 г.) до 1 ноября 2011 г. на курсах повышения квалификации подготовил 1112 энергоаудиторов из 49 регионов РФ.

Для повышения квалификации действующих энергоаудиторов УМЦ разработаны программы семинаров-тренингов по проведению энергетических обследований отопительной котельной и зданий.

Цель семинара-тренинга: получение практических навыков проведения энергетического обследования от сбора первичной информации до составления отчетной документации на действующем объекте.

При обучении специалистов-энергоаудиторов большое внимание уделяется всем этапам проведения энергетического обследования: от заполнения опросных листов до заполнения энергетического паспорта.

В настоящее время в УМЦ ИГЭУ разработаны следующие программы повышения квалификации в области энергосбережения и повышения энергоэффективности:

- «Основы энергосбережения»;
- «Проведение энергетических обследований (энергоаудита)»;
- «Энергоменеджмент».

Целевая аудитория этих учебных программ разная. Основы энергосбережения изучают ответственные специалисты по вопросам энергосбережения на предприятиях бюджетной сферы, промышленности и ЖКХ. Курсы по проведению энергетических обследований предназначены для энергоаудиторов. Программа энергоменеджмента предназначена для руководящего звена компаний.

В процессе обучения подробно рассматриваются вопросы организации работы по энергосбережению в жилищном фонде, порядок взаимодействия с ресурсоснабжающими организациями, типовые мероприятия по энергосбережению и повышению энергетической эффективности в сфере ЖКХ.

Энергетический менеджмент – это процесс предполагающий последовательное выполнение, цикличность, планирование, стимулирование и контроль за рациональным расходованием топливно-энергетических ресурсов с целью снижения энергетических затрат и повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции.

Энергосберегающая политика ставит для организации независимо от её типа и размера цель энергосбережения и определяет задачи на каждом этапе. При этом должны быть распределены обязанности и ответственность между сотрудниками за проведение работ по энергосбережению. Руководящие работники предприятий и организаций должны повышать свою квалификацию в области энергосбережения и повышения энергоэффективности.

Занятия со слушателями в УМЦ проводят ведущие профессора и доценты университета – теоретики и практики энергоаудита, а также специалисты из других организаций Иванова, Москвы и Ярославля.

В процессе обучения используются как авторские программы и методические материалы преподавателей, так и программы, утвержденные Министерством образования и науки РФ, Министерством энергетики РФ, управляющим органом системы добровольной сертификации АРИЭР «МАЭН».

*Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф. (ИГЭУ)*

## **РАЗРАБОТКА МЕТОДА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ПРОПИТКИ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Процесс пропитки также как процесс сушки относится к сорбционным массообменным процессам. Их можно рассматривать как прямой – сорбция (пропитка) и обратный – десорбция (сушка). Согласно теории расчет и определение методов интенсификации сорбционных процессов базируется на основном уравнении массопередачи (ОУМ) и анализе изотерм сорбции-десорбции, которые при совместном рассмотрении с уравнением Томпсона-Кельвина определяют основные показатели пористой структуры материала, ответственные за диффузионное сопротивление, а, следовательно, скорость процесса пропитки.

Комплексные исследования свойств тканей из натурального и синтетического волокна показало, что все они претерпевают резкие изменения при определенных значениях влажности, которая соответствует границе перехода между связанной и свободной влагой (критическая влажность). Характер кривых, выражающих зависимость тепловых характеристик (коэффициентов тепло и температуропроводности), для многих полимерных материалов примерно одинаков. Зависимости  $\alpha = f(U)$  и  $\lambda = f(U)$  имеют вид S-образных кривых. Такой характер зависимости может быть объяснен наличием различных форм связи влаги с материалом. Анализ экспериментальных данных показал, что сингулярные точки на кривых теплофизических характеристик всегда соответствуют границам перехода от одной формы связи влаги с материалом к другой [1, 2].

Анализ кривых сорбции текстильных материалов и влияния влажности на их теплофизические и технологические свойства позволил установить, что при критической влажности все структурные элементы волокна насыщены влагой и имеют максимальные размеры, при этом достигаются максимальные значения коэффициентов переноса теплоты и массы, что соответствует максимальной интенсивности диффузионных процессов. При увеличении влажности выше критической в тканях появляется свободная влага, которая снижает интенсивность процессов переноса за счет уменьшения градиента концентрации. Перемещение ее к поверхности волокна в процессе сушки вызывает миграцию водорастворимых реагентов, что снижает качество готовой продукции. Поэтому, одним из наиболее эффективных способов интенсификации процесса пропитки, а также

резкого снижения и устранения миграции аппретов и смол при сушке является организация технологического процесса таким образом, чтобы получить остаточную влажность материала после обработки близкую к критической. Кроме того, снижение влажности текстильного материала перед сушкой приводит к сокращению энергетических затрат первичного теплоносителя и электроэнергии, а также позволяет увеличить производительность технологического оборудования.

Авторами был разработан и исследован новый метод регулирования остаточной влажности ткани при пропитке гладкими горизонтально расположенными валами. Метод заключается в снятии избытка раствора с дозирующего вала воздушным потоком. Он прост и надежен в конструктивном исполнении, позволяет регулировать в широких пределах количество передаваемого на текстильный материал раствора, обеспечивает равномерное увлажнение как по ширине, так и по длине полотна [2, 3].

Таким образом, единый цикл физико-химических явлений, обуславливающий доставку молекул реагента и фиксирование их активными группами волокнообразующего полимера нарушается. На стадии пропитки волокнистого материала, в основном, происходит принудительное перемещение раствора из ванны в материал, где лишь в незначительной степени начинается заторможенная адсорбцией диффузия аппрета в порах волокна, при этом перенос осуществляется путем фильтрации через волокнистую структуру текстильного материала.

Для получения рационального воздушного потока теоретически рассчитано оптимальное расстояние между срезом сопла и поверхностью дозирующего вала [1–3], обеспечивающее получение струи с максимальной кинетической энергией при минимальном расходе воздуха.

Для обеспечения минимальной влажности текстильного материала при установленном напоре воздуха при прочих равных условиях, выбрано расстояние от среза сопла до поверхности наносящего вала –  $5 \div 10$  мм. При расстоянии меньше 5 мм происходит поджатие струи, что приводит к росту гидравлического сопротивления и увеличению энергетических затрат [2, 3], кроме того может произойти контакт соплового аппарата с дозирующим валом, что крайне не желательно. Рациональный угол установки сопла по отношению к поверхности вала составляет  $10 \div 30^\circ$ .

Экспериментальные исследования проводились на стенде, который представляет собой разомкнутый аэродинамический контур, состоящий из соплового аппарата и вентилятора, соединенных воздуховодом. Стенд оборудован регулирующим шибером и измерительной аппаратурой. Статический напор измерялся с помощью микроманометров, установленных

на входе и выходе воздушного короба, а динамический напор измерялся термоанемометром с постоянной температурой нити датчика фирмы TSI.

О структуре выходящего из сопла потока воздуха судили по величине и направлению векторов скорости, измеренных на срезе сопла и других сечениях струи через определенные промежутки по длине щели при фиксированном статическом напоре. Замеры проводились на распределительных коллекторах различной конструкции в широком диапазоне изменения статического напора от 0 до 2000 Па.

Анализ расчетных и экспериментальных данных позволил установить, что сопловый аппарат без выравнивающей насадки не обеспечивает равномерность истечения струи по длине сопла, как по абсолютной величине, так и по направлению вектора скорости. Выявлен начальный участок, на котором имеет место ярко выраженная неравномерность потока.

Испытания сопла с выравнивающей насадкой показали, что в этом случае начальный участок практически отсутствует. Этот результат подтвержден проведенными численными исследованиями. Полученные распределения векторов скорости вдоль щели сопла позволили установить, что они расположены практически перпендикулярно срезу сопла, при этом угол отклонения не превышает  $5^\circ$ . Величина вектора скорости постоянна как на срезе сопла, так и на расстоянии  $h = 10$  мм. На начальном участке наблюдается незначительное снижение скорости, которое не превышает 5 %.

Проведенные экспериментальные исследования позволили выбрать рациональную конструкцию соплового аппарата с выравнивающей насадкой, при длине коллектора до 2 м. Данная конструкция обеспечивает равномерное распределение потока воздуха как по величине вектора скорости, так и по его направлению. Проведенная аналитическая оценка равномерности истечения теплоносителя из сопла с постоянной шириной щели при выбранных геометрических размерах коллектора [2] показала, что максимальное отклонение от равномерного распределения составляет: при  $P = 200$  Па – 2,8 %;  $P = 400$  Па – 3,1 %;  $P = 600$  Па – 3,4 %.

Для проверки влияния стадии прожима на глубину и равномерность распределения обрабатывающего раствора по сечению текстильного материала была проведена серия опытов на хлопчатобумажной и полиэфирной ткани. Исследования проводились на растворе карбомола с концентрацией 120 г/л, в который добавлялся активный краситель 5СХ красный в количестве 1 г/л. Количество проникшего раствора определялось методом фотометрирования. Анализ результатов показал, что при одностороннем нанесении раствора с прожимом, раствор достаточно равно-



мерно распределяется по сечению волокнистого материала, разница коэффициентов отражения света от лицевой и изнаночной стороны не превышает 10÷15 % в рабочем диапазоне остаточных влажностей текстильного материала.

Для выбора рационального режима работы установки была проведена серия опытов для выявления зависимости величины остаточной влажности образцов от линейной скорости валов. Исследования проводились на широком ассортименте тканей с линейными скоростями 20, 30, 40 и 50 м/мин. Толщина пленки на дозирующем валу зависит от адгезионных свойств раствора и материала покрытия валов, от соотношения сил, действующих на пленку: силы тяжести, сил поверхностного натяжения и центробежных сил. С увеличением линейной скорости дозирующих валов остаточная влажность ткани возрастает. Установлено, что предельное значение линейной скорости валов соответствует 30 м/мин. Увеличение линейной скорости приводит к уменьшению количества раствора удерживаемого на поверхности вала за счет сил поверхностного натяжения. В промышленных условиях при снижении остаточной влажности в 2–3 раза появляется возможность повысить производительность работы линий, при этом линейные скорости могут быть увеличены до 40÷60 м/мин.

Одновременно со стадией прожима начинается процесс молекулярной диффузии молекул раствора вглубь волокна. В зависимости от физико-химической структуры текстильного материала происходит заполнение макро и микрокапилляров. Для описания этой стадии использована методика, основанная на использовании обобщенного уравнения массопереноса (ОУМ).

Кинетика пропитки, в том числе и пленочной, аппретирующими растворами описывалась ОУМ [1]. Преимущество ОУМ при описании процесса пропитки состоит в том, что оно интегрально учитывает все возможные этапы процесса массопереноса в материале: смачивание и набухание волокон, сорбцию раствора поверхностью волокна, диффузию раствора и т.п. [2].

На основе обобщения опытных данных по кинетике пропитки определены основные параметры уравнения:  $\beta$ ,  $A$  и  $B$  [2]. Под начальной равновесной концентрацией раствора  $A$  подразумевается концентрация, полученная в результате прожима ткани в начальный момент времени. Под конечной равновесной концентрацией  $B$  подразумевается предельное значение средней по толщине ткани концентрации раствора. При этом принято допущение, что в начальный момент времени  $\tau = 0$  концентрация раствора скачкообразно меняется от  $C_n$  до  $A$ , т.е. предполагается, что

кинетика процесса полностью определяется стадией массообмена, а именно, диффузией сорбированного в начальный момент времени раствора вглубь материала.

Кинетика процесса изучалась на модельной системе, представляющей из себя многослойный пакет (мембрану), состоящий из исследуемых образцов. В качестве сорбируемой жидкости использовался раствор карбола с концентрацией 120 г/л. Проведенные исследования позволили определить значения эффективных коэффициентов диффузии для хлопчатобумажных и полиэфирных волокон [2].

На основании выбранных конструктивных и технологических параметров были проведены технологические исследования по пропитке тканей растворами аппретов. Эффективность пропитки методом поверхностного нанесения оценивалась по качественным показателям отделки, которые определялись по стандартным методикам по ГОСТ 28253-89 и установленным отраслевым нормам.

#### Библиографический список

1. Сажин Б.С., Реутский В.А. Сушка и промывка текстильных материалов: теория, расчет процессов, – М.: Легпромбытиздат, 1990, 234 с.
2. Авдюнин Е.Г. Разработка энергосберегающей технологии и оборудования для отделочных производств текстильной промышленности с применением АГР – М., 1996, 279 с. – (научн. конс. проф. Сажин Б.С.).
3. Сажин Б.С., Авдюнин Е.Г., Кутумова Е.В. Исследование и оптимизация аэродинамических характеристик сопловых аппаратов. Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности, 1995, №4.

*Р.А. Соловьев, асп. (Ивановский институт ГПС МЧС России),  
Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф. (ИГЭУ)*

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗВИТИЯ ПОЖАРА

Гидродинамическая обстановка в технологическом оборудовании определяется полем скоростей взаимодействующих фаз, которое, в свою очередь, обуславливает распределение сплошной фазы по времени пребывания в аппарате и его отдельных зонах, а также условия взаимодействия фаз.

В нестационарных условиях время и расстояния в направлении осей координатной системы  $x, y, z$  – образуют независимые переменные задачи.

Зависимые переменные, представляющие практический интерес при проектировании включают:  $U, V, W$  – компоненты скорости в направлениях  $x, y, z$  соответственно;  $P$  – давление;  $t, h$  – температура или энтальпия теплоносителя и поверхностей теплообмена;  $m_i$  – массовая концентрация отдельных компонент теплоносителя.

Все зависимые переменные, исключая давление, описываются соответствующими уравнениями сохранения. Подробный вывод этих уравнений можно найти в литературе [2].

В координатной системе с использованием этих обозначений, уравнение неразрывности для потока приобретает следующую форму [1, 2]

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \frac{d}{dx_i}(\rho U_i) = S_m, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность,  $S_m$  – источники массы.

Необходимо отметить, что плотность, в общем случае, переменна в пространстве, в основном, из-за температурных изменений.

Уравнение сохранения импульса управляет распределением компонент скорости и выражает влияние следующих механизмов: конвекции, градиента давления, массовых сил объемного характера и вязкого взаимодействия [1, 2]:

$$\frac{d(\rho U_i)}{d\tau} + \frac{d}{dx_i}(\rho U_i U_j) = -\frac{dP}{dx_i} + S_i + \frac{d\tau_{ij}}{dx_i}, \quad (2)$$

где  $P$  – давление;  $S_i$  – источниковый член;  $\tau_{ij}$  – сдвиговые напряжения.

Дифференциальное уравнение, управляющее распределением энтальпии (температуры) в поле течения имеет следующий вид [1, 2]:

$$\frac{d(\rho h)}{d\tau} + \frac{d}{dx_i}(\rho U_i h) = \frac{d}{dx_i} \left( \frac{\lambda}{c_p} \frac{dh}{dx_i} \right) + S_h, \quad (3)$$

где  $\lambda, c_p$  – коэффициенты теплопроводности и теплоемкости, соответственно;  $S_h$  – источниковый член.

Уравнение сохранения химической компоненты смеси имеет следующий вид [1, 2]:

$$\frac{d(\rho m_i)}{d\tau} + \frac{d}{dx_i}(\rho U_i m_i) = \frac{d}{dx_i}(J_{mi}) + R_m, \quad (4)$$

где  $J_{mi}$  – диффузный поток;  $R_m$  – источник массы.

Соответствующие сдвиговые напряжения, конечно, зависят от градиентов местной скорости и величины вязкости (точнее эффективной вязкости).

$$(\tau)_{ij} = (\mu)_{\text{эфф}} (dU_j/dx_i + dU_i/dx_j). \quad (5)$$

Все эти уравнения управляют гидродинамикой рассматриваемого процесса, однако в общем случае их нельзя решить как самостоятельную систему. Для этого необходимо, с одной стороны, знать, как плотность зависит от температуры и концентраций, с другой стороны, нужно определить, или рассчитать пространственное изменение эффективной вязкости. Для более полной информации об этих процессах мы должны решить уравнение энергии для получения распределения температуры, уравнение сохранения компоненты для определения концентраций и уравнения модели турбулентности для вычислений эффективной вязкости.

