

УДК 669.162.215

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф. ДГТУ

Глуценко Е.Л. – канд. техн. наук, доц., ДГТУ

РАСЧЁТ РАДИАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Получены аналитические решения по расчёту радиального распределения температур. Данные решения позволяют определять температуры на поверхности и в центре печи с учётом тепловых потерь.

Постановка проблемы

В теории и практике доменной плавки распределение материалов и газов по окружности и радиусу доменной печи играет важную роль. От правильного определения радиального распределения температур зависит и выбор хода печи, что, в свою очередь, оказывает определяющее воздействие на выбор наиболее эффективного режима работы печи.

Анализ последних достижений и публикаций

В известных в настоящее время работах было установлено, что по окружности печи распределение шихты по массе и гранулометрическому составу должно быть равномерным [1, 2, 3 – 6, 7]. Это предопределяет в основном и равномерное окружное распределение газового потока. По радиусу печи распределение шихты и газов чаще всего неравномерное [3 – 7]. Это обуславливается периферийным подводом дутья, меньшим сопротивлением движению газов вдоль стен печи, увеличением объёма печей путём расширения поперечных размеров.

Постановка задачи

Предварительно сделаем ряд допущений. При заданной высоте печи z_0 будем считать известной и фиксированной на данном горизонте температуру материалов в центре печи $t_{ц}$.

Так как температура в центре печи всегда больше температуры окружающей среды, и в связи с потерями теплоты через ограждение печи (гарнисаж, футеровку, корпус печи и т.д.), должно установиться какое-то стационарное радиальное $t(r)$ распределение температур (рис. 1).

Изложение основных материалов исследования

Будем использовать стационарное, одномерное по радиусу уравнение теплопроводности для квазисплошного потока материалов:

$$\frac{1}{r^k} \frac{d}{dr} \left(\tilde{\lambda} \cdot r^k \frac{dt}{dr} \right) + q_v(r) = 0, \quad 0 < r < R_{\text{п}}, \quad (1)$$

где $t(r)$ – искомое радиальное распределение температур, °С; r – радиальная координата, отсчитываемая от оси симметрии печи, м;

$R_{\text{п}}$ – радиус печи, м; $\tilde{\lambda} = (1 - \varepsilon_{\text{п}}) \cdot \lambda$ – модифицированная теплопроводность материалов; λ – обычный коэффициент теплопроводности материалов шихты, Вт/(м·К); $\varepsilon_{\text{п}}$ – просветность шихты; k – фактор геометрической формы, равный 0 для плоской, и 1 – для цилиндрической стенки печи; $q_v(r)$ – объёмные внутренние источники (стоки) теплоты, Вт/м³.

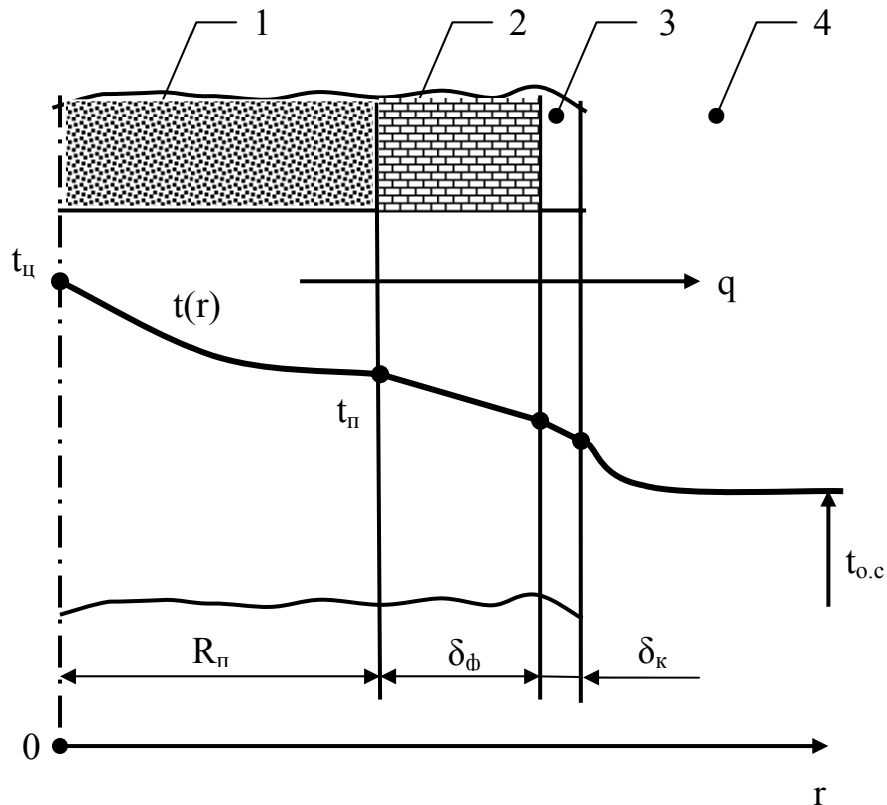


Рис. 1. К расчёту радиального распределения температур:
1- шихта; 2- футеровка; 3- кожух печи; 4 – воздух

