

Погрешность энтальпии  $i_k$ , рассчитываемой по уравнению (2), не более 2% при условии, что не учитывается коррекция на фактический к.п.д. ЦНД. Уравнения (1) и (2) используются и для нахождения показателей изменения экономичности.

Энтальпии дренажей регенеративных и сетевых подогревателей определяются по давлениям пара в соответствующих отборах или по температурам нагреваемой воды после подогревателей. Причем расчетные зависимости составляются по результатам испытаний подогревателей.

### Л и т е р а т у р а

1. Щербич В.И. Характеристики состояния узлов турбоагрегата в системе автоматизированного анализа его экономичности. — "Электрические станции", 1974, №5. 2. Сергеева В.Б. Выбор уравнений состояния воды и водяного пара для расчетов тепловых схем турбоустановок.—В сб.: Кибернетика и моделирование в энергетике. М., 1972. 3. Дуэль М.А. Автоматическое управление блочными энергоустановками с применением вычислительных машин. Киев, 1969. 4. Вукалович М.П., Зубарев В.Н., Сергеева Л.В. Уравнение состояния перегретого водяного пара, пригодное для расчетов турбин с помощью ЭЦВМ. — "Теплоэнергетика", 1967, №5.

### И.Г. Плисан, Ю.М. Шнайдерман, Г.В. Васильева ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА ДЛЯ МАЗУТНЫХ КОТЛОВ

Вопросы выбора рациональной схемы предварительного подогрева воздуха для котлов в определенной степени уже освещены в литературе [1,2,3]. Следует отметить, что предварительный подогрев воздуха паром (даже отборным паром турбин) термодинамически нерентабелен. Техничко-экономическая же целесообразность такого подогрева может быть подтверждена лишь с учетом сравнения расчетных затрат для вариантов с подогре-

вом и без подогрева воздуха с учетом всех составляющих издержек производства.

Термодинамическая неэффективность предварительного подогрева воздуха отборным паром обусловлена относительно большой величиной коэффициентов ценности ( $\xi_2 = 0,5-0,8$ ) тех потоков отборного пара, которые практически могут быть использованы непосредственно для калориферных поверхностей нагрева, применяемых для подогрева воздуха.

Для оценки термодинамической эффективности использования отборного пара турбин должны учитываться такие факторы, как повышение потерь тепла с уходящими газами котла при подогреве воздуха (на каждые  $10^\circ\text{C}$  подогрева воздуха потери увеличиваются на 0,15%) и увеличение теплофикационной выработки электроэнергии на отбираемом паре.

Согласно работе [3], условием равновесия противоположных влияний указанных факторов является применение для подогрева воздуха отборного пара со значением  $\xi_2 = 0,25-0,3$ , что соответствует уровню давления пара 0,06-0,1 МПа для турбин Т-100-130, ПТ-60-130/13, а для получения термодинамического эффекта значения и соответственно давления пара должны быть еще ниже. Такой пар непосредственно не может быть использован в калориферах.

Для котлов, сжигающих высокосернистый мазут, предварительный подогрев воздуха обязателен для предотвращения интенсивной коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева и позволяет снизить издержки производства.

Учитывая, что доля тепла, отбираемого для предварительного подогрева воздуха по отношению к теплопроизводительности котлов довольно велика (2—3,5%), вопрос рационального использования его имеет существенное значение.

Эффективность подогрева воздуха может быть определена показателем, характеризующим отношение расхода топлива на котел при наличии подогрева воздуха к расходу топлива при отсутствии его с учетом затрат энергии на собственные нужды котла [3].

Конкретный расчет, выполненный для ТЭЦ, работающей на мазуте (параметры пара 13 МПа,  $818^\circ\text{K}$ ), показывает, что значение  $\xi_2$ , соответствующее условию равновесия противоположных влияний перечисленных факторов, находится в пределах 0,27—0,37. При давлении отборного пара 0,07 МПа для турбин Т-100-130 и Т-250-240 значения  $\xi_2$  изменяются от 0,31 до 0,29 соответственно, т.е. предварительный подогрев воздуха

для блока с турбиной Т-250-240 при применении пара отбора 0,07 МПа становится термодинамически рентабельным.

Это позволяет сделать вывод о том, что имеется принципиальная возможность осуществить схемы частичного подогрева воздуха, практически не приводящие к снижению термодинамической эффективности и позволяющие получить определенный эффект в сопоставлении с применяемыми схемами непосредственного использования пара для подогрева воздуха в калориферах.

Подобные схемы можно осуществить путем применения ступенчатого подогрева воздуха с использованием в качестве промежуточного теплоносителя для одной из ступеней горячей воды.

Оценка сравнительной эффективности таких схем должна производиться с учетом конкретных затрат. Выполненные авторами расчеты применительно к ТЭЦ на параметры пара 13 МПа 818°К с составом оборудования: 4 турбины ПТ-60-130/13, 2 турбины Т-100-130 и 6 котлов ТГМ-84 показали, что при переходе к двухступенчатой схеме подогрева воздуха потребуется увеличить поверхность калориферов вдвое, однако за счет большей тепловой экономичности двухступенчатой схемы будет иметь место экономия топлива в количестве 3—3,5 т усл. топлива/год и экономия расчетных затрат 40—45 тыс. руб.

На рис. 1 приведена одна из возможных схем такого типа. Схема предусматривает использование в качестве теплоносителя первой ступени подогрева воздуха обратной сетевой воды отопительной системы, для второй ступени используется пар. Особенно эффективна эта схема в периоды работы котлов при низкой температуре наружного воздуха, когда температура обратной сетевой воды оказывается наибольшей. В летнее время для подогрева воздуха в первой ступени используется прямая сетевая вода.

