

## **К РАСЧЕТУ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ТРУБЧАТОЙ ПЕЧИ**

**Топоров А.А., Акусова А.А., Тихоненко Е.П., Ангельев Ф.А.**  
Донецкий национальный технический университет

*Рассмотрены основные проблемы эксплуатации трубчатых печей для переработки каменноугольной смолы. Описан порядок расчета теплового режима печи. Поставлена проблема учета неравномерности нагрева труб в различных зонах печи.*

Одним из основных агрегатов для переработки каменноугольной смолы являются трубчатые печи, предназначенные для нагрева смолы до температуры однократного испарения с целью дальнейшего разделения на отдельные фракции. От надежной работы трубчатых печей во многом зависит весь технологический процесс переработки каменноугольной смолы.

Наиболее важным показателем эффективной работы трубчатых печей является температура продукта на выходе из печи, т.к. она определяет дальнейшее качество и количество получаемых фракций. Поэтому одной из основных задач при эксплуатации трубчатых печей является обеспечение постоянства температурного режима, который зависит от множества различных факторов [1].

Особенностями работы трубчатых печей на коксохимических предприятиях является непостоянство, как рабочей среды - каменноугольной смолы, так и используемого для обогрева топлива – коксового газа.

Непостоянство состава коксового газа [2], используемого в качестве топлива, приводит к колебанию температуры дымовых газов и нарушению температурного и гидравлического режимов. Одной из проблем использования коксового газа в качестве топлива является наличие различных примесей, вызывающих интенсивное засорение горелочных устройств, а также коррозию внешней поверхности продуктового змеевика.

Каменноугольная смола является сложной многокомпонентной системой, состав и свойства которой сильно колеблются в зависимости от различных условий: качества и состава угольной шихты, системы отбора коксового газа, системы очистки смолы от примесей, влаги и т.д. [2]. Наиболее отрицательно на надежность трубчатых печей влияет повышенная влажность, зольность, а так же наличие коррозионноактивных веществ (например, серы) в смоле.

Невозможность обеспечения равномерного нагрева поверхностей змеевика, из-за конструктивных особенностей расположения труб, приводит к появлению местных перегревов, приводящих к интенсификации процессов коксообразования и прогорания труб.

В трубчатой печи происходит сложный процесс передачи тепла от раскаленных газов к каменноугольной смоле, текущей в трубах, причем здесь имеют место все три способа теплопередачи: теплопроводностью, конвекцией и излучением. Эту передачу тепла можно разделить на теплоотдачу от газов внешней поверхности трубы, теплопередачу через стенку трубы и на теплоотдачу от внутренней поверхности труб протекающей по ней жидкости [3].

Уравнение теплового баланса печи можно записать в виде:

$$Q_{сж.т} = Q_{пол} + Q_{пот} \text{ кДж/ч,}$$

где  $Q_{сж.т}$  - тепло выделившееся при сжигании топлива, кДж/ч;

$Q_{пол}$  - полезное тепло, которое пошло на нагрев смолы, кДж/ч;

$Q_{пот}$  - тепловые потери, кДж/ч.

Т.к. нагрев смолы осуществляется двумя потоками – первая и вторая ступени нагрева, полезное тепло можно определить по формуле:

$$Q_{пол} = Q_1 + Q_2 \text{ кДж/ч,}$$

где  $Q_1$  - полезное тепло, которое пошло на нагрев смолы в первой ступени, кДж/ч;

$Q_2$  - полезное тепло, которое пошло на нагрев смолы во второй ступени, кДж/ч.

Тогда для первой ступени:

$$Q_1 = Q_{б.см} + Q_в + Q_{исп} \text{ кДж/ч}$$

где  $Q_{б.см}$  - тепло нагрева безводной смолы, кДж/ч;

$$Q_{б.см} = G_{см}(i_2 - i_1);$$

$Q_в$  - тепло нагрева и испарения содержащейся в смоле воды, кДж/ч;

$Q_{исп}$  - тепло испарения части легкой фракции, кДж/ч.