Проведенное выше рассмотрение дифференциальных уравнений, описывающих конвективный перенос импульса, теплоты, массы и турбулентных характеристик, показывает, что хотя эти уравнения получаются из различных физических принципов (второй закон Ньютона, первое начало термодинамики и др.), все они могут быть представлены в одной стандартной форме. Если обозначить зависимую переменную через  $\Phi$ , то обобщенное дифференциальное уравнение примет вид

$$d(\rho\Phi)/dt + \text{div}(\rho U_i \Phi) = \text{div}(J_{\phi,i}) + S_{\phi}, \quad (6)$$

где для ламинарного режима  $J_{\phi,i} = \mu/Pr_{\phi} \cdot (d\Phi/dx_i)$ , а при турбулентном течении

$$J_{\phi,i} = \mu/Pr_{\phi} \cdot d\Phi/dx_i - \rho U_i' \Phi'. \quad (7)$$

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

Для практических целей, чаще всего, достаточно знания средних значений величин, описывающих динамические и переносные свойства изучаемой системы. В таких случаях можно использовать прямые математические модели расчета коэффициентов турбулентного обмена. При этом предполагается, что имеют место быстрые случайные пульсации усред-

няемой величины около среднего значения. В результате операции усреднения возникают дополнительные члены – так называемые напряжения Рейнольдса, турбулентный тепловой поток, турбулентный диффузионный поток и т.д. Задачей модели турбулентности является выражение этих потоков через средние характеристики течения.

Во многих моделях турбулентности для выражения турбулентных напряжений и потоков используется концепция коэффициентов турбулентной вязкости и диффузии. В результате усреднения по времени уравнения для турбулентного течения имеют тот же вид, что и ламинарного, с той лишь разницей, что коэффициенты молекулярного обмена заменяются на эффективные. Турбулентный поток описывается как

$$-\rho U_i' \Phi' = \mu_t / Pr_{t,\phi} \cdot (d\Phi/dx_i). \quad (8)$$

В этом уравнении  $Pr_{t,\phi}$  – турбулентное число Прандтля (Шмидта). Если ввести эффективный диффузионный коэффициент  $D_{\phi,\phi} = \mu / Pr_\phi + \mu_t / Pr_{t,\phi}$ , то

$$J_{\phi,i} = D_{\phi,\phi} (d\Phi/dx_i). \quad (9)$$

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

Основным является допущение о том, что свойства турбулентности можно охарактеризовать двумя величинами:  $k$  и  $\epsilon$ . Они позволяют рассчитать значение коэффициента турбулентной вязкости по соотношению Колмогорова

$$\mu_t = C_m \rho k^2 / \epsilon, \quad (10)$$

где  $k = 0,5(U_i')^2$ ,  $\epsilon = m(dU_i'/dx_i)^2/\rho$ .

В аппарате турбулентного моделирования  $k$  и  $\epsilon$  рассматриваются как удовлетворяющие транспортным уравнениям

$$d(\rho k)/dt + \text{div}(\rho U k) = \text{div}(D_k \text{grad } k) + \mu_t G_k - \rho \epsilon, \quad (11)$$

где  $G_k$  – скорость генерации энергии турбулентности.

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

представляет скорость диссипации энергии турбулентности в единице объема.

Турбулентная вязкость, которая для течений с высокими числами Рейнольдса эквивалентна эффективному значению, связывается с турбулентной энергией и диссипацией простой функцией (10), а  $\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_{\text{т}}$ . Эмпирическая константа определяется выражением  $C_m = \rho k^2 / \epsilon \mu$ .

Аналогичное уравнение записывается для переменной  $\epsilon$

$$d(\rho\epsilon)/dt + \text{div}(\rho U\epsilon) = \text{div}(D_{\epsilon} \text{grad } \epsilon) + C_1 \mu_{\text{т}} \epsilon G_k / k - C_2 \rho \epsilon^2 / k. \quad (12)$$

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

Таблица 1. Численные значения коэффициентов

$C_m$	$C_1$	$C_2$	$Pr_k$	$Pr_{\epsilon}$	$Pr_h$
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	0,9

Тот факт, что все интересующие нас дифференциальные уравнения можно рассматривать как частные случаи обобщенного уравнения, позволяют ограничиться численным решением уравнения (6) с соответствующими начальными и граничными условиями.

Для завершения математической постановки задачи необходимо определить граничные условия. Они определяются режимными и конструктивными характеристиками аппаратов. В начальный момент времени значения всех зависимых переменных полагаются известными. Для рассматриваемых течений имеют значения только граничные условия на входе в аппарат и вдоль его стенок. В силу особенностей численного метода решения [1, 2] не требуется никакой информации о выходе потока. Гидродинамические граничные условия особенно легко сформулировать для ограничивающих поток твердых, неподвижных стенок: компоненты скорости следует положить равными нулю.

На входе необходимо задать значения всех трех составляющих скорости. Для уравнения энергии и концентрации также имеется необходимость описания условий входа.

Температурные и концентрационные условия на стенках могут быть различного типа. В общем случае можно сказать, что теоретические гра-

нические условия представляются функциями, связывающими температуру стенки и пристенную концентрацию с тепловыми и массовыми потоками.

Из общих соображений можно представить, что потоковые граничные условия могли бы быть выражены математически через спецификацию градиентов на стенке.

На входе в аппарат устанавливают величины энергии турбулентности и скорости ее диссипации. Обычно кинетическая энергия турбулентности полагается пропорциональной квадрату осредненной входной скорости, а величина диссипации выбирается таким образом, чтобы масштаб турбулентности был величиной порядка 1/10 от размеров канала.

На твердых стенках энергия турбулентности и скорости ее диссипации равны нулю. Практически гораздо удобнее, а иногда и просто необходимо, рассматривать ближайшую к стенке точку поля как единственно возможное место постановки граничных условий.

Такой подход, обычно классифицируют как практику использования пристенных функций. В нем предполагается, что весь пристенный слой является единым целым, включающим в себя сопротивления переносу тепла и массы, величина которых зависят от числа Рейнольдса и др.

Рассмотренная математическая модель позволила разработать модель развития пожара в помещениях различной конфигурации.

#### Библиографический список

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

*М.В. Трохимчук, А.О. Криуля, С.С. Осипова (ОАО «ВолгоградГОРГАЗ»)*

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРИРОДНЫХ УСЛОВИЙ НА ИНЖЕНЕРНЫЕ СЕТИ КРУПНЫХ АРХИТЕКТУРНЫХ ОБЪЕКТОВ

Территория Мамаева Кургана в г. Волгограде относится к уникальным архитектурным композициям, обладающим сложной инженерной сетью с различными видами энергоносителей. Территория представляет собой эрозионный останец на восточном склоне Приволжской возвы-

шенности, сложенный песчаными и глинистыми грунтами. К верхней части разреза приурочены грунтовые воды порового и пластово-пористого типа. Зона Мамаева Кургана в связи с усиленным поливом зеленых насаждений и сложных инженерно-геологических условий относится к зоне интенсивного водообмена. Выявлено, что водообеспеченность исследуемой территории на 7 % выше, чем, например, в парковой городской зоне «Гидростроитель» в г. Волжском.

В апреле 2011 г. были проведены замеры уровня грунтовых вод, и построена карта гидроизогипс, получено, что в зоне памятника «Родина-Мать» уровень грунтовых вод колеблется от 5 до 6 м, в зоне зала «Боевая Слава» – от 7 до 9 м, на территории «Озера слез» – до 15 м. Выявлено, что воды за счет сульфатов кальция и хлоридов натрия слабоминерализованы (до 3 г/л), обладают сульфатной агрессивностью, оказывают отрицательное воздействие на состояние фундаментальных конструкций зданий и сооружений и инженерных коммуникаций, активно их разрушая. Процесс подтопления приводит к затоплению подвальных частей зданий и коммуникационного оборудования, образованию трещин в деформированных строительных конструкциях, выпором полов. Особенно это касается производственных мест довоенной и послевоенной застройки. Выявлена прямая зависимость развития процесса подтопления от величины водопотребления на производственных объектах. Вместе с тем, сам процесс наблюдается при любых видах техногенного воздействия, то есть практически неизбежен в зоне перспективной застройки. Этот прогноз подтверждается данными компьютерного моделирования данного процесса [1].

Проведя анализ процесса изменения водного баланса на территории городов Нижнего Поволжья на отдельных этапах формирования грунтовых вод, выявлены два периода их активизации. Первый характеризуется периодом «до 50–60-х годов» и второй – последними десятилетиями. В процессе первого периода подтопление было связано с процессом паводка. После спада воды наступал жаркий период с интенсивным испарением. Например, при среднегодовом количестве осадков в окрестностях г. Астрахани около 200 мм испаряемость достигает 300–400 мм в год. Второй этап связан с развитием современной застройки. С восьмидесятых годов началась активная вертикальная планировка территорий, засыпка оврагов, в том числе мелких водоемов и устьев рек. По данным В.А. Брылева (1984) к началу восьмидесятых годов коэффициент горизонтальной эрозионной расчлененности для застроенной части города Волгограда уменьшился с 1,5 до 8,0. В Астрахани началось повсеместное



разрушение бугров Бэра и уничтожение ериков и ильменей. Саратов стал застраиваться вглубь береговой линии Волгоградского водохранилища, поглощая овражно-балочную сеть.

Для территории «Мамаева Кургана» характерен овражно-балочный рельеф. Показатели расчлененности достигают в зоне Приволжской возвышенности 3000÷3500 м на 1 километр квадратной площади. Развитие территории архитектурного памятника потребовало проведение значительной планировки поверхности. В ее процессе большое количество оврагов, в том числе очень крупных, было засыпано или замыто. Вследствие этого значительно ухудшилась природная тренированность территории, что привело к нарушению водного баланса подземных вод и их подъему. Близкое залегание грунтовых вод не только оказывает отрицательное воздействие на состояние строительных конструкций и инженерных коммуникаций, но также способствует задержке и накоплению различных веществ, выпадающих из атмосферного воздуха. Многие из них имеют канцерогенный характер. С данным процессом необходимо бороться и осуществлять мероприятия по борьбе с подтоплением. Кроме того, процесс подъема грунтовых вод ведет к снижению несущей способности грунтов, изменению их структуры, засолению, способствует задержанию и накоплению различных веществ, часто имеющих канцерогенный характер. Подтопление приводит к угнетению и даже гибели растительности.

В результате исследований установлено, что разгрузка грунтовых вод территории «Мамаева Кургана» происходит в овражные зоны и реку Волгу. Они провоцируют процессы оврагообразования, создают дополнительные боковые разрушения, оголяя инженерные коммуникации и усиливая на них нагрузку. Развитию оврагов способствует сложение рыхлыми и способными к размыву породами, устройство неукрепленных водоотводящих канав, нарушение дернового покрова, вырубка растительности. Процесс оврагообразования сопровождается заболачиванием. Выявлено, что на территории Мамаева Кургана требуется усиление водопропускных сооружений. В основном они размещены в непосредственной близости от памятников.

На территориях склонов водоотводящие конструкции требуют срочной реконструкции. Необходимо создание сооружений для регулирования поверхностного стока. Кроме того выявлено, что экранизация поверхности за счет создания тротуаров, смотровых площадок с водонепроницаемыми поверхностями привело к неравномерному подъему уровня грунтовых вод на этих участках.

В настоящее время темпы строительства водопровода значительно опережают развитие канализационной системы, что приводит к ее функционированию в перегруженном режиме. Водонесущие коммуникации, уложенные без местного дренажа, корродируя, разрушаются, что ведет к образованию многочисленных утечек. Так, при норме до 7 % в зоне памятника на территории склонов отмечено утечек до 40 %.

На исследуемой территории выявлен процесс набухания, то есть глинистый грунт увеличился в объеме при воздействии грунтовых вод. Фундаментная часть здания гаража претерпела деформации и в стеновой кирпичной кладке появились трещины, каркас здания был стянут железными хомутами и используется в настоящее время как неотответственное сооружение.

Важно также отметить, что набухание глинистых грунтов сопровождается и провоцирует такие процессы как выветривание, активизацию эрозийных процессов, коррозии металла и бетона. В зоне памятника частично используются пластмассовые трубы, которые не корродируют, не имеют «сроков старения». Но выявлено растрескивание пластмассы, деструкция сварных швов с разгерметизацией стыков. Стык труб – чрезвычайно слабое место пластмассового трубопровода. Пластмассовые трубы или просто сваривают, предварительно нагревая стыки и затем, сдавливая трубы вдоль оси, формируют конструкцию, или на концы труб надевают пластмассовую муфту, нагревают ее, частично расплавляют и сваривают воедино обе трубы и муфту. Оба вида стыковых соединений не дают гарантии сто процентной безаварийной эксплуатации.

При диагностике изоляционного покрытия подземного трубопровода существующими методами обычно ставится задача определения мест с полностью разрушенной изоляцией требующей ремонта. Вопросы старения изоляции и определения степени целостности покрытия на момент исследования достаточно корректно решить не удается. Если места с полностью разрушенной изоляцией определяются довольно точно, то спорные участки, беспрерывно возникающие по мере старения изоляции, остаются без должного внимания. Поэтому вопросы диагностики, прогнозирования и достоверности результатов полевых измерений остаются крайне острыми.

Особую роль в вопросах аварийности трубопроводных систем играют грунтовые массивы. Их коррозионная активность различна и зависит от целого ряда физико-механических свойств. Исследованию были подвергнуты десять грунтовых массивов, имеющих разный характер происхож-

дения и литологический тип, расположенных в зоне архитектурного памятника «Мамаев Курган» в г. Волгограде (табл. 1).

**Таблица 1. Коррозионная активность отложений горных пород Мамаева Кургана**

Комплекс пород	Наименование пород	Среднее значение удельного электрического сопротивления	Пределы удельного электрического сопротивления	Характер коррозионного влияния
Новокаспийский (IV nk)	Песок	100	-	пониженный
	Суспесь	34	5 – 120	средний
	Суглинок	25	5 – 120	высокий
	Глина	16	5 – 100	повышенный
Хвалынский (III hv)	Песок	67	3 – 120	средний
	Суспесь	60	3 – 120	средний
	Суглинок	45	3 – 120	средний
	Глина	14	3 – 120	повышенный
Ательский (III at)	Глина	42	10 - 120	повышенный
Хазарский (II hz)	Глина	15	5 – 100	повышенный

Получено, что глинистые грунты характеризуются повышенной коррозионной способностью не зависимо от происхождения и возраста образования, высокое коррозионное воздействие имеют Новокаспийские (IV nk) суглинки. Остальные типы горных пород не оказывают существенного воздействия на инженерные элементы.

В настоящее время возникла необходимость совершенствования полевых методик коррозионных исследований диктуемая нормами диагностики, представленными в обязательном для применения руководящем документе РД-12-411-01, разработанном институтом «Гипрониигаз» и утвержденным ГГТН РФ. В соответствии с требованиями этого РД диагностирование физического состояния подземных трубопроводов включает в себя: а) оценку качества изоляционного покрытия трубопроводов в выбранных точках сети, б) прогнозирование коррозионного процесса и пр. Измерения, необходимые для этой оценки, рекомендуется проводить на трубопроводах непосредственно в шурфах, поскольку иные методики оценки до настоящего времени были мало пригодны и не рекомендовались для повсеместного применения.

При шурфовании с шагом 200 м (шаг больше 200 м не даст достоверной информации для сложной трубопроводной сети) для анализа коррозионного состояния, например, 3000 км трубопроводной сети города понадобится 15000 шурфов, что при стоимости работ на одном шурфе (зем-

ляные, изоляционные, измерительные полевые и камеральные работы) более 3000 руб/шурф приведет к суммарным затратам не менее  $3000 \times 15000 = 45000000$  руб. Такие работы при объеме 500 шурфов в год потребуют не менее 30 лет и денежных затрат  $3000 \times 500 = 1500000$  руб/год.

Кроме прямых затрат, связанных с шурфованием, нам представляются следующие негативные моменты.