Испытания калориферов типа СО-110 показали, что при применении в качестве теплоносителя горячей воды достигается коэффициент теплопередачи 335—377 Вт/м<sup>2</sup>·°С. Однако температурный напор при этом довольно значителен, что ограничивает возможность использования воды в качестве теплоносителя для второй ступени. Все это требует дальнейшего совершенствования эффективности работы воздушных и паровоздушных калориферов.

Одним из наиболее перспективных методов интенсификации процессов теплообмена в аппаратах поверхностного типа при наличии фазового перехода является замена пленочной конден-

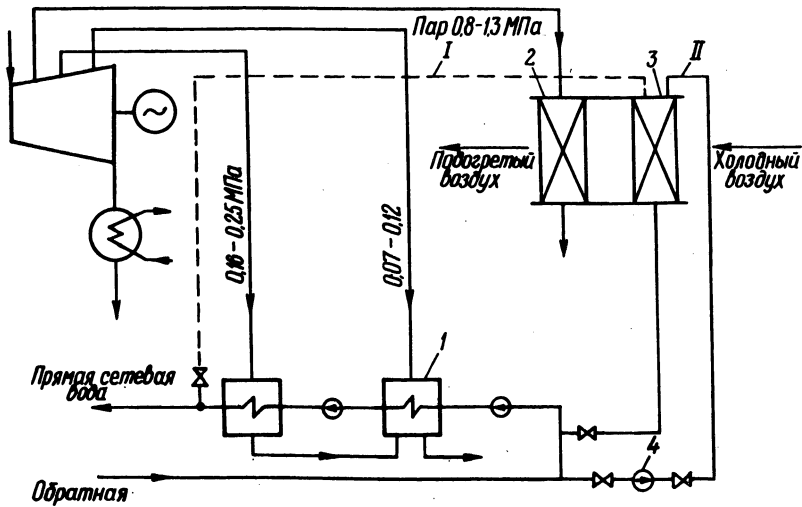


Рис. 1. Схема двухступенчатого подогрева воздуха в калориферах:

1—сетевые подогреватели; 2—первая ступень подогрева воздуха сетевой водой отопительной системы; 3—вторая ступень подогрева воздуха паром; 4—насос подачи обратной сетевой воды на калориферы; I—сетевая вода для подогрева воздуха (схема для летнего периода); II—сетевая вода для подогрева воздуха (схема для зимнего периода).

сации пара капельной. Теплопередача при капельной конденсации гораздо выше, так как значительная часть конденсирующей поверхности постоянно открыта для пара.

Сплошная пленка конденсата может быть устранена с поверхности путем обработки ее гидрофобным веществом. Различные гидрофобные материалы, обеспечивающие возможность капельной конденсации пара рассмотрены в работе [4]. Экспериментально показано, что при переходе от пленочной конденсации к капельной скорость ее повышается в 1,5—2 раза.

Для гидрофобизации поверхности должно применяться вещество, которое не смывается конденсатом. В качестве такого вещества, можно, например, использовать кольца, изготовленные из тефлона (тетрафторэтилена), которые укрепляются с определенным шагом внутри трубок калориферов.

Расчет теплообменного аппарата с тефлоновыми кольцами на внутренней поверхности трубок был произведен по методике, предложенной в работе [4]. Изменение коэффициента теплопередачи при наличии капельной конденсации описывается уравнением:

$$k_{\text{кап}} = k \left[ \frac{0,77 + M}{\sqrt{1 + M}} \operatorname{arcth} \sqrt{1 + M} \right], \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи обычных калориферов;  $M$  — безразмерный комплекс, равный

$$M = \frac{2 \lambda_B}{c \cos \theta} \left[ \frac{1}{\alpha_{\text{фаз}}} + \frac{\delta}{\lambda} \right].$$

Здесь  $\alpha_{\text{фаз}}$  — коэффициент конвективного теплообмена с фазовым переходом;  $\lambda, \lambda_B$  — соответственно коэффициент теплопроводности стенки  $B$  и конденсата;  $\delta$  — толщина стенки трубки калорифера;  $\cos \theta$  — угол смачиваемости водой гидрофобного покрытия;  $c$  — шаг тефлоновых колец.

В результате расчетов определен коэффициент теплопередачи от пара к воздуху для условий капельной конденсации водяных паров в калорифере типа СО-110. При этом вместо величины  $234 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$  для обычных условий работы калорифера  $k$  при капельной конденсации равен  $335 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ . Увеличение коэффициента теплопередачи дает возможность использовать более низкопотенциальные отборы пара для подогрева воздуха.

### Л и т е р а т у р а

1. Рыжкин В.Я., Цанев С.В., Марченко Е.М. Энергетические показатели тепловых электростанций с разомкнутой сушкой топлива и регенеративным подогревом воздуха. — "Электрические станции", 1973, №1.
2. Локшин В.А., Тулин С.Н. Усовершенствование устройств предварительного подогрева воздуха в котлах блоков большой мощности. — "Теплоэнергетика", 1972, №6.
3. Горностаев Л.С. Изменение тепловой экономичности энергоустановок при применении подогрева воздуха в калориферах котлов. — "Теплоэнергетика", 1973, №11.
4. Брау, Мэрин. Влияние теплопроводности металлической поверхности на теплообмен при конденсации с образованием стекающих струек воды на вертикальных поверхностях теплообмена. — "Теплопередача", 1971, №1.