Тепло нагрева безводной смолы:

$$Q_{б.см} = G_{см}(i_2 - i_1) \text{ кДж/ч,}$$

где  $G_{см}$  - количество перерабатываемой безводной смолы, кг/ч;

$i_1, i_2$  - теплосодержание смолы соответственно на входе и выходе из первой ступени, кДж/кг.

Тепло нагрева и испарения содержащейся в смоле воды:

$$Q_в = G_в(i_{в2} - i_{в1}) \text{ кДж/ч,}$$

где  $G_в$  - количество воды в смоле, кг/ч;

$i_{в1}, i_{в2}$  - теплосодержание водяных паров соответственно на входе и выходе из первой ступени, Дж/кг.

Тепло испарения части легкой фракции:

$$Q_{исп} = V_{л.ф} \cdot G_{см} \cdot r_{л.ф} \text{ кДж/ч,}$$

где  $V_{л.ф}$  - доля легкой фракции в смоле;

$r_{л.ф}$  - скрытая теплота испарения легкой фракции, кДж/кг.

Для второй ступени, полезное тепло:

$$Q_2 = (G_{см} - V_{л.ф} \cdot G_{см})(i_3 - i_4) \text{ кДж/ч,}$$

где  $i_3, i_4$  - теплосодержание смолы соответственно на входе и выходе из второй ступени, Дж/кг.

Если, в результате недостаточного нагрева смолы в первой ступени, во вторую ступень попадает смола с большим содержанием влаги, тогда:

$$G_6 = G_{16} + G_{26},$$

где  $G_{26}, G_{16}$  - количество воды в смоле выделившейся после первой и второй ступени соответственно, кг/ч;

Тогда

для первой ступени:

$$Q_6 = G_{16}(i_{62} - i_{61}),$$

для второй ступени:

$$Q_2 = (G_{см} - V_{л.ф} \cdot G_{см})(i_3 - i_4) + G_{26}(i_{64} - i_{63}),$$

где  $i_{63}, i_{64}$  - теплосодержание водяных паров соответственно на входе и выходе из второй ступени, Дж/кг.

В этом случае температура на выходе из печи смолы будет недостаточной, т.к. большее количество тепла уйдет на нагрев воды, т.к. теплоемкость водяных паров больше. Поэтому важно контролировать температуру смолы на выходе не только из второй ступени, но и из первой, чтобы обеспечить полное выделение влаги.

Потери тепла складываются из потерь с дымовыми газами и потерь в окружающую среду вследствие излучения тепла кладкой печи и ретурбендами.

$$Q_{пот} = Q_{д.г} + Q_{кл.п} + Q_p,$$

где  $Q_{д.г}, Q_{кл.п}, Q_p$  - потери с дымовыми газами, кладкой печи и ретурбендами соответственно, Вт.

Коэффициент полезного действия печи:

$$\eta = \frac{Q_{пол}}{Q_{сж.т}} \text{ Вт,}$$

Необходимое количество отопительного газа можно рассчитать по формуле:

$$V_{сж.т} = \frac{Q}{Q_n^p \cdot \eta_z} \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где  $Q_n^p$  - низшая теплотворность отопительного газа, кДж/м<sup>3</sup>;

$\eta_c$  - коэффициент полезного действия горелочных устройств.

Т.к. в радиационной секции преобладает передача тепла трубам посредством излучения, а в конвективной конвекцией, то для удобства расчетов полезное тепло можно разделить на тепло поглощенное в радиационной и конвективной секции:

$$Q_{\text{пол}} = Q_r + Q_k, \text{ Вт,}$$

где  $Q_r$  - тепло поглощенное в радиационной секции, Вт;

$Q_k$  - тепло поглощенное в конвективной секции, Вт.