1. При вскрытии трубопровода экскаватором, ковш которого вряд ли не заденет трубу, а также при инструментальном исследовании прилипчивости изоляции вольно или невольно нарушается целостность покрытия, т.е. нарушается адгезия и появляются трещины не только в точке исследования, но и по обе стороны от этой точки, а может быть и за пределами шурфа. Особенно это относится к трубопроводам со старой, хрупкой изоляцией. И, несмотря на переизоляцию оголенного участка отличной липкой лентой или свежим битумом, на трубопроводе в шурфе возникнет гальваническая неоднородность, анодом которой будет граница между старой и новой изоляцией, а катодом весь остальной старый трубопровод с трещинами в изоляции. Это приведет к появлению в трубопроводной сети сотен новых коррозионных макропар, которые даже при наличии ЭХЗ будут функционировать в промежутках времени, когда катодные станции на какое-то время обесточатся.

2. Рекомендуемая для измерения удельного электрического сопротивления изоляции методика «мокрого полотенца» – наложением на изолированный трубопровод бандажа-электрода с поляризацией трубопровода от внешнего источника тока – может дать совершенно неверные результаты, поскольку поляризационное сопротивление, доля которого в общем сопротивлении изоляционного покрытия ( $R_{из}$ ) может составлять 90 и более процентов, зависит от плотности тока поляризации как нелинейное сопротивление.

Известно, что в натуральных условиях напряжение на изоляции трубопровода не превышает 1,5 В. Именно при этом напряжении надо было бы измерять величину  $R_{из}$ . Но при использовании метода «мокрого полотенца» нормативно допустимое напряжение на бандаже-электроде равно 30 В, плотность поляризующего тока через изоляцию, таким образом, превышает фактическую плотность поляризации в 20 раз. В то же время известно, чем больше ток поляризации, тем меньше поляризационное сопротивление. В таком случае неизвестно, что же измеряют методом «мокрого полотенца». Тем более, что полотенце под бандажем рекомендуется смачивать 3-процентным раствором поваренной соли, электриче-

ская проводимость которого может быть на два порядка выше проводимости почвенного электролита.

3. Измерения удельного электрического сопротивления грунта ( $\rho$ ), взятого из шурфа, с помощью стандартной лабораторной четырехэлектродной установки могут лишь ввести в заблуждение. Как показали данные, полученные в ОАО «ВолгоградГОРГАЗ», результаты лабораторных измерений  $\rho$  могут отличаться от результатов полевых на порядок, причем всегда в сторону понижения. Это, разумеется, ошибочные результаты. Причина кроется в том, что при переносе грунта в лабораторные условия нарушают его естественную структуру. К тому же образец грунта перед измерениями (по нормативной методике!) должен смачиваться дистиллированной водой и произвольно утрамбовываться.

Такие измерения приведут к тому, что должны быть забракованы все результаты полевых измерений предыдущих лет, которые были выполнены по разумной стандартной полевой методике, которой мир пользуется десятки лет. А измерения удельного электрического сопротивления в лабораторных условиях пригодны лишь при исследовании жидких электролитов. В последние годы нами интенсивно разрабатываются расчетно-полевые методики диагностирования коррозионного состояния трубопроводов [1–7], позволяющие выполнять коррозионный анализ по результатам полевых измерений с поверхности земли без шурфования. Предлагаемые методики предполагают использование наших компьютерных программ АРМ-ЭХЗ-6П(7П), рекомендованных в инструкции РД 153-39.4-091-01 [2] для применения при расчете токов коррозии и электрохимической защиты трубопроводных сетей.

Разработка расчетно-полевых методик была в существенной степени инициирована многолетними совместными работами ВолгГАСА и ОАО «ВолгоградГОРГАЗ» по оценке коррозионной опасности для газопроводной сети г. Волгограда. Поэтому естественно, что завершающим этапом таких работ должна быть разработка надежной, проверенной и согласованной с головной организацией Инструкции по коррозионному зондированию в газопроводных сетях. На начальном этапе Инструкция планировалась как дополнение к рекомендациям РД-12-411-01. После широкой апробации совместно с АКХ им. К.Д. Памфилова (отдел коррозии АКХ дал свое согласие участвовать в полевых работах в г. Волгограде) Инструкция должна войти в состав нормативной документации РФ по диагностированию.

Таким образом, исследовав территорию архитектурного памятника «Мамаев Курган» выявлено, что зона перегружена инженерной инфраструктурой, строительные конструкции частично подтапливаются и раз-

рушаются. Вследствие недостаточных водорегулируемых мероприятий в склоновых зонах наблюдается целый ряд процессов, влияющих на конструкции. Выявлены процессы: подтопление, набухание, оврагообразование, заболачивание. В зоне архитектурных памятников необходимо использовать проницаемые покрытия для предотвращения подъема уровня грунтовых вод и для сохранения естественного водообмена. В ходе исследований выявлено, что самой высокой вероятностью аварийной ситуации будут именно зоны размещения трубопроводных систем в глинистых породах, здесь необходимо предусмотреть дополнительные меры защиты от коррозионного воздействия.

#### Библиографический список

1. **Ткаченко В.Н.** Электрохимическая защита трубопроводных сетей. Волгоград: ВолГАСА, 1997. – 312 с.
2. **Инструкция** по защите городских подземных трубопроводов от коррозии / Руководящий документ ОАО «Росгазификация», РД 153-39.4-091-01. – М.: Воениздат, 2002. (Академия коммунального хозяйства им. К.Д. Памфилова).
3. **Ткаченко В.Н.** Расчет коррозии по результатам измерений поля токов протяженной гальванопары трубопровода / Защита металлов, том 34, №2, 1998.
4. **Ткаченко В.Н.** Расчет скорости коррозии подземного трубопровода по результатам полевых исследований / Защита металлов, том 36, №2, 2000.
5. **Ткаченко В.Н.** Расчет локального электрического сопротивления неоднородного защитного покрытия подземного трубопровода / Защита металлов, том 38, №1, 2002.
6. **Инструкция** по определению коррозионной агрессивности грунта методом катодной поляризации / ВолГАСА, Нижн.-Волжск. округ ГГТН РФ, Волгоград, 2000.
7. **Инструкция** по оценке скорости коррозии подземных газопроводов методом градиента потенциала / ВолГАСА, Нижн.-Волжск. округ ГГТН РФ, Волгоград, 1999.

*А.К. Соколов, д.т.н., проф., Ю.М. Овсянников, асс. (ИГЭУ)*

## К ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ СНИЖЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВОЗДУХА НА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

В докладе предлагается простая методика оценки энергосбережения при снижении коэффициента расхода (избытка) воздуха при сжигании топлива и при присосе воздуха через неплотности газового тракта парогенератора или водогрейного котла.

Представим выражение для определения расхода топлива в виде:

$$B = Q_p / (Q_T - I_{yx}(\alpha, t_{yx})), \quad (1)$$

где  $Q_p = Q_{\text{пар}} + Q_{\text{прод}} + Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{охл}}$  – расходуемая агрегатом мощность, Вт;  $Q_{\text{пар}}$  – мощность, расходуемая на выработку пара (нагрев воды), Вт;  $Q_{\text{прод}}$  – мощность, теряемая с продувочной водой, Вт;  $Q_{\text{н.о}}$  – мощность теряемая через ограждение, Вт;  $Q_{\text{охл}}$  – затраты на охлаждение балок, панелей, не включённых в циркуляционную систему агрегата, Вт;  $Q_T$  – приход энергии от сжигания единицы топлива (1 кг или 1 м<sup>3</sup>), Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>);  $I_{yx}(\alpha, t_{yx})$  – физическая теплота (энтальпия) уходящих из парогенератора (или водогрейного котла) газов на единицу топлива (кг или м<sup>3</sup>) с температурой  $t_{yx}$  и коэффициентом расхода воздуха  $\alpha$ , Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>).

Величина  $Q_T$  может быть рассчитана по формуле

$$Q_T = Q_n^p (1 + q_{\text{фт}} - q_{\text{хн}} - q_{\text{мн}} - q_{\text{шл}} - q_{\text{энд}}),$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>);  $q_{\text{фт}}$  – доля физической теплоты топлива:  $q_{\text{фт}} = Q_{\text{фт}}/Q_n^p$ ;  $q_{\text{хн}}$  – доля теплоты химического недожога:  $q_{\text{хн}} = Q_{\text{хн}}/Q_n^p$ ;  $q_{\text{мн}}$  – доля механического недожога:  $q_{\text{мн}} = Q_{\text{мн}}/Q_n^p$ ;  $q_{\text{шл}}$  – доля теплоты шлака:  $q_{\text{шл}} = Q_{\text{шл}}/Q_n^p$ ;  $q_{\text{энд}}$  – доля эндотермических реакций:  $q_{\text{энд}} = Q_{\text{энд}}/Q_n^p$ ;  $Q_{\text{фт}}$ ,  $Q_{\text{хн}}$ ,  $Q_{\text{мн}}$ ,  $Q_{\text{шл}}$ ,  $Q_{\text{энд}}$  – соответствующая теплота: физическая теплота, химического и механического недожога, шлака и эндотермических реакций, Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>).

Следует отметить, что учёт энтальпии воздуха на горение производят только для случая подогрева воздуха вне агрегата за счёт постороннего источника теплоты. В противном случае, в воздухоподогревателе часть энтальпии уходящих газов переходит в энтальпию воздуха на горение и далее возвращается в рабочую зону. Соответственно, равные статьи баланса по приходу и уходу теплоты сокращаются.

Методики расчёта величин, входящих в (1) описаны в [0, 0].

Найдём относительное снижение расхода топлива  $\Delta B/B$  при уменьшении коэффициента расхода воздуха с  $\alpha_1$  до  $\alpha_2$  по формуле:

$$\frac{\Delta B}{B} = \frac{B(\alpha_1) - B(\alpha_2)}{B(\alpha_1)} = \frac{B_1 - B_2}{B_1}. \quad (2)$$

С учётом (1), выражение (2) запишется в виде:

$$\frac{\Delta B}{B} = \frac{Q_{p,1} / (Q_{T,1} - I_{yx,1}) - Q_{p,2} / (Q_{T,2} - I_{yx,2})}{Q_{p,1} / (Q_{T,1} - I_{yx,1})} \cdot 1 - \frac{Q_{p,2} (Q_{T,1} - I_{yx,1})}{Q_{p,1} (Q_{T,2} - I_{yx,2})}.$$

Примем, что  $Q_p$  и  $Q_T$  слабо зависят от  $\alpha$  ( $Q_{p,1} \approx Q_{p,2}$  и  $Q_{T,1} \approx Q_{T,2}$ ), и тогда получим:

$$\frac{\Delta B}{B} = \frac{I_{yx}(\alpha_1, t_{yx,1}) - I_{yx}(\alpha_2, t_{yx,2})}{Q_T - I_{yx}(\alpha_2, t_{yx,2})}. \quad (3)$$

Энтальпию газообразных продуктов сгорания целесообразно представить в виде суммы энтальпий продуктов сгорания,  $I^1$ , при  $\alpha = 1$  и избыточного воздуха  $(\alpha - 1)I^1_B$ :

$$I_{yx}(\alpha, t_{yx}) = I^1(t_{yx}) + (\alpha - 1)I^1_B(t_{yx}), \quad (4)$$

где  $I^1_B$  – энтальпия воздуха, идущего на горение топлива при  $\alpha = 1$ , Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>). Зависимость энтальпий от температуры аппроксимируем формулами А.Т. Лебедева и Л.А. Баранова [0]

$$I^1(t_{yx}) = I^1_M \cdot f_r(t_{yx}); \quad (5)$$

$$I^1_B(t_{yx}) = I^1_{B,M} \cdot f_b(t_{yx}); \quad (6)$$

где

$$f_r(t) = \begin{cases} \frac{t}{2695 - 0,3t}, & t < 1200 \text{ }^\circ\text{C} \\ \frac{t}{2050} - 0,075, & t \geq 1200 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}; \quad (7)$$

$$f_b(t) = \frac{t}{2610 - 0,25t}. \quad (8)$$

$I^1_M$  и  $I^1_{B,M}$  – энтальпии продуктов сгорания единицы массы (кг) или объёма (м<sup>3</sup>) топлива при коэффициенте расхода (избытка) воздуха  $\alpha = 1$  и при  $t = 2200$  °С, Дж/кг (Дж/м<sup>3</sup>).

Приняв допущение о том, что температура уходящих газов ( $t_{yx}$ ) незначительно меняется при изменении  $\alpha$  ( $t_{yx,1} \approx t_{yx,2}$ ), подставим выражение (4) в (3), учитывая формулы для аппроксимации энтальпии (5) – (8), получим:

$$\frac{\Delta B}{B} = (\alpha_1 - \alpha_2) \Theta_\alpha, \quad (9)$$

где

$$\Theta_\alpha = \frac{I^1_{B,M} \cdot f_b(t_{yx})}{Q_T - I^1_M \cdot f_r(t_{yx}) - (\alpha_2 - 1) \cdot I^1_{B,M} \cdot f_b(t_{yx})}. \quad (10)$$

Величины  $Q_T$ ,  $I^1_{B,M}$ ,  $I^1_M$  зависят от вида сжигаемого топлива и могут быть рассчитаны заранее. Например, по методикам, приведенным в [1, 3, 4]. Для некоторых видов топлив эти величины приведены в табл. 1.



Таблица 1. Характеристики продуктов сгорания газообразных и жидких видов топлива

Топливо	$Q_{\text{н}}^{\text{P}}$	$I_{\text{в,м}}^{\text{I}}$	$I_{\text{м}}^{\text{I}}$
	МДж/м <sup>3</sup>	МДж/м <sup>3</sup>	МДж/м <sup>3</sup>
Доменный газ	3,35	2,11	5,87
	4,1	2,61	6,27
Коксовый газ	17,1	13,6	17,94
Природный газ	34,85	31,4	38,55
	38,55	34,67	42,34
Мазут	39,44 МДж/кг	35,03 МДж/кг	41,38 МДж/кг

Состав рабочей массы мазута был принят по [0]:  $C^{\text{P}} = 84,99$ ;  $H^{\text{P}} = 10,36$ ;  $S^{\text{P}} = 0,68$ ;  $O^{\text{P}} = 0,37$ ;  $N^{\text{P}} = 0,40$ ;  $A^{\text{P}} = 3,0$ ;  $W^{\text{P}} = 3,0$  %.

Предложенная методика позволяет быстро сделать предварительную оценку энергосбережения в случае снижения коэффициента расхода воздуха при сжигании топлива с присосом воздуха через неплотности газового тракта парогенератора или водогрейного котла.

#### Библиографический список

1. **Тепловой** расчёт котлов (нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. – 256 с.
2. **Сидельковский Л.Н. Юренев В.Н.** Котельные установки промышленных предприятий. – М: Энергоатомиздат, 1988. - 528 с.
3. **Лебедев А.Т., Баранов Л.А.** Аналитический метод определения температур и энтальпий воздуха и продуктов сгорания энергетических топлив // Изв. вузов Энергетика. – 1972. – №3. – С. 53-57.
4. **Ревун М.П., Соколов А.К.** Адаптивные системы управления процессами нагрева металла: Монография. / Запорожье: – Изд. ЗГИА, 1998. – 351 с.
5. **Арутюнов В.А., Миткалинный В.И., Старк С.Б.** Металлургическая теплотехника Т. 1. – М.: Металлургия, 1974.

*В.В. Бухмиров, д.т.н., проф., Ю.С. Солнышкова, ст. преп. (ИГЭУ),  
А.Е. Курочкин, нач. технологич. службы  
(ОАО РЖД «Северная железная дорога»)»*

## ТЕПЛООБМЕН В СИСТЕМЕ «ИЗЛУЧАТЕЛЬ – ОТРАЖАТЕЛЬ – ОКРУЖАЮЩАЯ СРЕДА»

Для сокращения потребления топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) в системах отопления производственных, общественных и жилых помещений можно рекомендовать применение инфракрасных излучате-

лей (ИКИ). Лучистое отопление (ЛО) с высокотемпературными «светлыми» и «темными» ИКИ для помещений с высотой потолков 4 м и более получило в последние годы широкое распространение, поскольку обладает рядом существенных преимуществ перед традиционными (водяные, паровые, воздушные) системами отопления. Основные отличительные особенности и преимущества систем ЛО подробно рассмотрены в статье [1].

