

КРИТЕРИИ УПРАВЛЕНИЯ ШАХТНОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ТОПКАМИ НТКС

Ткаченко А.Е., магистрантка, Гавриленко Б.В., к.т.н., доц.
Донецкий национальный технический университет

Объектом исследований в данной работе является шахтная система теплоснабжения с несколькими потребителями тепловой энергии n и несколькими ее источниками m – котлоагрегатами топок низкотемпературного кипящего слоя (НТКС), расположенными в котельной, работающими на один коллектор в условиях переменного расхода теплоносителя из-за изменения количества теплопотребителей n или изменения потребляемого ими тепла. Для топок данного типа применяются водогрейные котлы типа ДКВ или ДКВР.

Для равновесного состояния тепла в системе в ней должен существовать следующий баланс, учитывающий потери теплоносителя с обеих сторон.:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{c_i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{см.с.}i} = \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{к.о}i} - \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{см.м.}i}, \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^{i=n} Q_{c_i}$ - сумма потребленной теплоты теплопотребителями; $\sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{см.с.}i}$ - сумма потерь теплоты в потребителях, $\sum_{i=1}^{i=n} Q_{c_i}$ - сумма теплоты произведенной котлами; $\sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{см.м.}i}$ - сумма потерь теплоты в топках НТКС.

Учитывая, что потребленное тепло изменяется во времени, получаем конечную зависимость, описывающую тепловое равновесие системы:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{i=n} Q_{c_i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{см.с.}i} = \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{к.о}i} - \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{см.м.}i}, \\ \sum_{i=1}^{i=n} Q_{c_i} = f(t). \end{cases} \quad (2)$$

Изменять суммарное количество вырабатываемого тепла можно как путем изменения количества работающих котлоагрегатов так и путем изменения их мощности. При определении тепловой энергии, которую должен произвести каждый котлоагрегат необходимо учитывать, что котельная может быть оборудована котлами разного типа и с разным сроком службы, в результате чего они обладают разными тепловыми характеристиками, могут работать с разными тепловой мощностью и КПД. Главной задачей при определении тепловой мощности, с которой должен работать каждый

котлоагрегат является получение максимального общего КПД котлоагрегатов. Целевой функцией в данном случае является:

$$\eta_{общ} \rightarrow Max, \quad (3)$$

где

$$\eta_{общ} = \frac{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m}{\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_m}.$$

Особенность работы котлов заключается в том, что КПД котла нелинейно зависит от его производительности, и максимальный КПД котла мы получим при работе котла приблизительно на 70-80 % от его номинальной мощности [1].

Значит, проектируемая система автоматизированного управления система теплоснабжения должна удовлетворять условиям (2) и (3), и при этом обеспечивать условия безаварийного протекания процесса горения твердого топлива в топках НТКС, что достигается путем поддержания значений температуры НТКС $T_{ш}$ и скорости дутьевого воздуха V_n в определенных границах [2].

При расчете количества тепла, производимого котлоагрегатами, необходимого для удовлетворения нужд теплопотребителей, должны учитывать все возможные (в идеале) или, по крайней мере, наиболее ощутимые потери тепла в системе. Зная физическую природу этих потерь, возможно найти способ сведения их к минимуму, а также учитывать при составлении уравнения теплового баланса системы. Из уравнения (4) следует, что количество тепла, которое должны производить на данный момент все котлоагрегаты равно:

$$\sum_{i=1}^{i=m} Q_{к.о.i} = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{с.i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{вм.с.i} + \sum_{i=1}^{i=m} Q_{вм.м.i} \quad (4)$$

Как видим, произведенное тепло тратится на три основные цели: удовлетворение нужд потребителей, которые определяются объективной необходимостью на данный отрезок времени, перекрытие потерь тепла в потребителях и котлоагрегатах топок НТКС.

Рассмотрим характерные потери тепла в каждой части системы теплоснабжения (потребительской и производительной) отдельно.

Потери тепла в потребителях обусловлены в первую очередь утечками теплоносителя в питающих трубопроводах, каждый из которых имеет свою длину l , а также потерями при теплообмене с окружающей средой. При этом чем больше эта длина и чем хуже состояние трубопроводов тем больше потери теплоносителя. Таким образом, потери теплоносителя в одном трубопроводе по всей длине в зависимости от утечек:

$$Q_{вм.с.} = \int_0^l K dQ_{вм.с.}, \quad (5)$$

где K – корреляционный коэффициент, получаемы путем анализа состояния питающего трубопровода.