Тепло поглощенное в радиационной секции:

$$Q_r = C_s H_s \left[ \left( \frac{T_{\kappa 1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{\theta}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k H_{mp} (T_{\kappa 1} - \theta),$$

где  $T_{\kappa 1}$  - температура продуктов сгорания на выходе из радиационной зоны, К;

$C_s$  - постоянная излучения абсолютно черного тела, равная 5,67 Вт/(м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>);

$H_s$  - эквивалентная абсолютно черная поверхность, м<sup>2</sup>;

$\alpha_k$  - коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$H_{mp}$  - наружная поверхность радиационных труб, равная  $H_{mp} = \pi d_n l \cdot n$  ( $l$  - длина трубы,  $n$  — число труб);

$\theta$  - средняя температура радиационных труб, К.

$$\theta = t_c^{cp} + q_m^{cp} \left( \frac{d_n}{d_{oc}} \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_n}{d_{вн}} \frac{\delta_{oc}}{\lambda_{oc}} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} \right) \text{ К,}$$

где  $t_c^{cp}$  - средняя температура продукта в трубах, К;

$q_m^{cp}$  - средняя тепловая нагрузка поверхности труб в радиационной зоне, Вт/м<sup>2</sup>,

$d_n, d_{вн}, d_{oc}$  - наружный и внутренний диаметр трубы, внутренний диаметр осадка, м;

$\alpha_1$  - коэффициент теплопередачи от стенки трубы к продукту, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$\delta_T, \delta_{oc}$  - толщина стенки трубы и осадка, м;

$\lambda_T, \lambda_{oc}$  - теплопроводность материала трубы и осадка, Вт/м·К.

Для определения эквивалентной абсолютно черной поверхности используем уравнение [3]:

$$H_s = \frac{\varepsilon_c}{\psi(T)} (\varepsilon_m H_l + \beta \varepsilon_F F) \text{ м}^2,$$

где  $\varepsilon_c$  - приведенная степень черноты газовой среды;

$\psi(T)$  - функция, зависящая от распределения температур в топке и в среднем равная 0,85;

$\varepsilon_m$  - степень черноты труб;

$\varepsilon_F$  - степень черноты кладки;

$H_d$  - эффективная лучевоспринимающая поверхность; воспринимает столько же тепла, сколько и фактическая поверхность труб,  $m^2$ ;

$F$  - незранированная поверхность кладки,  $m^2$ ;

$$\beta = \frac{1}{\frac{1 + \varepsilon_z}{1 - \varepsilon_z} \cdot \frac{1}{\varepsilon_m \cdot \rho_{F,H}}},$$

где  $\rho_{F,H}$  - угловой коэффициент взаимного излучения поверхности кладки и труб, характеризующий долю взаимно направленного пучка от полного излучения поверхности.

Угловой коэффициент взаимного излучения (взаимной видимости) труб и кладки показывает во сколько раз эффективная поверхность  $H_{HF}$  взаимного излучения экрана труб и излучающей стенки больше поверхности радиационных труб  $H_{mp}$ :

$$\rho_{F,H} = \frac{H_{HF}}{H_{mp}},$$

$H_{HF}$  можно определить графически. Для этого в любом масштабе вычерчиваем схему радиантной секции печи с размещенными в ней трубами. Ввиду симметричности секции на схеме (рис. 1) дана только половина ее. Для упрощения схемы в левом вертикальном ряду показаны нижние 8 труб из семнадцати, а в правом вертикальном ряду - верхние девять труб из семнадцати.

Расчетная поверхность взаимного излучения  $H_{HF}$  определяется для каждой трубы отдельно. Ввиду симметричного размещения труб относительно излучающей стенки, очевидно, достаточно найти для половины труб левого ряда, половины труб правого ряда, труб левой половины потолочного и нижнего экранов. Для получения средней расчетной поверхности  $H_{HF}$  одной трубы достаточно для нашего случая подсчитать  $H_{HF_i}$  для части вычерченных труб. Эти трубы на схеме рис. 1 занумерованы (1, 3, 5, 7, 9\*, 11\*, 13\*, 15\*, 17\* и 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24).