Внешний вид ИКИ, работающего на газовом топливе, приведен на рис. 1.

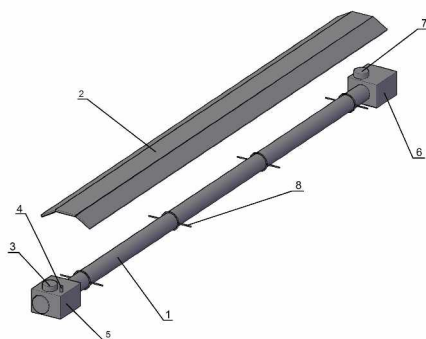


Рис. 1. Конструкция однотрубной нагревательной панели:

1 – трубный излучатель; 2 – алюминиевый отражатель; 3 – патрубок воздухопровода; 4 – патрубок газопровода; 5 – блок-горелка; 6 – блок вытяжного устройства; 7 – патрубок дымохода; 8 – кронштейн для крепления излучателя и отражателя

Конструктивной особенностью «газового» ИКИ является наличие отражателя, участвующего в формировании диаграммы направленности излучателя, т.е. в создании теплового потока, падающего на поверхности пола и окружающие предметы. Поэтому при расчете систем лучистого отопления важное место занимает расчет лучисто-конвективного теплообмена в системе тел «радиационная труба – отражатель – окружающая среда». Эта задача решена резольвентным зональным методом расчета радиационного и сложного теплообмена [2].

Согласно этому методу для замкнутой системы, образованной тремя поверхностями (рис. 2 а,б) (излучатель, отражатель и воображаемая поверхность, замыкающая полость отражателя (условная поверхность)), записываем систему зональных уравнений для каждой зоны. При этом было принято, что излучатель и условная поверхность – зоны I рода (за-

дана температура), а отражатель – зона III рода (температура и тепловой поток неизвестны) [2].

Уравнения для зон I рода записывают через потоки собственного излучения, а для зоны III рода составляют уравнение теплового баланса:

$$\begin{cases} Q_1^{\text{pez}} = \varepsilon_1 \cdot (Q_1^{\text{cob}} \cdot \Psi_{11} + Q_2^{\text{cob}} \cdot \Psi_{21} + Q_3^{\text{cob}} \cdot \Psi_{31}) - Q_1^{\text{cob}} \\ \varepsilon_2 \cdot (Q_1^{\text{cob}} \cdot \Psi_{12} + Q_2^{\text{cob}} \cdot \Psi_{22} + Q_3^{\text{cob}} \cdot \Psi_{32}) - Q_2^{\text{cob}} - Q_{\text{пот}} = 0, \\ Q_3^{\text{pez}} = \varepsilon_3 \cdot (Q_1^{\text{cob}} \cdot \Psi_{13} + Q_2^{\text{cob}} \cdot \Psi_{23} + Q_3^{\text{cob}} \cdot \Psi_{33}) - Q_3^{\text{cob}} \end{cases} \quad (1)$$

где  $Q_1^{\text{pez}}$  – поток результирующего излучения излучателя,  $Q_{\text{пот}}$  – поток тепловых потерь через отражатель и слой изоляции;  $Q_3^{\text{pez}}$  – поток результирующего излучения условной поверхности,  $\varepsilon_1$  – степень черноты материала излучателя;  $\varepsilon_2$  – степень черноты материала отражателя;  $\varepsilon_3$  – степень черноты условной поверхности (принимается равной единице);  $Q_1^{\text{cob}}$  – поток собственного излучения излучателя,  $Q_2^{\text{cob}}$  – поток собственного излучения отражателя,  $Q_3^{\text{cob}}$  – поток собственного излучения условной поверхности,  $\Psi_{ki}$  – разрешающий угловой коэффициент излучения с  $k$ -ой зоны на  $i$ -ую зону.

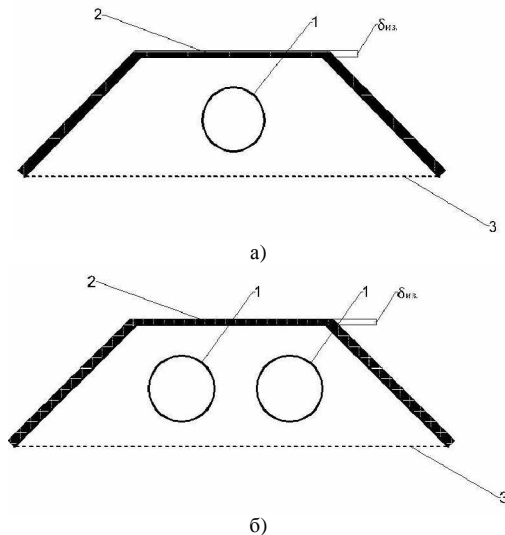


Рис. 2. а) Система тел «излучатель – отражатель – окружающая среда» (тупиковая труба), б) Система тел «излучатель – отражатель – окружающая среда» (U-образная труба): 1 – излучатель; 2 – отражатель; 3 – условная поверхность;  $\delta_{\text{низ}}$  – толщина слоя тепловой изоляции

Используя для записи второго уравнения системы зональных уравнений (1) коэффициенты радиационного теплообмена и выражая  $Q_{\text{пот}}$  по формуле теплопередачи через стенку, получим:

$$\begin{cases} Q_1^{\text{рез}} = \varepsilon_1 \cdot (Q_1^{\text{cob}} \cdot \Psi_{11} + Q_2^{\text{cob}} \cdot \Psi_{21} + Q_3^{\text{cob}} \cdot \Psi_{31}) - Q_1^{\text{cob}} \\ a_{32} \cdot T_3^4 + a_{12} \cdot T_1^4 + a_{22} \cdot T_2^4 - k_r \cdot (T_2 - T_3) \cdot F_2 = 0 \\ Q_3^{\text{рез}} = \varepsilon_3 \cdot (Q_1^{\text{cob}} \cdot \Psi_{13} + Q_2^{\text{cob}} \cdot \Psi_{23} + Q_3^{\text{cob}} \cdot \Psi_{33}) - Q_3^{\text{cob}} \end{cases} \quad (2)$$

где  $a_{12} = \varepsilon_1 \cdot \sigma_0 \cdot F_1 \cdot \Psi_{12} \cdot \varepsilon_2$  – коэффициент радиационного теплообмена между излучателем и отражателем;  $a_{22} = \varepsilon_2 \cdot \sigma_0 \cdot F_2 \cdot (\Psi_{22} \cdot \varepsilon_2 - 1)$  – коэффициент радиационного теплообмена между отражателем и отражателем;  $a_{32} = \varepsilon_3 \cdot \sigma_0 \cdot F_3 \cdot \Psi_{32} \cdot \varepsilon_2$  – коэффициент радиационного теплообмена между условной поверхностью и отражателем.

Система нелинейных уравнений (2) решена методом Ньютона при известных радиационных свойствах излучателя ( $\varepsilon_1 = 0,8$ ), а его температура варьировалась в интервале  $250 \div 450^\circ\text{C}$ . Степень черноты условной поверхности принята равной единице, а её температура совпадает с температурой окружающей среды. В статье приведены результаты расчетного исследования влияния температуры излучателя ( $T_1$ ), степени черноты отражателя ( $\varepsilon_2$ ) и толщины слоя изоляции ( $\delta_{\text{из}}$ ) на температуру отражателя. Расчет температуры отражателя выполнен для тупиковой (рис. 2,а) и U-образной (рис. 2,б) труб излучателей для нагревателей модельного ряда Panrad итальянской фирмы Frassago. Результаты расчета представлены на рис. 3 и рис. 4 для тупиковой трубы и на рис. 5 и рис. 6 для U-образной трубы.

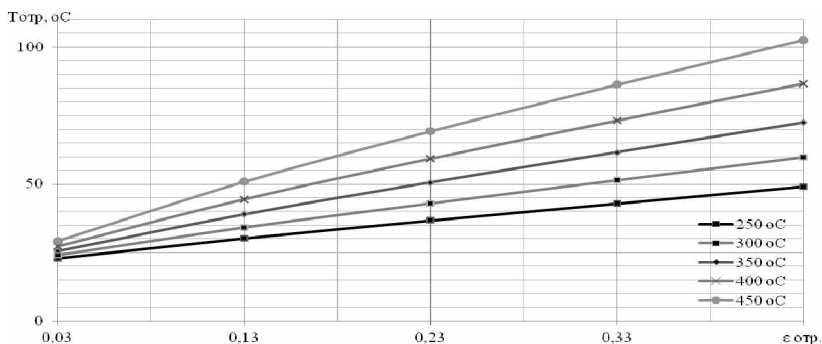


Рис. 3. Влияние степени черноты материала отражателя на его температуру при разной температуре излучателя тупиковой трубы

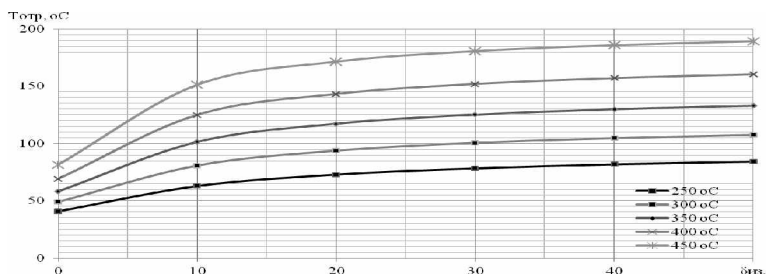


Рис. 4. Влияние толщины изоляции отражателя на его температуру при разной температуре излучателя тупиковой трубы

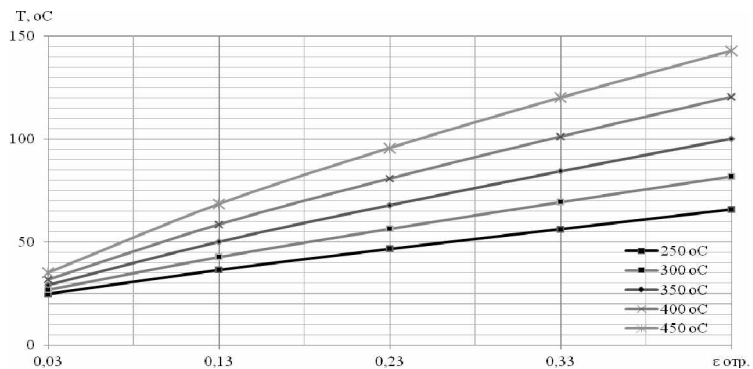


Рис. 5. Влияние степени черноты материала отражателя на его температуру при разной температуре излучателя U – образной трубы

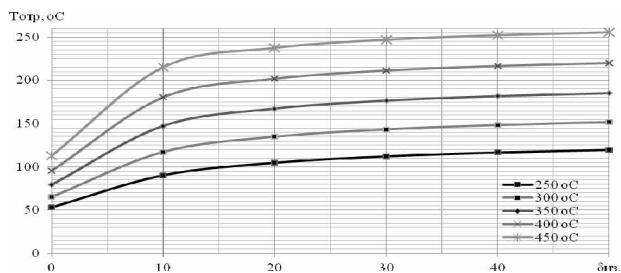


Рис. 6. Влияние толщины изоляции отражателя на его температуру при разной температуре излучателя U – образной трубы

### Выводы.

1. Разработана математическая модель сложного теплообмена в системе «излучатель - отражатель – окружающая среда».
2. Расчетным путем получены зависимости температуры отражателя от его степени черноты и от толщины изоляции отражателя для тупиковой и U – образной труб. Сделан вывод о влиянии степени черноты отражателя, температуры излучателя и толщины слоя тепловой изоляции на температуру отражателя.
3. Наложение слоя тепловой изоляции толщиной более 15 мм приводит к незначительному росту температуры отражателя и, вряд ли, целесообразно.

### Библиографический список

1. **В.В. Бухмиров, Ю.С. Солнышкова, А.К. Гаськов.** Оценка эффективности применения систем лучистого отопления производственных зданий // Труды V международной школы-семинара молодых ученых и специалистов «Энергосбережение – теория и практика». – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – с. 36-39.
2. **В.А. Арутюнов, В.В. Бухмиров, С.А. Крупеников.** Математическое моделирование тепловой работы промышленных печей // – М.: Металлургия, 1990. – 240 с.

*Т.О. Шинкевич, Р.Н. Фахреев*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ В ЖКХ

В настоящей работе решается вопрос о применимости тепловых насосов для систем теплоснабжения (отопления и горячего водоснабжения) от НПИ в виде сточных канализационных неочищенных вод в условиях городов и поселков Республики Татарстан (РФ) в сравнении с газовой котельной малой и средней теплопроизводительности, а также с ТЭЦ.

Известно, что практически неисчерпаемым источником дешевой тепловой энергии является тепло канализационных стоков. Температура хозяйственно-бытовых канализационных стоков колеблется в пределах 15÷25 °С и даже в самый холодный период года не опускается ниже 10 °С. С канализационными стоками в природу сбрасывается огромное количество тепла. Эта тепловая энергия на данный момент никак не используется.

На канализационно-насосной станции «Коммунальное теплоснабже-

ние Краматорска» (данные станции) неочищенные хозяйственно-бытовые стоки, поступающие по канализационным коллекторам, собираются в подземном приемном резервуаре, после чего перекачиваются на очистные сооружения с помощью фекальных насосов [1]. Неочищенные сточные воды, имеющие температуру около 20 °С, из приемного резервуара фекальными насосами подаются в теплообменник-утилизатор, где отдают теплоту промежуточному теплоносителю (воде), охлаждаясь до температуры 12÷14 °С, после чего по трубопроводу возвращаются в резервуар. Нагретый в теплообменнике-утилизаторе до 10÷12 °С промежуточный теплоноситель подается в испаритель теплового насоса, где охлаждается до температуры 8 °С, отдавая теплоту хладону парокомпрессионного контура, и вновь направляется в теплообменник-утилизатор. Образующиеся в испарителе пары хладона сжимаются в компрессоре и конденсируются при высокой температуре, нагревая проходящую через конденсатор сетевую воду.

Подобная теплонасосная установка мощностью 2000 кВт, работающая с использованием теплоты канализационных стоков и предназначенная для подогрева водопроводной воды перед котлами районной тепловой станции, была введена в эксплуатацию в г. Зеленограде в 2004 году. Испытания показали высокую эффективность установки. В процессе первого цикла испытаний была достигнута экономия энергии 65 %. Авторы отмечают, что планируется достичь 75 % экономии энергии [2].

Впервые в Японии, в районе Koraku 1-chome в Токио, для теплоснабжения района установлена система теплоснабжения, использующая тепло необработанных сточных вод. Как ожидается, использование тепла сточных вод уменьшит потребление энергии и выброс парниковых газов. Применение этой системы уменьшает потребление энергии на 20 %, выброс CO<sub>2</sub> и NO<sub>x</sub> на 40 и 37 % соответственно.

Сточные воды уже использовались в других проектах как источник низкопотенциального тепла для тепловых насосов. Однако проект в Токийском районе Koraku 1-chome уникален тем, что впервые в Японии используются неочищенные, необработанные сточные воды, что позволяет использовать тепловые насосы не только на очистных станциях, но и на станциях перекачки и канализационных сетях. На станции смонтированы 3 тепловых насоса: 2 с охлаждающей способностью 10,5 МВт и нагревающей способностью 12,8 МВт каждый и 1 тепловой насос с охлаждающей способностью 3,9 МВт и нагревающей – 5 МВт. Этот насос используется периодически, когда возникает необходимость подачи горячей и холодной воды одновременно. Расход сточных вод, проходящих

через станцию, составляет до  $129\,600\text{ м}^3$  в день. Станция охлаждает воду до  $+7\text{ °C}$  и нагревает до  $+47\text{ °C}$  и обеспечивает этой водой здание общей площадью  $126\,400\text{ м}^2$ , подавая ее через тепловую сеть, выполненную по 4-трубной схеме, проложенную под землей на глубине  $7\div 8\text{ м}$ . Очищаются трубы теплообменника установленными внутри щетками. Для выравнивания тепловой нагрузки и использования недорогого ночного электричества на станции установлены баки-аккумуляторы общим объемом  $1520\text{ м}^3$ .