Следовательно, общие потери теплоносителя с утечками во всей системе:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q^{6}_{вт.с.и} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{l_i} K_i Q^{6}_{вт.с.и} dl_i, \quad (6)$$

Аналогично, потери теплоносителя в трубопроводах от внешнего охлаждения:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q^{3,0}_{вт.с.} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{l_i} K_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i \cdot \alpha_k dl_i, \quad (7)$$

где P – периметр трубопровода; α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией; $\Delta T = T_{вх} - T_{о.с.}$ – разница между температурами в трубопроводе $T_{вх}$ и окружающей среды $T_{о.с.}$.

Потери тепла в котлоагрегатах имеют более сложный характер. Для полного их определения рассмотрим тепловой баланс котла.

В котельной установке при сгорании органического топлива происходит превращение химической энергии топлива в тепловую энергию продуктов сгорания. Теплота, выделяемая при вычитании потерь, передается рабочему веществу – теплоносителю, в результате чего получаем полезную продукцию – в нашем случае нагретую воду. Эффективность использования котельной установки описывается тепловым энергетическим балансом [1]:

- уравнение сохранения вещества:

$$D_{прих} - D - D_{вт} = 0; \quad (8)$$

- уравнение сохранения энергии:

$$Q_{прих} - Q - Q_{вт} = 0; \quad (9)$$

где $D_{прих}$, $Q_{прих}$ – количество поступившего вещества (например, воды) и энергии (теплоты);

D , Q – количество полезно преобразованного вещества (полученной нагретой воды) и энергии (теплоты воды); $D_{вт}$, $Q_{вт}$ – потери вещества и энергии.

Тепловой баланс котла характеризует равенство между получением и потерями теплоты:

$$Q_{прих} = Q_{расх} \quad (10)$$

Положительная часть теплового баланса (полученная теплота $Q_{прих}$) в общем случае записывается в виде:

$$Q_{прих} = Q_p^P = \Sigma Q_{хим} + \Sigma Q_{физ}, \quad (11)$$

где внесенная химическая теплота:

$$\Sigma Q_{хим} = Q_n + (Q_{экс} - Q_{энд}); \quad (12)$$

где внесенная физическая теплота:

$$\Sigma Q_{физ} = Q_{ф.т.} + Q_{ф.в.}; \quad (13)$$

Рассмотрим составные положительной части теплового баланса:

Q_n – тепло, выделяемое при сгорании топлива:

$$Q_n = B \cdot Q_n^P, \quad (14)$$

де Q_n^P – наименьшая теплотворная способность топлива;

$Q_{\text{экз}}$ – учитывает использование теплоты экзотермических реакций, протекающих при горении твердого топлива;

$Q_{\text{энд}}$ – учитывает затраты теплоты на возможные эндотермические реакции;

Данные составляющие зависят от химического состава топлива, и, как правило, при составлении теплового баланса котлов их не учитывают из-за их небольшого в сравнении с Q_n значения.

Составляющая $Q_{\text{ф.т.}}$ учитывает физическую теплоту (энтальпию) топлива:

$$Q_{\text{ф.т.}} = C_m \cdot T_m \cdot B \quad (15)$$

C_m – теплоемкость рабочего топлива; T_m – температура топлива;

Так как с технологической стороны применяем процесс подачи топлива без его предварительного нагрева, то топливо, поступающее в топку, имеет небольшую температуру. Соответственно величиной $Q_{\text{ф.т.}}$ пренебрегаем. Составляющая $Q_{\text{ф.в.}}$ учитывает энтальпию воздуха, как дутьевого, та и подсосанного через газоходы котла. А поскольку данные воздух предварительно не нагревается перед поступлением в топку, то его энтальпию не учитываем.

Расходная часть теплового баланса в общем случае может включать теплоту, которая тратится на производство горячей воды и разные потери:

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{пол}} + H_{\text{у.г.}} + Q_{\text{х.н.}} + Q_{\text{м.н.}} + Q_{\text{з.о.}} + Q_{\text{ф.ш.}} + Q_{\text{охл.}} \pm Q_{\text{акк}} \quad (16)$$

В наипростейшем случае теплота, полезно потраченная на производство горячей воды, составляет:

$$Q_{\text{кор}} = D(h_{\text{н.н.}} - h'_{\text{н.в.}}), \quad (17)$$

где D – выход нагретой воды; $h_{\text{н.н.}}$ и $h'_{\text{н.в.}}$ – энтальпии нагретой воды и питающей воды.