Из точек А и В, ограничивающих высоту излучающей стенки, к каждой из занумерованных труб проводим касательные. Четыре касательные образуют у каждой трубы две воображаемые упругие нити, как бы натянутые на трубу,—внутреннюю и внешнюю. По методу «натянутых нитей» расчетная поверхность взаимного излучения для трубы определится так:

$$H_{HF_i} = 0.5(\cup A_i^* B_i^* + \cup A_i B_i)$$

Длину любой дуги можно найти геометрически:

$$\cup A_i B_i = \frac{\pi d_n}{360} \angle A_i O B_i$$

Средняя расчетная поверхность взаимного излучения для одной трубы экрана будет:

$$H_{HF}^{cp} = \frac{\sum_i^k H_{HF_i}}{k}$$

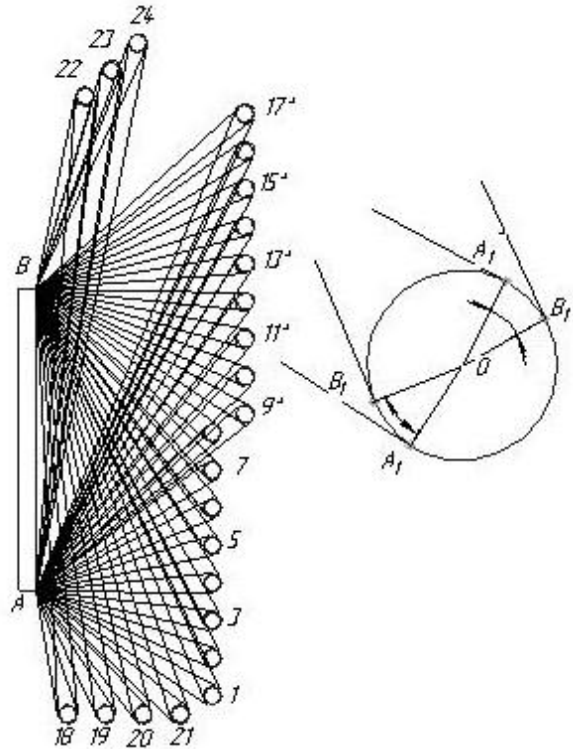


Рисунок 1 - Схема к расчету поверхности взаимного излучения. Поверхность взаимного излучения для всего экрана печи:

$$H_{HF} = N_{тр} H_{HF}^{cp},$$

где  $N_{тр}$  - количество радиационных труб.

Поверхность незранированных стен радиационной секции  $F$  определяется из принятой схемы компоновки экранных труб.

При расчете радиационной секции необходимо учитывать вид источника тепла, т.к. он является одним из важнейших факторов, влияющих на количество переданного тепла. Источниками тепла могут выступать факел и раскаленные газы, заполняющие топку, или излучающая стенка, если применяются беспламенные горелки.

Эквивалентное излучение газов в случае теплообмена излучением между газом при температуре  $T_p$  и абсолютно черной поверхностью при температуре  $\theta$  выражается отношением:

$$\varepsilon_2 = \frac{(\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) - (\theta/T_p)^4 (\alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O})}{1 - (\theta/T_p)^4} (1 - \Delta\varepsilon),$$

где  $\varepsilon_{CO_2}$ ,  $\varepsilon_{H_2O}$  - коэффициент излучение при температуре  $T_p$ ;  
 $\alpha_{CO_2}$ ,  $\alpha_{H_2O}$  - коэффициент поглощение газов при температуре  $T_p$ ;  
 $\Delta\varepsilon$  - поправка на одновременное излучение  $CO_2$  и  $H_2O$ .  
 Для упрощения возможно использовать формулу [3]:

$$\varepsilon_2 = \frac{2}{1 + 2,15n_g},$$

где  $n_g$  - коэффициент избытка воздуха.

Для печей с излучающими стенками топки [4]:

$$\varepsilon_2 = 1 - \lambda,$$

где  $\lambda$  - коэффициент прозрачности газовой среды, определяемый по таблице [4, с. 94] в зависимости от температуры газовой среды.