В настоящей работе используется стандартная методика расчета парокompрессионной теплонасосной установки на фреоне R 22 [3]. Рассчитывалась тепловая нагрузка на тепловой насос условной мощностью  $20000\text{ кВт}$  для обеспечения отопления потребителей при помощи радиаторов, которые требуют для средней полосы европейской части РФ температуру теплоносителя  $\sim 80\text{ °C}$ . Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры ТН для покрытия тепловой нагрузки в  $20000\text{ кВт}$  (на  $80\text{ °C}$ )

№	$t_k$ , °C	$t_o$ , °C	$P_k$ , МПа	$P_o$ , МПа	$q_o$ , кДж/кг	$I_T$ , кДж/кг	$M_T$ , кг/с	$N_T$ , МВт	$N_i$ , МВт	$N_e$ , МВт	$Q_{кл}$ , МВт	$\epsilon$
1	85	5	4,04	0,58	104	57	192	10,9	13,7	15,2	35,2	2,3
2	85	10	4,04	0,68	102	50	196	9,8	12,2	13,6	32,2	2,4
3	85	15	4,04	0,79	96	44	208	9,1	11,4	12,7	32,7	2,8
4	85	20	4,04	0,91	92	38	217	8,2	10,3	11,5	30,3	2,9

В табл. 1 приведены следующие параметры:  $t_k$  – температура фреона в конденсаторе;  $t_o$  – температура фреона в испарителе;  $q_o$  – теплопроизводительность фреона;  $I_T$  – удельная работа сжатия в компрессоре;  $M_T$  – массовый расход циркулирующего агента, требуемый для отвода теплопритоков;  $N_T$  – адиабатическая мощность сжатия в компрессоре;  $N_i$  – действительная (индикаторная) мощность сжатия;  $N_e$  – мощность на валу компрессора (эффективная мощность);  $Q_{кл}$  – тепловой поток на конденсатор;  $\epsilon$  – коэффициент преобразования ТН.

Далее рассчитывалась тепловая нагрузка на тепловой насос условной мощностью  $20000\text{ кВт}$  для обеспечения отопления потребителей при помощи панельно-лучистого отопления (плоскими панелями), которые требуют температуру теплоносителя  $\sim 40\text{ °C}$ . Результаты расчетов приведены в табл. 2.



Таблица 2. **Параметры ТН для покрытия тепловой нагрузки в 20000 кВт (на 40 °С)**

№	$t_k$ , °С	$t_o$ , °С	$p_k$ , МПа	$p_o$ , МПа	$q_o$ , кДж/кг	$l_{tr}$ , кДж/кг	$M_{tr}$ , кг/с	$N_{tr}$ , МВт	$N_i$ , МВт	$N_e$ , МВт	$Q_{кв}$ , МВт	ц
1	40	5	1,5	0,58	179	26	112	2,5	3,6	4	24	6,6
2	40	15	1,5	0,68	172	17	116	1,5	2,65	2,7	22,7	9,3
3	40	20	1,5	0,79	164	13	122	1,5	1,9	2,2	22,2	11

Для обоснования целесообразности применения тепловых насосов в системе теплоснабжения с тепловой нагрузкой 20000 кВт (17,2 Гкал/ч) в данной работе проведена экономическая оценка.

Анализ полученных результатов позволяет отметить, что с ростом температуры фреона в испарителе теплового насоса от 5 до 20 °С стоимость производственных затрат в случае использования традиционного способа (радиаторного) отопления помещений уменьшается с 30 тыс. руб. за 20000 кВт потребленной тепловой нагрузки в системе теплоснабжения для тепловых насосов до 25 тыс. руб. При этом затраты потребителя на закупку теплоты в условиях Республики Татарстан от газовой котельной составляют ~ 21 тыс. руб. и от ТЭЦ – ~ 8,5 тыс. руб. Таким образом, отопление от ТН с использованием сточных канализационных вод в качестве НПИ не может конкурировать с котельными и, тем более, с ТЭЦ.

Экономическая ситуация резко меняется, если использовать панельно-лучистое отопление помещений. Стоимость теплоты величиной 20000 кВт отпущенной потребителю в течение одного часа почти в два раза ниже, чем от газовой котельной, и соизмерима с теплотой от ТЭЦ. В данных исследованиях не ставилась задача расчета времени окупаемости установленных ТНУ, газовых и электрических котлов.

#### Библиографический список

1. **Сергеев Т.** Тепловые насосы в России // Аква-Терм. - 2005. - № 2(24). - С. 40-42.
2. **Бутузов В.А.** Перспективы применения тепловых насосов // Промышленная энергетика. - 2005. - № 1.
3. **Холодильные машины.** // Справочник. – М.: «Легкая и пищевая промышленность». 1982. 221 с.

*Ф.А. Замышляев, директор (ЗАО «Акку-Фертриб»)*

## **ВЫСОКОЕМКИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МОДУЛИ НА ОСНОВЕ СВИНЦОВО-КИСЛОТНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ПОДРАЗДЕЛЕНИЯ GNB INDUSTRIAL POWER КОНЦЕРНА EXIDE TECHNOLOGIES**

Предприятие ЗАО «Акку-Фертриб» в течение 20 лет представляет на российском рынке продукцию концерна EXIDE Technologies – мирового лидера по производству свинцово-кислотных аккумуляторных батарей разнообразных технологий и всевозможного назначения. За годы сотрудничества с производственными подразделениями концерна нашей компанией накоплен огромный опыт поставок и эксплуатации аккумуляторов практически во всех отраслях российской промышленности. Одним из стратегических видов деятельности ЗАО «Акку-Фертриб» всегда было и остается развитие сотрудничества с предприятиями российской энергетики. В наши дни особую актуальность приобретает такая область, как альтернативная энергетика, построенная на основе полностью или частично автономных установок преобразования и накопления энергии возобновляемых источников. Альтернативная энергетика является новым, интенсивно развивающимся направлением, нацеленным на сохранение окружающей среды, как составной части будущего благополучия человечества. Наша компания имеет возможность предложить ряд интересных технологических решений, разработанных EXIDE Technologies, начиная от химических источников тока специального назначения и заканчивая комплексными электротехническими установками высокой мощности и интеллектуальной оснащенности.

Энергетические модули – одно из самых современных, технологичных и перспективных решений накопления, хранения и распределения энергии возобновляемых источников.

Современные энергетические модули представляют собой крупные хранилища электрической энергии, полученной, в частности, путем преобразования энергии солнца и ветра. Основным функциональным элементом любого энергетического модуля является система автономных источников тока – аккумуляторная батарея или аккумуляторные батареи, укомплектованные в соответствии с требованиями к емкости и номинальному напряжению. Энергетические модули могут использоваться не только в составе систем автономного электроснабжения, но и в качестве

резервных источников тока в многоканальных энергетических установках, а также для поддержания сетевого напряжения в тех регионах, где электроснабжение нестабильно либо его возможностей оказывается недостаточно в периоды пикового потребления электроэнергии.

Батарейные энергетические модули BESS (от Battery Energy Storage System) – яркий пример применения стационарных свинцово-кислотных аккумуляторов производства EXIDE Technologies, предназначенных для циклической работы и длительных разрядов малым током.

На сегодняшний день энергетические модули, предлагаемые концерном EXIDE Technologies, представляют собой смонтированные в контейнерах устойчивые к глубокому разряду аккумуляторные батареи высокой емкости и цикличности. Преимущество контейнерного размещения аккумуляторов связано с мобильностью и универсальностью готовых блоков, поскольку для их компоновки применяются контейнеры стандартного размерного ряда, принятого для морских перевозок и пригодных для перевозки автомобильным транспортом. Пример мобильного энергетического модуля производства EXIDE Technologies показан на рис. 1.



Рис. 1. Мобильный энергетический модуль производства EXIDE Technologies

Другим неоспоримым преимуществом контейнерного построения батарейной установки является возможность ее простого конфигурирования посредством наращивания количества идентичных модулей для формирования системы требуемой мощности и напряжения.

Следует также отметить тот факт, что мобильные батарейные установки могут размещаться там, где они фактически необходимы – непосредственно на местности, а не в капитальных зданиях, то есть на практике затраты на их монтаж, лицензирование и эксплуатацию сведены к разумно необходимому минимуму.

Основная концепция модульных батарейных систем накопления и хранения электроэнергии – простое конфигурирование за счет применения унифицированных «строительных единиц». В качестве «строительных единиц» выступают укомплектованные аккумуляторными батареями 20- или 40-футовые морские контейнеры стандартного объема (рис. 2). Они позволяют наращивать параметры системы в пределах:

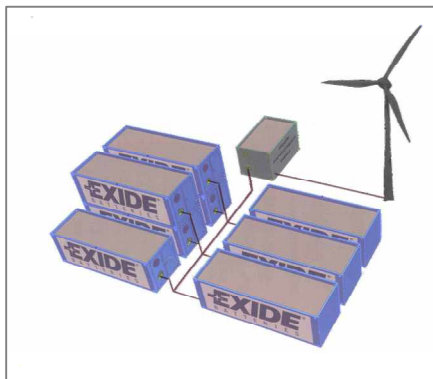


Рис. 2. Пример построения модульной батарейной системы накопления и хранения электроэнергии

– от 400 В до единиц кВ по напряжению;

– от 0,2 МВт·ч до единиц МВт·ч по энергии;

– от 120 кВт до единиц МВт по мощности.

Срок службы такой установки может измеряться либо циклическим ресурсом батарей либо их сроком службы в режиме непрерывного подзаряда (в зависимости от назначения и режима эксплуатации). Ожидаемый срок окупаемости составляет около 5 лет.



Рис. 3. Пример энергетического модуля 0,5 МВт·ч

В качестве наполнения энергетических модулей могут применяться как герметизированные аккумуляторы с желеобразным электролитом (технология dryfit), так и аккумуляторы закрытого типа с жидким электролитом.

Энергетический модуль может поставляться полностью смонтированным «под ключ» на заводе в качестве отдельной мо-

бильной (транспортируемой) единицы либо с возможностью монтажа батарей непосредственно на месте эксплуатации.

Пример энергетического модуля 0,5 МВт·ч на базе аккумуляторов Sonnenschein Solar A600, герметизированных с электролитом в желеобразном состоянии, показан на рис. 3.

Важным элементом энергетического модуля является система мониторинга батарей на основе программируемого и перестраиваемого контроллера, которая позволяет следить за состоянием аккумуляторов, что особенно актуально для батарей большой емкости и напряжения. Энергетический модуль имеет два канала для связи с внешними устройствами: силовой по постоянному току и сигнальный. Модуль оснащен системой вентиляции и кондиционирования, а также устройством принудительного аварийного отключения.

Кроме энергетических модулей для накопления, хранения и распределения электроэнергии промышленное подразделение GNB Industrial Power концерна EXIDE Technologies поставляет, так называемые, «силовые модули», выполняющие функции управления зарядом батарей, контроля состояния системы, преобразования постоянного напряжения аккумуляторной батареи в переменное на сетевой частоте для питания потребителей переменного тока.

Силовые модули интеллектуально управляемы посредством программируемого контроллера с возможностью подключения к внешним локальным и глобальным информационным сетям, осуществления функции удаленного мониторинга параметров и режима работы системы.

Силовые модули, также как и энергетические, выпускаются в контейнерном исполнении, но контейнеры для размещения аппаратуры могут применяться меньшего объема, чем при комплектации батарейных блоков – 10 или 20 футовые (стандартные морские). Каждый силовой модуль может поставляться с одним или несколькими энергетическими модулями в зависимости от требуемой мощности и емкости системы. Кроме того, мощность отдельного силового модуля может варьироваться в зависимости от мощности установленного в нем оборудования. Так, например, в одном 10-футовом контейнере допускается подключение от одного до четырех преобразователей (конверторов) номинальной активной мощности 120 кВт, при этом конверторы применяются двунаправленного действия – с возможностью работы как в качестве выпрямителя, так и в качестве инвертора. Для связи с внешними устройствами и питания потребителей в схеме модуля предусмотрено два разъема: сигнальный и силовой на 400 В переменного напряжения. Пример силового модуля 120 кВт показан на рис. 4.



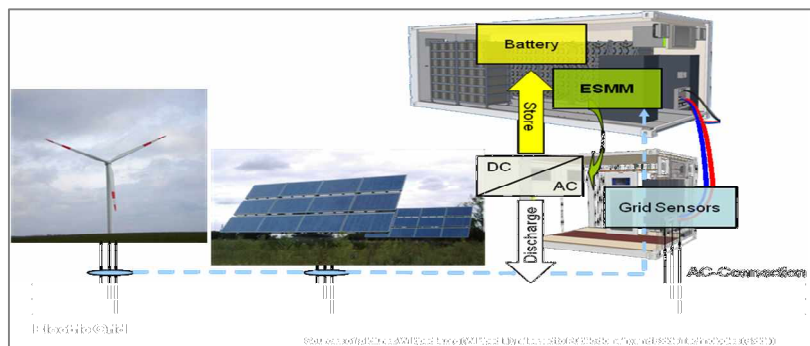
Рис. 4. Силовой модуль 120 кВт

Развитие нового перспективного направления хранения и распределения электроэнергии невозможно без надежных и долговечных автономных источников тока. Именно качественные аккумуляторы, эффективно работающие в данном применении, определяют степень экономической целесообразности сложных, энергоемких и интеллектуальных систем. От безотказной работы батарей зависит степень окупаемости вложений и ре-

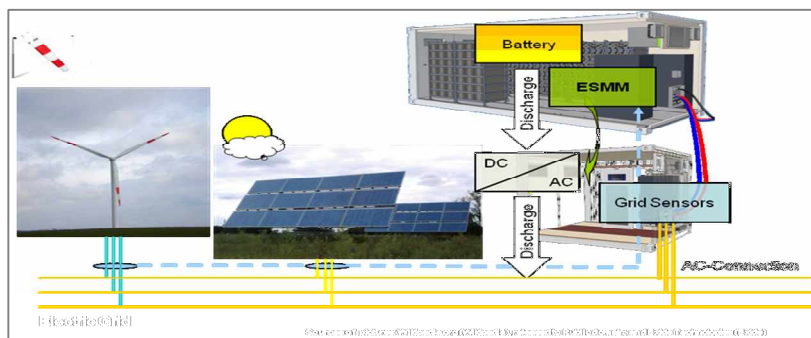
путация компании, поставляющей электроэнергию потребителям.

Стационарные свинцово-кислотные аккумуляторные батареи EXIDE Technologies давно и хорошо зарекомендовали себя в отраслях бесперебойного и автономного электроснабжения. Они также успешно применяются в энергетических модулях, которые наиболее ярко демонстрируют широту производственных возможностей и высокий научно-технический потенциал промышленного подразделения GNB Industrial Power концерна EXIDE Technologies (рис. 5).

С развитием альтернативной энергетики, как составляющей части политики охраны окружающей среды, связано будущее всей человеческой цивилизации. Самыми экологически дружелюбными и безопасными на сегодняшний день являются системы преобразования и использования энергии возобновляемых источников, таких как солнечная энергия и энергия ветра. Разумеется, существует еще ряд вопросов и задач, находящихся в стадии решения, связанных как с совершенствованием самой технологии преобразования возобновляемой энергии в электрическую, в частности, увеличением эффективности преобразования, так и имеющих экономический, политический и законодательный характер. Тем не менее, в странах Европы внедрение установок альтернативной энергетики уже сегодня становится экономически оправданным, во многом благодаря правильной внутренней политике государств, направленной на сохранение чистоты окружающей среды и рациональное использование ее ресурсов.