Другие составляющие представляют собой следующие тепловые потери: $H_{\text{у.г.}}$ – энтальпия газов, уходящих из котла. Благодаря действующей системе возврата уноса в расходной части теплового баланса данная величина равна нулю; $Q_{\text{х.н.}}$ и $Q_{\text{м.н.}}$ – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, а так как применяется система возврата уноса, то принимаем $Q_{\text{м.н.}} = 0$. Из результатов опытов химический недожог топлива при его предварительной подготовке составляет приблизительно 6 %. Значит:

$$Q_{\text{х.н.}} = 0,06 \cdot B \cdot Q_n^p \quad (18)$$

$Q_{\text{з.о.}}$ – потери теплоты от наружного охлаждения внешних ограждений котла:

$$Q_{\text{з.о.}} = \varepsilon \sigma_0 (T_{\text{ш}}^4 - T_{\text{о.с.}}^4), \quad (19)$$

где ε – приведенная степень черноты кипящего; σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана.

$$Q_{\text{ф.ш.}} = C_{\text{шл}} \cdot A_n \cdot B \cdot T_{\text{ш}} - \text{потери с физической теплотой шлаков,}$$

где $C_{\text{шл}}$ – теплоемкость шлаков; A_n – процентное содержание золы в топливе.

$Q_{\text{охл.}}$ – потери с охлаждением балок, панелей топок, включенных в циркуляционную систему агрегата:

$$Q_{\text{охл.}} = \alpha_{\text{к}} (T_{\text{ц.с.}} - T_{\text{о.с.}}), \quad (20)$$

где $T_{\text{ц.с.}}$ – температура составляющих циркуляционной системы агрегата.

$\pm Q_{акк}$ – расход («+») или поступление теплоты («-»), связанные с неустановившемся режимом работы котла.

С учетом вышеизложенного для установившегося теплового состояния котла можно записать следующее балансовое уравнение:

$$Q_n = D(h_{n.n.} - h'_{n.в.}) + Q_{x.n.} + Q_{з.о.} + Q_{ф.ш.} + Q_{охл.} \quad (21)$$

Отношение количества тепла, полезно используемого на производство горячей воды $D(h_{n.n.} - h'_{n.в.})$ или $Q_{пол}$, к количеству всего произведенного тепла Q_n является коэффициентом полезного действия (КПД) котла, %:

$$\eta = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{n.в.})}{Q_n} 100, \quad (22)$$

По сути, выражение (22) является коэффициентом полезного использования теплоты топлива. С учетом выражения (14) найдем расход топлива, необходимый для обеспечения требуемой тепловой мощности котлоагрегата:

$$B = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{н.в.})}{Q_n^p \eta} 100\%. \quad (23)$$

Зная, с каким КПД работает топка, можно определить необходимую тепловую мощность, с которой она должна работать для обеспечения необходимого количества теплоносителя:

$$Q_n = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{н.в.})}{\eta} 100\%. \quad (24)$$

Если принять Q_n за 100%, то из (21) имеем:

$$100 = q_{пол} + q_{x.n.} + q_{з.о.} + q_{ф.ш.} + q_{охл.} = q_{кор} + \Sigma q_{потерь}. \quad (25)$$

где $q_{пол} = \eta_k = \frac{Q_{пол}}{Q_n} 100$, $q_{x.n.} = \frac{Q_{x.n.}}{Q_n} 100$ и т. д. Или с другой стороны:

$$q_{пол} = 100 - \Sigma q_{потерь}.$$

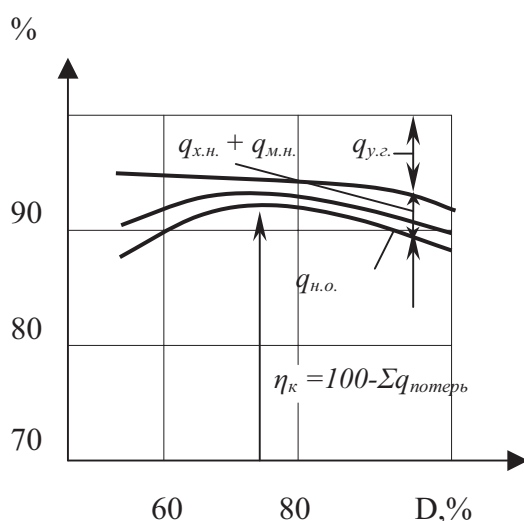


Рисунок 1 – Зависимость КПД котла от нагрузки

При этом $\Sigma q_{потерь}$ не является постоянной величиной и возрастает с ростом мощности котлоагрегатов, что наглядно демонстрирует рис.1 [1]. Учитывая (23) делаем вывод, что работу топок НТКС по заданной мощности можно регулировать переменным расходом топлива. Значит, имеем, по крайней мере, один способ регулирования.

К главным технологическим параметрам топок НТКС также относится и скорость дутьевого воздуха. Изменяя данный параметр можно изменять тепловую мощность топок и предупреждать возникновение аварийных режимов – шлакованию или спеканию слоя.

Необходимо определить зависимость тепловой мощности топок от скорости дутьевого воздуха. В основу следующих умозаключений положим уравнение теплового напряжения воздухораспределительной решетки, которое с одной стороны равно[3]:

$$q_F = \frac{B \cdot Q_n^P}{10^3 F}, \quad (26)$$

где F – площадь воздухораспределительной решетки. С другой стороны:

$$q_F = 3,6 M V_n \frac{Q_n^P}{\alpha_n \mathcal{G}_0}, \quad (27)$$

где $M=2$ – число псевдооживления; \mathcal{G}_0 – теоретически необходимый расход воздуха для полного протекания реакции горения топлива, α_n – коэффициент избытка воздуха (учитывая необходимость обеспечения псевдооживленного состояния топлива в слое $\alpha_n \geq 1,5$).

Учитывая (26), (37) и (14) имеем:

$$Q_n(B, V_n) = \frac{\alpha_n \cdot B^2 \cdot Q_n^P \cdot \mathcal{G}_0}{M \cdot V_n \cdot F \cdot 3600} \quad (28)$$

Таким образом, выведена зависимость между теплом, вырабатываемым топкой, и ее технологическими параметрами – расходом твердого топлива и скоростью дутьевого воздуха. Значит, изменяя эти параметры, мы можем регулировать тепловую мощность топки в зависимости от требуемых показателей.

Технически значительно проще регулировать работу топки изменяя скорость дутьевого воздуха. Этот показатель изменяется в зависимости от угла поворота лопаточек направляющего аппарата дутьевого вентилятора, а для измерения его фактических значений применяется дифтрансформаторный датчик скорости воздуха. А при регулировании мощности топки по расходу твердого топлива главной проблемой, обусловленной рядом факторов, является измерение фактических значений данного показателя. Но данный способ дает значительно больший экономический эффект – он позволяет экономить топливо.

Таки образом, может быть спроектирована система регулирования работы топки НТКШ по контурам “Топливо” и “Дутьевой воздух”, в которой в качестве источников информационных сигналов о состоянии объекта используются датчики скорости дутьевого воздуха и расхода твердого топлива. При этом при определении тепловой мощности топки будем использовать значение температуры НТКС, как прямого показателя количества производимого тепла.

В качестве технических решений для построения системы управления системой теплоснабжения шахты предлагаем применять приборы известных фирм, надежность и качественные характеристики которых поддерживаются на высоком уровне. Для регулирования технологических параметров топок НТКС возможно принять измерители-регуляторы технологических параметров фирмы Microlog Systems серии МЛ, которые обеспечивают высокую точность

измерений и высокое качество регулирования. Для регулирования теплотребления потребителей системы целесообразно принять теплосчетчики MULTICAL фирмы Kamstrup, которые обладают функцией управления 3-х ходового моторного клапана. Данный счетчик анализирует результаты измерений и расчетов и подает команду на закрытие клапана при превышении заданных значений тепловой нагрузки.

Литература

1. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 528 с.: ил.
2. Сжигание угля в кипящем слое и утилизация его отходов/Ж.В. Вискин, В.И. Шелудченко и др. – Донецк: Типография “Новый мир”, 1997. – 284 с.
3. Материалы международной школы-семинара «Проблемы тепло и массообмена в современной технологии сжигания и газификации твердого топлива», Ч. 2, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова АН БССР, 1988 – 151 с.