Количество тепла, передаваемое в конвективной секции смоле:

$$Q_k = F \cdot K \cdot \Delta t, \text{ кДж/ч}$$

где  $F$  - поверхность нагрева конвективной секции,  $m^2$ ;

$K$  - суммарный коэффициент теплопередачи от дымовых газов к смоле,  $Вт/м^2 \cdot K$ ;

$\Delta t$  - среднелогарифмическая разность температур между дымовыми газами и смолой,  $K$ .

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{oc}}{\lambda_{oc}}},$$

где  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы,  $Вт/(м^3 \cdot K)$ , равный сумме коэффициентов теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  и излучением  $\alpha_{л}$ .

Основными факторами, определяющими величину коэффициента теплоотдачи конвекцией, являются температура и скорость движения дымовых газов, а также схема компоновки пучка труб (коридорный или шахматный порядок). Коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  при движении воздуха или дымовых газов перпендикулярно к пучку труб определяется по формуле:

$$Nu = c \cdot \varepsilon_m \text{ Re}^h,$$

$$\alpha_k = c \cdot \varepsilon_m \frac{\lambda_{d,z}}{d_n} \left( \frac{\omega \cdot d_n}{\nu_{d,z}} \right)^h,$$

где  $c$ ,  $\varepsilon_m$ ,  $h$  - коэффициенты, зависящие от вида потока (прямоток, перекрестный поток и т.д.) и геометрического расположения труб;

$\lambda_{d,z}$  - теплопроводность дымовых газов,  $Вт/(м \cdot K)$ ;

$\omega$  - скорость дымовых газов,  $м/с$ ;

$\nu_{d,z}$  - кинематическая вязкость дымовых газов,  $м^2/с$ .

При тепловом расчете и проектировании печи необходимо учитывать не только среднюю тепловую нагрузку поверхности труб, но и

местную тепловую нагрузку, от которой зависит температура поверхности труб. В общем случае тепловая нагрузка отдельных труб различна и изменяется по периметру и длине трубы.

Изменчивость тепловой нагрузки проявляется особенно по периметру труб и определяется геометрическим расположением труб. Кроме того, изменчивость тепловой нагрузки отдельных частей трубчатой поверхности обуславливают [2]:

- температура и излучение газовой среды, которые не во всех местах топочной камеры одинаковы;
- отраженное излучение, поглощение которого зависит от размещения трубы в пространстве печи;
- повышенная конвекция в месте отвода газов из топочной камеры при большой скорости уходящих газов;
- температура продукта в трубах, от которой зависит температура поверхности труб.

Таким образом, на тепловой режим трубчатых печей влияют такие факторы: состав, количество сжигаемого топлива; количество воздуха; конструктивные особенности расположения труб (однорядное/двухрядное; вертикальное/горизонтальное; прямое/шахматное расположение и др.); особенности горелочных устройств (факельное горение, беспламенное и т.д.); изменчивость свойств и состава перерабатываемой среды; излучающая способность труб и стен печи и др.

При тепловом расчете необходимо учитывать неравномерность нагрева труб в различных тепловых зонах: радиантная, конвективная зоны для труб первой и второй ступени. Для каждой из этих зон расчет проводить с учетом температуры каменноугольной смолы, ее влажности, преобладающего способа передачи тепла.

#### **Список литературы:**

1. Чистяков А.Н., Химия и технология переработки каменноугольных смол/ Учебное пособие для вузов. - Челябинск: Metallurgia. Челябинское отделение, 1990. 160 с.
2. Справочник коксохимика. В 6-ти томах. Том 3. Улавливание и переработка химических продуктов коксования/ под общ. ред. Е.Т. Ковалева. – Харьков: «ИНЖЭК», 2009.- 432 с.
3. Котишек Я., Род В. Трубчатые печи в химической промышленности. - Л.:Гос НТИ нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. - 148с
4. Бахшиян Ц. А., Трубчатые печи с излучающими стенами топки, ГОСИНТИ, 1960.