а)



б)

Рис. 5. Принцип построения автономной энергетической установки с использованием энергетического и силового модулей промышленного подразделения GNB Industrial Power концерна EXIDE Technologies:

Electric Grid – сеть общего пользования, Grid Sensors – мониторинг состояния сети, AC-Connection – сетевое подключение, Battery – аккумуляторная батарея, Discharge – разряд, Store – заряд, ESMM – контроллер системы;

а) благоприятные погодные условия. Питание потребителей и заряд батареи обеспечивается преобразованной энергией солнца и ветра; б) неблагоприятные погодные условия. Питание потребителей осуществляется путем разряда батареи

*Л.А. Концев, к.т.н.*

*(ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат»)*

## **ОБОСНОВАННОЕ НОРМИРОВАНИЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

Нет необходимости говорить о широте применения электрической энергии в современном мире. Наибольшая доля электроэнергии используется в промышленности, в самых разнообразных технологических процессах. На промышленных предприятиях электрическая энергия используется, главным образом, для выполнения работы в различных технологических процессах производства полуфабрикатов и завершённой продукции, а также для обеспечения жизнедеятельности персонала предприятия на рабочих местах и в административно-бытовых помещениях. Важнейшими предпосылками для повышения эффективности использования электроэнергии являются **учёт** и **нормирование** потребления энергоресурса. При этом крайне важно, чтобы структура учёта электроэнергии в максимально возможной степени соответствовала структуре производства, а удельная норма потребления электроэнергии для производства единицы продукции была обоснованной.

Наиболее значительная доля электроэнергии, потребляемой промышленными предприятиями, преобразуется в другие виды энергии (энергоресурсов) с помощью электродвигателей. В прокатных цехах с помощью электродвигателей реализуется основная технология – обжатие металла между валками путём преобразования электрической энергии в механическую работу. С помощью электродвигателей осуществляется привод различных манипуляторов и транспортировка подката и продукции, подача смазочных и охлаждающих эмульсий на валки и воды на гидросбив окалины, а также других обеспечивающих функций. В процессах производства, например, кокса, агломерата, извести, где основной технологический процесс реализуется тепловым воздействием на сырьё путём сжигания топливных газов в рабочей зоне, с помощью электродвигателей осуществляются разнообразные вспомогательные, обеспечивающие функции по подготовке, перемещению и подаче сырья в рабочую зону, подаче необходимого количества воздуха в зону сжигания топлива, отводу и очистке дымовых газов и другие операции. Технологический про-



процесс выплавки стали в конвертерах реализуется чисто химическими реакциями, при этом электродвигатели, кроме обеспечивающих операций подготовки и подачи сырья, выполняют множество вспомогательных функций: от наклона конвертера до отвода газов из конвертера и их очистки. При выплавке стали в дуговых сталеплавильных печах электрическая энергия преобразуется непосредственно в тепловую для расплавления шихты, но и здесь все вспомогательные и обеспечивающие функции, аналогичные имеющим место в конвертерном цехе, реализуются с помощью электродвигателей.

Во всех технологических процессах только часть потребляемой электроэнергии расходуется пропорционально объёму производимой продукции. Для осуществления же большинства обеспечивающих функций электроэнергия расходуется вне зависимости от объёма производимой продукции. К таковым относятся, например, все функции подачи охлаждающей воды, охлаждающих и смазывающих эмульсий, систем смазки. Практически не зависит от количества перерабатываемого материала потребление электроэнергии конвейерными линиями, дробилками, шаровыми мельницами. Не зависит от количества производимой за определённый интервал времени продукции расход электроэнергии эксгаустерами и системами газоочистки за агломерационными машинами, дымососами и системами газоочистки за конвертерами, дуговыми сталеплавильными печами, вращающимися обжигowymi печами. Очень небольшой диапазон регулирования имеют центробежные компрессоры сжатого воздуха, кислорода, азота и других газов, и потребление электроэнергии этими механизмами зависит не только от расхода газов, но и от поддерживаемого давления. Наконец, совсем не зависят от объёма производства затраты электроэнергии на освещение, отопление и вентиляцию цехов. И это далеко не исчерпывающий перечень направлений использования электроэнергии, в которых интенсивность потребления электрической энергии не зависит от текущей производительности основного технологического оборудования. Вместе с тем, следует отметить, что практически все механизмы и агрегаты изменяют потребление электроэнергии в зависимости от температуры окружающей среды, от сезона. Наконец, следует подчеркнуть, что для всех видов электрооборудования, в том числе и для электродвигателей, непосредственно приводящих основные технологические агрегаты, существует характеристика «потери холостого хода», которая определяет величину потребления электроэнергии, не зависящую от степени загрузки агрегата.

Таким образом, весь объём потребления электроэнергии любым производственным подразделением, производящим какую-либо продукцию (готовую или промежуточную), делится на две части:

– постоянная составляющая – потребление электроэнергии, не зависящее от объёма производимой продукции за интервал времени,  $C_w$ , кВт·ч;

– переменная составляющая – потребление электроэнергии, пропорциональное объёму производимой продукции:  $\Pi \cdot K_w$ , где  $\Pi$  – количество произведённой продукции за интервал времени, т;  $K_w$  – потребление электроэнергии в подразделении за соответствующий интервал непосредственно на производство одной тонны продукции, кВт·ч/т.

Целесообразно определить временной интервал, в пределах которого сопоставляются упомянутые выше составляющие потребления электроэнергии. Таковым могут быть час, сутки, неделя, месяц. Оперативное управление производством осуществляется на основе данных за сутки, а для нормирования потребления электроэнергии принимается отчётный период – месяц.

Для каждого производственного подразделения постоянная составляющая потребления электроэнергии приблизительно одинакова (более правильно она называется «условно постоянной») для всех суточных интервалов в пределах месяца, а пропорциональная объёму производства составляющая потребления электроэнергии меняется в соответствии с количеством произведённой продукции, что определяет переменную величину суммарного потребления электроэнергии за интервал. В результате этого доля постоянной составляющей потребления электроэнергии за интервал изменяется обратно пропорционально количеству произведённой продукции.

Совершенно аналогично постоянная составляющая проявляет своё влияние на величину удельного расхода электроэнергии – по мере увеличения объёма продукции снижается доля постоянной составляющей в удельном расходе электроэнергии  $w$ , кВт·ч/т:

$$w = W / \Pi, \quad (1)$$

где  $W$  – полное потребление электроэнергии производственным подразделением за интервал, кВт·ч;  $\Pi$  – объём произведённой подразделением продукции за соответствующий интервал, т.

Для того чтобы сделать последнее утверждение более очевидным, выражение (1) представим в ином виде:

$$w = (\Pi K_w + C_w) / \Pi = K_w + C_w / \Pi. \quad (2)$$

Отсюда видно, что в удельном расходе электроэнергии, по мере увеличения объёма производства ( $\Pi$ ), к затрачиваемой непосредственно на производство единицы продукции составляющей ( $Kw$ ) потребления электроэнергии добавляется всё уменьшающаяся доля постоянной составляющей ( $Cw/\Pi$ ). Таким образом, вполне очевидно наличие зависимости удельного расхода электроэнергии от объёма произведённой подразделениям продукции. Анализ фактических отчётных данных об объёмах производства и соответствующих им удельных расходах электроэнергии приводит к выводу о том, что реальный характер взаимосвязи удельных расходов электроэнергии ( $w$ ) и объёмов производства ( $\Pi$ ) наилучшим образом отражает экспоненциальная зависимость вида:

$$w = a \exp(b \Pi), \quad (3)$$

где  $a$ ,  $b$  – коэффициенты, определяемые для каждой зависимости.

На промышленных предприятиях имеется отчётная информация, как правило, по итогам за месяц, об объёмах произведённой продукции и фактических удельных расходах электроэнергии производственными подразделениями. Зависимости вида (3) можно сформировать для каждого нормируемого производственного подразделения, производящего определённый вид продукции, на основе фактических данных об объёмах производства и соответствующих фактических удельных расходах электроэнергии, содержащихся в отчётах за месяц, путём математической обработки с целью сглаживания таблично заданной функции.

С целью упрощения процедуры нормирования электропотребления разработано программное обеспечение, которое позволяет централизованно хранить данные о фактическом удельном расходе электроэнергии и объёмах произведённой продукции помесечно за неограниченный промежуток времени для каждого подразделения предприятия, гибко настраивать права доступа персонала к наборам данных, выполнять расчёт коэффициентов  $a$  и  $b$  для формирования зависимостей, отображать на экране и выводить на печать графическое изображение полученных зависимостей. Предлагаемая программа обеспечивает создание зависимостей вида (3) сразу для зимнего и летнего периодов. В условиях Магнитогорска зима для целей нормирования совпадает с четвёртым и первым кварталами (с октября по март), лето – со вторым и третьим кварталами (с апреля по сентябрь).

Нормирование электропотребления и анализ эффективности использования электрической энергии с использованием указанных зависимостей происходит следующим образом. По зависимости, принятой на сезон или месяц, определяется плановая норма удельного расхода электро-

энергии для планового объёма производства на месяц. По итогам же работы за месяц, на основе фактических объёмов производства, которые в силу различных причин могут значительно отличаться от плановых значений, плановый удельный расход электроэнергии пересчитывается, и уже новое его значение – расчётное – в качестве планового сравнивается с фактическим. Вывод об экономии или перерасходе электроэнергии делается в том случае, если фактический удельный расход оказывается, соответственно, меньше или больше расчётного значения.

Предлагаемая аналитическая зависимость (3) удельного расхода электроэнергии от объёма производства за месяц формируется на основе математической обработки статистических данных, полученных не при контролируемом активном эксперименте, а в условиях реального производства, которое характеризуется значительными колебаниями объёмов выпускаемой продукции, различным по интенсивности влиянием большого количества других производственных факторов. С учётом этих обстоятельств, при математической обработке набора фактических результатов работы предусматривается возможность пометить часть анализируемых данных с тем, чтобы они не принимались в расчёт, причём согласно одной метке помеченные данные полностью игнорируются, а согласно другой – принимаются «к сведению». В последнем случае помеченные данные в формировании зависимости не участвуют, но на экране монитора высвечиваются, что даёт возможность визуально проконтролировать степень согласованности их с формируемой зависимостью.

Указанные выше обстоятельства, определяющие разброс фактических удельных расходов электроэнергии, обуславливают также необходимость определения зоны допустимых отклонений. Эта зона формируется одновременно с зависимостью, а ширину её (в процентах) целесообразно выбирать таким образом, чтобы в неё входило приблизительно 15 % точек (значений), принимаемых в расчёт при формировании зависимости. Пример зависимости для производства агломерата в зимний период приведён на рис. 1.

Напомним, что набор данных, на базе которых формируется зависимость, регулярно дополняется новыми значениями по итогам каждого прошедшего месяца. Новые значения удельных расходов электроэнергии опосредованно сохраняют в себе влияние тенденций развития производственного подразделения, которое они характеризуют: постепенные изменения сортамента продукции, небольшие усовершенствования оборудования и внедрение новых режимов работы и энергосберегающих мероприятий, наконец, систематическое применение более обоснованных норм удельного расхода в соответствии с предлагаемым методом.

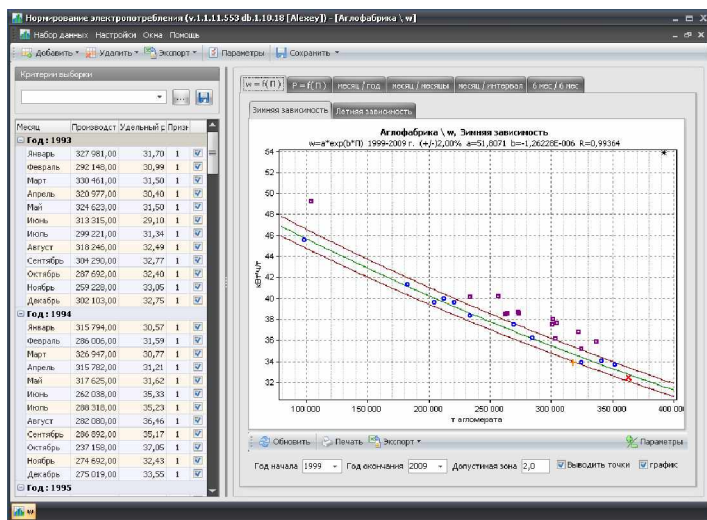


Рис. 1. Зависимость для производства агломерата в зимний период

В результате, для более обоснованного нормирования становится, безусловно, целесообразным смещать базу формирования зависимости на последний, наиболее актуальный интервал в дополняемом наборе. Для реализации этого положения в программе предусмотрена возможность выбирать в наборе данных интервал для формирования зависимости путём указания значений его начального и конечного годов. Сам же исходный набор данных сохраняется неизменным с момента начала его формирования, что создаёт дополнительные возможности для сравнения и анализа данных за различные периоды времени, в частности, для оценки результатов внедрения различных энергосберегающих мероприятий. Таким образом можно формировать наиболее объективную зависимость удельного расхода электроэнергии от объёма производства для нормирования электропотребления, в некоторых случаях выявлять подтасовки или ошибки в отчётных данных, обнаруживать ошибки в работе счётчиков.

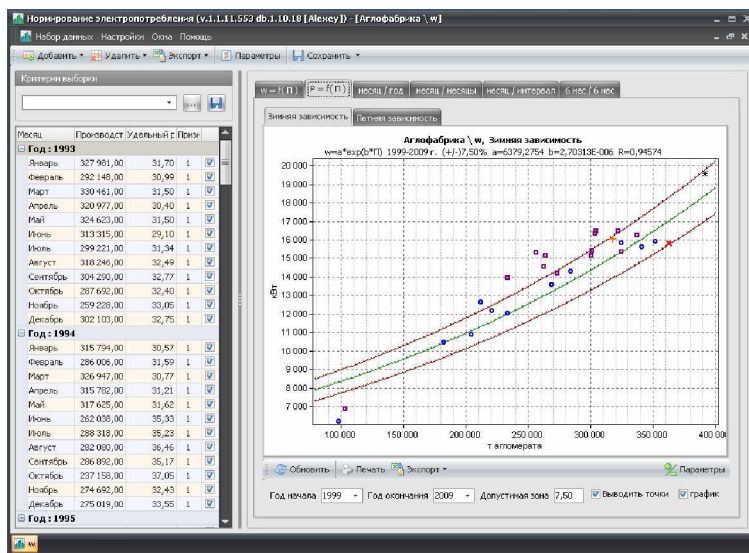


Рис. 2. Зависимость потребляемой мощности от объема производства

На основе зависимостей (3) и плановых объемов производства для подразделений ( $\Pi_i$ ) стало возможным прогнозировать объем потребления электроэнергии ( $\mathcal{E}_i$ ) каждым производственным подразделением, кВт·ч,

$$\mathcal{E}_i = w_i \Pi_i, \quad (4)$$

и предприятием в целом на будущий месяц, кВт·ч:

$$\mathcal{E} = \text{sum}(w_i \Pi_i) + \mathcal{E}_д, \quad (5)$$

где  $\mathcal{E}_д$  – дополнительная величина потребления электроэнергии для ненормируемых производств, например, ремонтных и обслуживающих.

Наличие набора данных и инструмента их математической обработки позволяет определять долю постоянной составляющей в электропотреблении производственных подразделений. Введенные с этой целью дополнения в программу дают возможность получать зависимость средней мощности ( $P$ ), потребляемой производственным подразделением за интервал, от объема производимой продукции, кВт:

$$P = a \exp(b \Pi). \quad (6)$$

Потребляемая подразделением мощность при нулевом объеме производства не теряет смысла (в отличие от удельного расхода электроэнер-

гии) и является эквивалентом постоянной составляющей электропотребления. Кроме создания предпосылок для решения задачи определения и анализа тенденций изменения доли постоянной составляющей, рассматриваемая зависимость предоставляет дополнительную возможность определения объективности анализируемых данных. Как и в первом случае, зависимость и анализируемые данные высвечиваются на экране в выбранном масштабе (рис. 2).

Поскольку, по определению, мощность – это энергия, потребляемая в единицу времени, то с учётом того, что месяцы имеют разную продолжительность, возможность формирования выражения вида (6) создаёт дополнительные предпосылки для получения более обоснованной зависимости удельного расхода электроэнергии от объёма производства, кВт·ч/т:

$$w = P \text{ Ч}_M / \Pi, \quad (7)$$

или, после подстановки выражения (5), кВт·ч/т:

$$w = a \exp(b \Pi) \text{ Ч}_M / \Pi, \quad (8)$$

где  $\text{Ч}_M$  – число часов в месяце.

На основе имеющихся математических методов обработки возникает возможность анализа и сопоставления накопленных данных. Для этого в программу введён ещё один раздел, позволяющий сопоставлять объём производства, удельный расход электроэнергии, потребляемую подразделением мощность и долю постоянной составляющей в электропотреблении за последний (или другой запрошенный) отчётный месяц со средними показателями за предыдущий (или любой запрошенный) год и со средними данными за контрольный год, за который может быть принят любой год из анализируемого набора данных (рис. 3). Показатели контрольного года всегда принимаются за единицу.

На приведенной диаграмме в качестве контрольного принят 1996 год, и сопоставление выполнено относительно показателей этого года. Внедрение метода позволяет, в частности, получать объективную информацию об изменениях доли постоянной составляющей электропотребления в производственных подразделениях и количественно оценивать эффективность мероприятий, направленных на снижение этой составляющей.

Программа содержит раздел, позволяющий сопоставлять, также в виде гистограммы, объём производства и удельный расход электроэнергии за последний отчётный месяц (или за любой месяц любого года из

имеющихся в наборе) с аналогичными показателями за предшествующие 12 месяцев.

Дополнительно существует возможность сопоставлять контролируемые параметры за любой месяц с некоторым интервалом («месяц/интервал») и за 6 месяцев любых двух лет («6мес/6мес»).

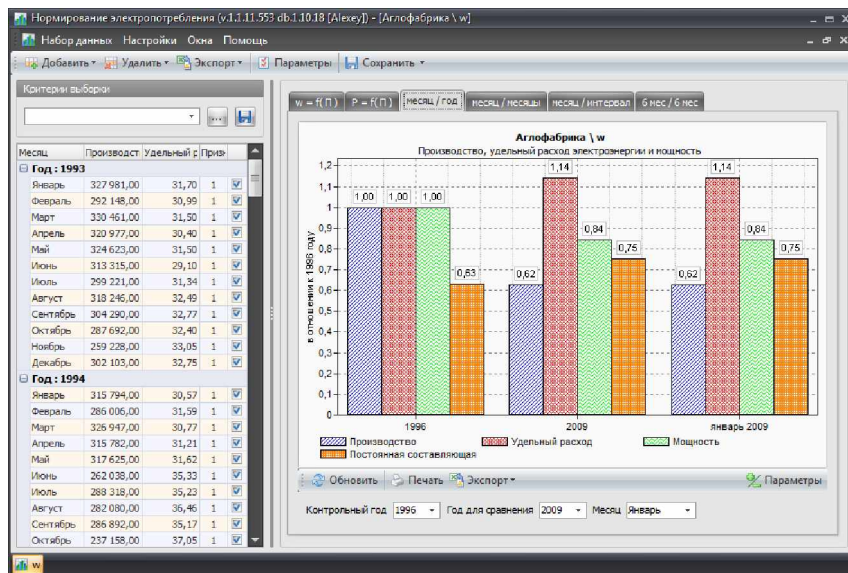


Рис. 3. Сопоставление показателей месяца со средними за год

Разработанный пакет программного обеспечения [2], представляющий собой банк данных с удобным интерфейсом, обеспечивает возможность для создания на любом промышленном предприятии системы обоснованного нормирования и анализа эффективности использования электроэнергии, что само по себе позволяет повысить ответственность персонала и приводит к снижению потребления энергоресурса. Использование формируемых зависимостей позволяет создать своеобразную модель потребления электроэнергии предприятием в целом в зависимости от планируемой производственной программы для подразделений и на этой основе выполнять с высокой точностью прогнозирование объёмов потребления электроэнергии как на месяц, так и на сутки, что обеспечивает



дополнительный экономический эффект за счёт снижения затрат на покупку электроэнергии.

Нормирование и прогнозирование электропотребления в ОАО "ММК" на этой основе выполняется с января 1996 года. В настоящее время в базе данных программы хранится информация для более чем 150 подразделений предприятия. Освоение возможностей метода приносит результаты, которые выражаются, в частности, в постепенном повышении точности прогнозирования объёмов электропотребления. За годы эксплуатации среднее отклонение фактического объёма электропотребления предприятия от прогнозируемой величины снизилось с 4,72 до 0,93 %.

Ещё одна составляющая экономического эффекта от использования зависимостей вместо фиксированных норм удельных расходов электроэнергии может быть получена при целенаправленном перераспределении загрузки производственных агрегатов с учётом знания характера изменения потребления электроэнергии различными агрегатами. Рассмотрим эту возможность подробнее.

Под энергосбережением подразумевается снижение физических объёмов потребления энергоресурсов предприятием на производство единицы продукции. Основными направлениями энергосберегающей деятельности являются повышение эффективности использования энергоресурсов в технологических процессах, снижение потерь при распределении энергоресурсов по сетям. Энергосберегающий эффект обеспечивают также: контроль эффективности использования энергоресурсов, управление энергопотреблением, оптимизация энергобаланса. При этом важнейшим результатом энергосбережения является снижение энергозатрат, то есть финансовых затрат для обеспечения производственных процессов энергоресурсами, и в конечном итоге – уменьшение доли энергозатрат в суммарных затратах на производство продукции.

Очень существенный энергосберегающий эффект за счёт оптимизации энергобаланса предприятия может быть получен при реализации мероприятий, которые целесообразно назвать структурными [3]. Объединяющей основой всех мероприятий этой группы является целенаправленное распределение объёмов производства между цехами и агрегатами, выпускающими однородную продукцию. Примерами таковых в ОАО «ММК» являются сталеплавильные цехи – конвертерный и электросталеплавильный [4], цехи горячей прокатки ЛПЦ-10 и ЛПЦ-4, агломерационные фабрики №№ 2, 3 и 4, компрессоры, подающие воздух на блоки разделения воздуха в кислородном цехе и другие производственные объекты.

Необходимыми условиями реализации предлагаемого подхода к повышению энергоэффективности предприятия являются наличие отдельного учёта объёмов производимой продукции и соответствующих расходов энергоресурсов, а также знание количественных характеристик зависимостей расхода энергоресурсов от объёмов производимой продукции для каждого из рассматриваемых цехов (агрегатов). Последнее условие обеспечивается в ОАО «ММК» практикой нормирования и прогнозирования потребления электроэнергии на основе таких зависимостей, формируемых путём математической обработки статистических отчётных данных об объёмах производства и фактических удельных расходах электроэнергии для всех производственных подразделений [1, 5].

Применение статистических зависимостей удельного расхода электроэнергии нормируемым подразделением (или потребляемой подразделением активной мощности) от объёма производства вместо общепринятой традиционной «нормы» расхода энергоресурса, тем более утверждаемой на квартал или другой более продолжительный период, позволяет рассматривать и анализировать потребление электроэнергии производственными подразделениями, а тем более их комплексами, как бы в динамике, как неким живым организмом [6]. Совместное рассмотрение характеристик потребления электроэнергии несколькими производственными объектами (подразделениями), анализ скоординированной степени загрузки которых проводится в комплексе, позволяет получить некоторую обобщённую характеристику сформированного виртуального производственного объединения. Изучение вновь созданной характеристики гипотетического производственного объекта, впрочем, безусловно существующего в реальности в виде организационно отдельных подразделений, позволяет заключить, что она (эта характеристика группы объектов), как правило, имеет минимум в той или иной области, и свойства её существенно меняются с течением времени. Происходит это в силу изменения условий работы входящих в рассматриваемую группу подразделений, со сменой сезонов.

Из перечисленных выше групп производственных объектов рассмотрим комплекс агломерационных фабрик. Все три аглофабрики имеют различный по количеству и характеристикам состав основного оборудования – агломашин. На аглофабриках № 3 и № 4 их по четыре, а на второй – пять. Построенная последней, аглофабрика № 4 оборудована более производительными машинами, имеющими зоны охлаждения агломерата. В составе аглофабрик №№ 2 и 3 недавно были сооружены узлы стабилизации агломерата (УСА). За аглофабрикой № 4 работают очистные сооружения. Для каждого из упомянутых объектов осуществляется от-

дельный учёт потребления электроэнергии, и для каждой аглофабрики – учёт произведённого агломерата. Перечисленные обстоятельства позволяют построить зависимости потребления электроэнергии от объёмов произведённого агломерата для каждого объекта, получить суммарные зависимости для трёх производственных комплексов: АФ-2 – УСА, АФ-3 – УСА, АФ-4 – очистные сооружения, – и, в конечном итоге, сформировать искомого зависимость потребления электроэнергии для всего рассматриваемого производственного комплекса.

При наличии резервов по производительности производственных технологических агрегатов планирование их загрузки с учётом зависимостей потребления энергоресурсов от объёмов производства может обеспечить существенный энергосберегающий эффект и снижение себестоимости продукции за счёт снижения энергозатрат при условии обеспечения выполнения производственной программы. Такой подход может быть применён к любым технологическим агрегатам, выпускающим однородную продукцию, в том числе потребляющим для осуществления основного технологического процесса несколько энергоресурсов. При этом зависимости, характеризующие потребление энергоресурсов, должны регулярно обновляться по мере формирования новых данных об итогах работы.

#### Библиографический список

1. **Копцев Л.А.** Нормирование и прогнозирование потребления электроэнергии в зависимости от объёмов производства. – Промышленная энергетика, 1996, № 3, с. 5-7.
2. Сайт [www.energonorma.ru](http://www.energonorma.ru).
3. **Копцев Л.А., Рашкин Ф.А., Поварницын Д.В.** Сквозной энергетический анализ и подходы к оптимизации энергобаланса в ОАО «ММК». – Промышленная энергетика, 2002, №9. – с. 5-8.
4. **Бодяев Ю.А., Журавлёв Ю.П., Копцев Л.А., Зуевский В.В., Седельников С.В.** Влияние структурных изменений сталеплавильного производства и собственной энергетической базы на энергоёмкость продукции. – Сталь, 2007, № 12, с. 83-87.
5. **Копцев Л.А., Копцев А.Л.** Нормирование и прогнозирование потребления электроэнергии на промышленном предприятии. – Промышленная энергетика, 2011, № 1, с. 18-23.
6. **Кудрин Б.И.** Проблемы электроэнергетики и техникоэкономическое определение параметров электропотребления как основа нормирования и энергосбережения // Мост. Журнал для промышленников. – 2000, № 1, с. 23-25.

*Г.В. Кузнецов, д.ф.-м.н., проф., И.П. Озерова, к.т.н., доц.,  
В.Ю. Половников, к.т.н., доц., Ю.С. Цыганкова (НИ ТПУ)*

## ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ

## СВОЙСТВ ИЗОЛЯЦИИ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

С 1990-х годов в России интенсивно применяется прогрессивная конструкция прокладки тепловых сетей «труба в трубе» с пенополиуретановой (ППУ) теплоизоляцией [1]. При замене старых трубопроводов эта конструкция укладывается в существующие каналы. Наряду с ППУ изоляцией все еще применяется устаревший тип изоляции из минеральной ваты (МВ). Именно эти два варианта теплоизоляционных материалов имеют в настоящее время наибольшее распространение.

На практике доказано, что тепловые потери теплопроводов, изолированных ППУ в несколько раз ниже, чем изолированных минеральной ватой [1]. Однако теоретические расчеты, выполненные по методике [2, 3], показывают преимущества ППУ по сравнению с минеральной ватой всего на 20...30 % [1]. Это подтверждает только одно – недостаточную точность методики расчета [2, 3]. Значения теплотехнических характеристик теплоизоляционных материалов в конструкциях под воздействием эксплуатационных факторов изменяются во времени и могут значительно отличаться от значений, указанных в ГОСТах. При расчете потерь по действующей методике не учитывается влияние влажности и температуры материала в конструкции, влияние возможной усадки в процессе эксплуатации, фактор старения материала и как следствие его разрушение со временем. Это объясняет несоответствие измеренных и рассчитанных [2, 3] значений потерь.

На практике проведение тепловых испытаний по определению количественных значений тепловых потерь через изоляцию трубопроводов требуют больших подготовительных работ, материальных ресурсов и прекращение теплоснабжения потребителей на время проведения испытаний [3]. Очевидно, что подобные испытания невозможно провести на всем протяжении тепловых сетей, а, следовательно, невозможно установить фактическую величину тепловых потерь на каждом участке трубопровода. В связи с этим является актуальной разработка новой методики расчета фактических транспортных потерь тепловой энергии через теплоизоляционные конструкции, учитывающей реальную конфигурацию и условия эксплуатации на каждом характерном участке трубопровода.

Целью работы было:

– оценка влияния нештатных условий эксплуатации и плохого технического состояния тепловых сетей на изменение теплофизических харак-

теристик наиболее распространенных в настоящее время теплоизоляционных материалов;

– расчет соответствующего увеличения тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции;

– показ возможности ужесточения существующих нормативов потерь тепловой энергии [2] для современных типов тепловой изоляции.

В качестве примера рассматривался фрагмент магистральной двухтрубной тепловой сети от источника теплоснабжения до центрального теплового пункта (рис. 1).

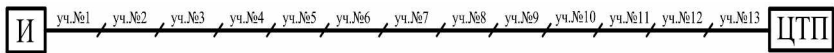


Рис. 1. Фрагмент магистральной тепловой сети:

И – источник теплоснабжения, ЦТП – центральный тепловой пункт, уч. № 1–13 – характерные участки тепловой сети с различающимися условиями прокладки или состоянием изоляции

Трубопровод проложен под землей в непроходном канале. Условный диаметр трубопроводов  $d_y = 400$  мм. Температурный график работы тепловой сети 150/70 °С. Расчетные климатические условия: средняя годовая температура наружного воздуха составляет 253 К, средняя температура грунта (на глубине заложения 8 м) – 278 К. Для анализа влияния негативных факторов, возникающих в процессе эксплуатации тепловых сетей, на изменение тепловых потерь рассматривался ряд наиболее типичных [4–7] нештатных режимов работы подземных трубопроводов:

1) увлажнение тепловой изоляции (от незначительного (10%) до полного (100%));

2) отсутствие изоляции на теплопроводе (полное или частичное);

3) деформация теплоизоляционного покрытия.

Расчет проводился для двух случаев:

1) тепловая изоляция из пенополиуритана, толщиной по [8];

2) тепловая изоляция из минеральной ваты, толщиной по [9].

Расчет тепловых потерь проводился по методике [10] с учетом условий [4–7] в разработанном программном комплексе, который в настоящее время проходит государственную регистрацию. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Как и следовало ожидать, увлажнение и отсутствие изоляции приводят к наибольшему увеличению тепловых потерь (табл. 1). Для ППУ удельные тепловые потери в условиях отсутствия изоляции возрастают по сравнению с проектными в 7 раз, для минеральной ваты – в 4 раза.

Разница в величине возрастания тепловых потерь для ППУ и минеральной ваты объясняется тем, что термическое сопротивление ППУ изоляции в проектных условиях больше, чем для минеральной ваты.

При полном (100 %) увлажнении изоляции удельные тепловые потери для ППУ изоляции возрастают в 2,5 раза, для минеральной ваты в 3 раза. Величина открытой пористости материала минеральной ваты больше, чем у ППУ ( $f_{МВ} = 0,73$ ,  $f_{ППУ} = 0,1$ ) [10], поэтому она может вместить в себя больше влаги, значительно увеличить коэффициент эффективной теплопроводности, а значит, увеличить тепловые потери.

Таблица 1. Результаты расчета фактических потерь тепла

№ уч.	Длина, м	Условия прокладки	Удельные нормативные потери, Вт/м	Удельные фактические потери, Вт/м	
				ППУ	МВ
1	1450	Проектные	110	64,90	109,29
2	25	Отсутствует изоляция	110	467,2	421,24
3	657	Проектные	110	64,83	109,14
4	450	Увлажнение изоляции 40 %	110	113,08	246,04
5	40	Отсутствует 1/2 изоляции	110	103,12	147,26
6	350	Проектные	110	64,78	108,91
7	150	Деформация	110	76,01	125,89
8	790	Проектные	110	64,75	108,82
9	510	Влажный воздух в канале	110	81,38	117,83
10	50	Нет 1/4 изоляции	110	80,04	124,04
11	370	Увлажнение изоляции 100 %	110	166,09	324,05
12	600	Проектные	110	64,65	108,44
13	128	Деформация	110	75,86	125,34
	Общая	Средние потери, Вт/м	110	114	167
	5570	Общие потери, Вт	612700	444073	767581

Деформация изоляции (уплотнение сверху и провисание снизу) вызывает увеличение удельных тепловых потерь для обоих типов изоляции в среднем в 1,15...1,17 раза.

Наличие влажного воздуха в канале вызывает гарантированное увеличение удельных потерь тепла для ППУ изоляции в 1,25 раза, для минеральной ваты в 1,1 раза. Увлажнение изоляции влажным воздухом в канале ограничено влагонасыщением воздуха ( $\varphi_{вод} = 0,0126$ ). Допустимая доля воды в воздухе меньше открытой пористости обоих теплоизоляционных материалов, поэтому тепловые потери возрастают примерно на одну величину, но относительно проектных для минеральной ваты потери изменяются меньше, чем для ППУ.

Полученные результаты изменения реальных тепловых потерь относительно проектных служат доказательством важности учета негативных факторов, уменьшающих термическое сопротивление тепловой изоляции в процессе эксплуатации трубопроводов, и некорректности существующей методики расчета проектных потерь [2] для определения потерь тепла действующими тепловыми сетями.

Можно заметить, что для современной ППУ изоляции проектные потери на 40 % ниже нормативных потерь, поэтому при вводе типичного набора факторов, осложняющих работу тепловых сетей, увеличение теплотеря в некоторых случаях не превышает допустимые нормы (табл. 1). Это вызвано тем, что регламентированные нормативные потери [2] зависят от года и способа прокладки, диаметра изолируемого трубопровода, температуры транспортируемого теплоносителя, но не учитывают изменение теплофизических свойств различных типов изоляции в процессе эксплуатации. Для минеральной ваты все закономерно: нормативные потери равны проектным, и при любом нештатном режиме работы фактические потери сразу превышают нормативные (табл. 1).

В результате, при использовании ППУ изоляции, остается огромный запас (порядка 30...40 %) на возможный рост тепловых потерь в процессе эксплуатации трубопроводов. Это обстоятельство не только не отражает возможности теплосбережения, но и затрудняет качественную оценку реального технического состояния тепловых сетей и, следовательно, своевременный и оперативный ремонт. Рост тепловых потерь, не превосходящий установленные нормы, не отслеживается тепло-сетевыми компаниями.

Отсюда следует, что значительной экономии в системе транспорта теплоэнергии (не менее 30 %) можно достичь, если пересмотреть существующие нормативные потери [2, 3]. Необходимо разделить нормативные потери в зависимости от типа используемого теплоизоляционного материала.

#### Библиографический список

1. Муныбин Л.И., Арефьев Н.Н. К вопросу о методике расчета тепловых потерь при различных вариантах тепловой изоляции // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4. – С. 35-38.
2. Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «тепловые потери», часть 3: РД 153–34.20.523–2003. – М.: СПО ОРГРЭС, 2003. – 28 с.
3. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях: РД 34.09.255-97. – М.: СПО ОРГРЭС, 1988. – 18 с.
4. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Тепловые потери магистральных трубопроводов в условиях полного или частичного затопления // Известия высших учебных заведений: проблемы энергетики. – 2006. – № 3–4. – С. 3-12.

5. **Рахимова Ю.Н.** Анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях деформации и нарушения целостности теплоизоляции // Современные техника и технологии: матер. XVII Междунар. Науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2011. – Т.3. – С. 257-258.
6. **Кузнецов Г.В., Половников В.Ю.** Численный анализ потерь тепла магистральными теплопроводами в условиях полного или частичного затопления // Инженерно-физический журнал. – 2008. – Т.81. – № 2. – С. 303-311.
7. **Кузнецов Г.В., Половников В.Ю.** Численное моделирование теплового состояния трубопровода в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения изоляции влагой // Теплоэнергетика. – 2008. – № 5. – С. 60-64.
8. **ГОСТ 30732-2006.** Трубы и фасонные изделия стальные с тепловой изоляцией из пенополиуретана с защитной оболочкой. – М.: ФГУП «Стандартинформ», 2007. – 49 с.
9. **СП 41-103-2000.** Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. – М.: Госстрой России. – 2001. – 42 с.
10. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. – М.: Изд. дом МЭИ, 2006. – 472 с.

*Г.В. Кузнецов, д.ф.-м.н., проф., И.П. Озерова, к.т.н., доц.,  
В.Ю. Половников, к.т.н., доц., Ю.С. Цыганкова, асп. (НИ ТПУ)*

## **ДЕКОМПОЗИЦИОННЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В СЕТЯХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Централизованное теплоснабжение в России привело к необходимости строительства протяженных тепловых сетей. На сегодняшний день на территории России проложено более 250 тыс. км тепловых сетей (в двухтрубном исчислении) с трубами диаметрами от 57 до 1400 мм [1]. Практически вся теплосеть РФ создавалась в период массового жилищного строительства 60–80-х гг. XX века. После 1991 г. массовая застройка почти не велась, объем гражданского строительства резко сократился, а частные строительные компании почти не прокладывали новые теплосети. Это привело к тому, что в настоящее время тепловые сети сильно устарели. Общее состояние тепловых сетей специалистами оценивается как неблагоприятное. Основные средства, выделяемые бюджетом на капитальный и текущий ремонт подземных инженерных систем, поглощаются именно тепловыми сетями. В них теряется вся экономия от комбинированной выработки тепла.

В процессе многолетней эксплуатации трубопроводы неоднократно подвергаются неблагоприятным внешним воздействиям (сезонный пере-



пады температур, затопление каналов грунтовыми, тальными или дождевыми водами, аварии систем теплоснабжения и водоотведения, вандализм). Перечисленные воздействия существенно влияют на состояние тепловой изоляции трубопроводов, уменьшая ее термическое сопротивление и, соответственно, увеличивая тепловые потери в окружающую среду через теплоизоляционные конструкции. Единственная существующая методика расчета тепловых потерь [2] не учитывает изменение теплозащитных свойств изоляции в процессе эксплуатации. В связи с этим назрела необходимость создания инструмента для расчета тепловых потерь в реальных условиях эксплуатации трубопроводов.

Целью работы является разработка декомпозиционного подхода к определению тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции в сетях централизованного теплоснабжения с учетом неизбежно возникающих в процессе работы тепловых сетей негативных факторов, влияющих на интенсификацию теплопроводности современных материалов изоляции.

Для обоснования преимуществ предлагаемого декомпозиционного подхода решим задачу оценки потерь тепла типичной двухтрубной тепловой сети (рис. 1).

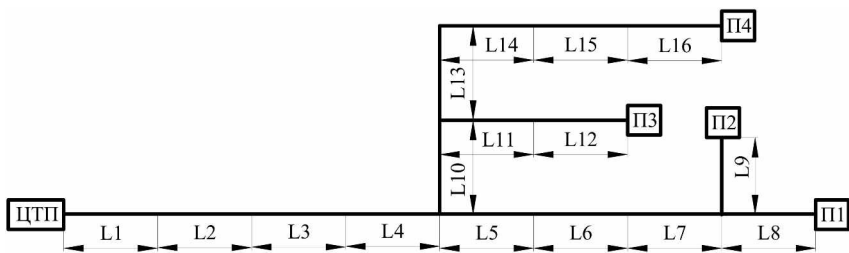


Рис. 1. Схема типичной двухтрубной тепловой сети:

L1–L16 – характерные участки тепловой сети с различными условиями прокладки и состоянием изоляции, П1–П4 – потребители № 1-4, ЦТП – центральный тепловой пункт

В настоящее время наиболее перспективным теплоизоляционным материалом является пенополиуритан (ППУ) [3], поэтому рассмотрим тип изоляции – ППУ. В городах с эстетической и практической точки зрения наиболее распространен подземный способ прокладки в непроходном канале. Температурный график 150/70 °С. Исходные климатические данные: температура наружного воздуха 273 К, средняя температура грунта на глубине заложения (8 м) подземного трубопровода 278 К.

Основными факторами, снижающими теплозащитные свойства изоляции трубопроводов тепловых сетей, являются увлажнение теплоизоляционного покрытия, его деформация или отсутствие. Для моделирования и анализа влияния на изменение тепловых потерь авторами выбран наиболее распространенный, по результатам технических обследований [4–6], набор негативных факторов (табл. 1).

Расчет тепловых потерь проводился в разработанном авторами программном комплексе отдельно для каждого характерного участка теплотрассы с учетом его реального технического состояния по методикам [7–9]. Результаты расчета приведены в табл. 2 и на рис. 2. Для оценки величины расчетных тепловых потерь ( $Q_{\text{расч}}$ ) в таблице приведены проектные потери ( $Q_{\text{пр}}$ ), определенные по [2], и нормативные потери ( $Q_{\text{норм}}$ ) [10].

Таблица 1. Характеристики участков тепловой сети

№ уч-ка	Длина участка, м	Условный диаметр, мм	Наружный диаметр изоляции, мм	Условия эксплуатации и состояние изоляции
1	1700	400	560	Проектные условия
2	300	400	560	Увлажнение изоляции на 50 %
3	150	400	560	Увлажнение изоляции на 70 %
4	200	400	560	Увлажнение изоляции на 100 %
5	230	300	450	Увлажнение изоляции на 100 %
6	1240	300	450	Проектные условия
7	440	300	450	Влажный воздух в канале
8	100	50	125	Отсутствует изоляция
9	100	150	250	Деформация изоляции
10	510	250	400	Влажный воздух в канале
11	250	100	180	Увлажнение изоляции на 10 %
12	390	100	180	Проектные условия
13	310	100	180	Увлажнение изоляции на 40 %
14	100	100	180	Отсутствует изоляция
15	180	100	180	Деформация изоляции
16	420	100	180	Проектные условия

Таблица 2. Результаты определения транспортных тепловых потерь

Потребитель	Протяженность ТС, м	Тепловые потери, кВт			$(Q_{\text{расч}} - Q_{\text{пр}})/Q_{\text{пр}}$ , %	$(Q_{\text{норм}} - Q_{\text{пр}})/Q_{\text{пр}}$ , %
		$Q_{\text{расч}}$	$Q_{\text{пр}}$	$Q_{\text{норм}}$		
П1	5160	460,08	330,72	472,74	39	43

П2	5160	440,98	331,98	475,04	33	43
П3	4300	371,65	276,46	378,95	34	37
П4	4670	414,01	287,93	397,45	44	38

Из анализа результатов (табл. 2) следует, что при вводе наиболее вероятного набора негативных факторов [4–6], влияющих на термическое сопротивление изоляции теплопроводов, для всех потребителей наблюдается закономерное увеличение расчетных тепловых потерь, по сравнению с проектными потерями [2]. В зависимости от масштабности и значимости факторов, тепловые потери могут изменяться в широком диапазоне, в несколько раз превышая проектные потери. Для рассматриваемого случая реальные тепловые потери в среднем на 30...40 % превысили проектные потери.

Полученные результаты служат обоснованием преимущества определения потерь тепла на каждом характерном участке трубопровода с учетом нештатных условий эксплуатации и ненормативного технического состояния изоляции по длине трубопроводов по сравнению с действующей методикой расчета тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции [2]. Предлагаемый подход позволит выявить возможный потенциал теплосбережения в системе транспорта тепловой энергии и указать участки трубопроводов, требующие оперативного ремонта.

Кроме того, из рис. 2 видно, что для потребителей П1, П2, П3 расчетные потери тепла, возрастаая относительно проектных в среднем на 30...40 %, не превышают нормативные потери [10]. Это объясняется тем, что действующие нормативы потерь значительно завышены для современных типов изоляции с высоким термическим сопротивлением, такие как пенополиуритан. Рост тепловых потерь, не превосходящий допустимые нормы, не контролируется энергоснабжающими компаниями в виду отсутствия официальной методики расчета реальных тепловых потерь.

В результате, нормативные документы не отражают возможного потенциала энергосбережения. Около 30 % экономии тепловой энергии при транспортировке теплоносителя можно получить только за счет организационных мер по ужесточению нормативных потерь [10] для современных типов изоляции. Обозначенная возможность ужесточения нормативных потерь тепла будет являться хорошим стимулом для срочного реагирования теплоснабжающих компаний на все нештатные условия работы тепловых сетей.

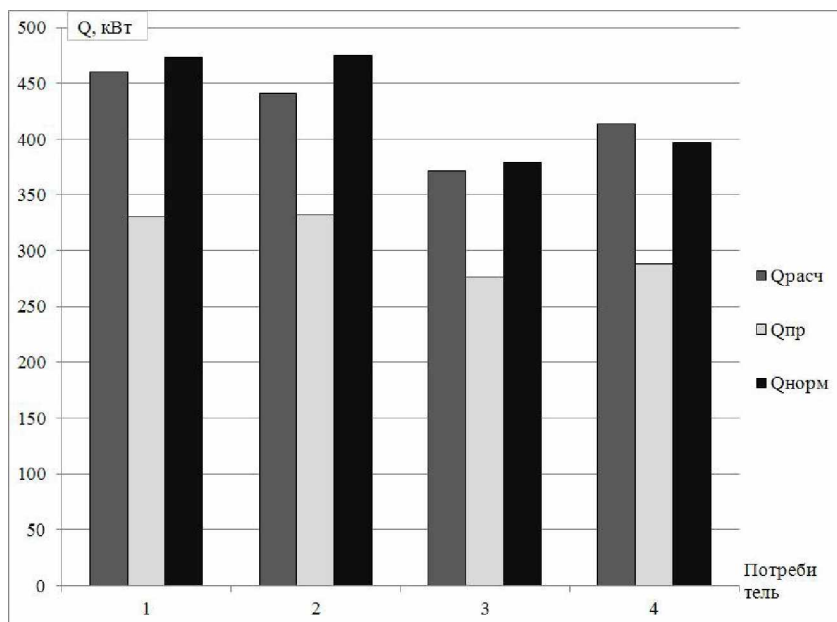


Рис. 2. Результаты определения транспортных тепловых потерь

Предлагаемый детализированный подход к определению потерь тепла в тепловых сетях позволяет наиболее точно определять величины тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции трубопроводов на каждом характерном участке теплотрассы, а также выявлять теоретически достижимый потенциал энергосбережения в системе транспорта тепловой энергии. Градация нормативных потерь тепла по величине термического сопротивления теплоизолирующего материала и ужесточение нормативных потерь тепловой энергии для материалов с высоким термическим сопротивлением создаст заинтересованность энергоснабжающих компаний в оперативном контроле за реальным состоянием тепловых сетей и приведении условий их эксплуатации к проектным.

#### Библиографический список

1. Бухин В.Е. Предварительно изолированные трубопроводы для систем централизованного теплоснабжения // Теплоэнергетика. – 2002. – № 4. – С. 24-29.
2. СП 41–103–2000. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. – М.: Госстрой России. – 2001. – 42 с.

3. **Мунябин Л.И., Арефьев Н.Н.** К вопросу о методике расчета тепловых потерь при различных вариантах тепловой изоляции // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4. – С. 35-38.
4. **Шойхет Б.М., Ставрицкая Л.В.** Обследование технического состояния и реконструкция тепловой изоляции эксплуатируемых магистральных теплопроводов // Энергосбережение. – 2002. – № 3. – С. 60-62.
5. **Слепченко В.С., Рондель А.Н., Шаповалов Н.Н.** Влияние различных эксплуатационных факторов на тепловые потери в бесканальных подземных трубопроводах тепловой сети // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 6. – С. 18-23.
6. **Мунябин Л.И., Арефьев Н.Н.** К вопросу о методике расчета тепловых потерь при различных вариантах тепловой изоляции // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4. – С. 35-38.
7. **Рахимова Ю.Н.** Анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях деформации и нарушения целостности теплоизоляции // Современные техника и технологии: Матер. XVII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2011. – Т.3. – С. 257-258.
8. **Кузнецов Г.В., Половников В.Ю.** Численный анализ потерь тепла магистральными теплопроводами в условиях полного или частичного затопления // Инженерно-физический журнал. – 2008. – Т.81. – № 2. – С. 303-311.
9. **Кузнецов Г.В., Половников В.Ю.** Анализ тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях взаимодействия с влажным воздухом // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – № 2 (58). – С. 37-40.
10. **Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «тепловые потери».** Часть 3: РД 153-34.20.523-2003. – М.: СПО ОРГРЭС, 2003. – 28 с.