К уравнению теплопроводности следует добавить граничные условия. На левой границе при $r = 0$ считается известной температура в центре:

$$t(0) = t_{\text{ц}}, \quad (2)$$

либо условие симметрии поля температур

$$\left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=0} = 0, \quad (3)$$

а на правой – удельный тепловой поток через ограждение печи

$$-\lambda \left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=R_{\Pi}} = q$$

или после умножения левой и правой части уравнения на $(1 - \varepsilon_{\Pi})$:

$$-\tilde{\lambda} \left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=R_{\Pi}} = \tilde{q}. \quad (4)$$

Здесь

$$\begin{aligned} \tilde{q} &= (1 - \varepsilon_{\Pi}) \cdot q, \\ q &= K_{2-4} \cdot (t_{\Pi} - t_{o.c}), \end{aligned} \quad (5)$$

где q – плотность теплового потока, т.е. потери тепла через 1 м^2 поверхности стенки печи в окружающую среду, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $t_{\Pi} = t(R_{\Pi})$ – температура внутренней поверхности футеровки печи, $^{\circ}\text{C}$; $K_{2-4} = 1/(\delta_{\text{ф}}/\lambda_{\text{ф}} + \delta_{\text{к}}/\lambda_{\text{к}} + 1/\alpha_2)$ – коэффициент теплопередачи от футеровки в окружающую среду в случае плоских стенок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $\delta_{\text{ф}}$, $\delta_{\text{к}}$ – толщина футеровки и кожуха печи, м; $\lambda_{\text{ф}}$, $\lambda_{\text{к}}$ – коэффициент теплопроводности футеровки и кожуха печи, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$; α_2 – суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением от кожуха к окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ (более полное определение данного коэффициента при различных режимах свободной конвекции, степенях черноты, температурах воздуха и ориентации в пространстве приведено в работе [8]).

Умножая левую и правую часть уравнения (1) на $r^k dr$ и производя интегрирование, получим общее решение в виде:

$$t(r) = C_1 \int_0^r \frac{dr}{r^k \cdot \tilde{\lambda}} - \int_0^r \frac{\left[\int_0^r r^k \cdot q(r) dr \right] dr}{r^k \cdot \tilde{\lambda}} + C_2. \quad (6)$$

Используя граничные условия, т.е. полагая в уравнении (6) последовательно $r = 0$ и $r = R_{\Pi}$ для dt/dr , получим:

$$C_1 = -\tilde{q}, \quad C_2 = t_{\Pi}. \quad (7)$$

В ряде случаев, например, при предположении постоянства коэффициента теплопроводности, просветности слоя, внутренних источников (стоков) тепла $q_v(r) = q_{v0} = \text{const}$ и для плоских стенок печи ($k = 0$), решение (6) значительно упрощается:

$$t(r) = \frac{C_1 \cdot r}{\tilde{\lambda}} - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}} + C_2 = t_{\Pi} - \frac{q \cdot r}{\lambda} - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что температура вдоль радиуса печи изменяется по параболическому, а в случае отсутствия внутренних источников – по линейному закону. Если же принять, что внутренние источники (стоки) тепла линейно изменяются вдоль радиуса, то распределение температур будет описываться кубической параболой.

В выражении (5) для удельного теплового потока стоит неизвестная пока температура внутренней поверхности печи t_{Π} , которую найдём, полагая в решении (6) или (8) $r = R_{\Pi}$:

$$t_{\Pi} = t_{\text{ц}} - \frac{q \cdot R_{\Pi}}{\lambda} - t_v, \quad (9)$$

где $t_v = \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}$ – комплекс, имеющий размерность температуры, который обусловлен наличием внутренних источников (стоков) теплоты, °С.

Тогда уравнение для расчёта теплового потока с учётом полученного соотношения (9) можно записать в виде, не содержащем неизвестных величин:

$$q = K_{1-4} \cdot (t_{\text{ц}} - t_{\text{о.с}} - t_v), \quad (10)$$

где $K_{1-4} = \frac{K_{2-4}}{1 + R_{\Pi}/\lambda} = \frac{1}{\frac{R_{\Pi}}{\lambda} + \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} + \frac{\delta_{\kappa}}{\lambda_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_2}} \equiv \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$ – полный ко-

эффициент теплопередачи от материалов шихты 1 к воздуху 4 (рис. 1), Вт/(м²·К).

Представляет определённый практический интерес расчёт перепада температур между центром и поверхностью печи. Из уравнения (9) следует, что данный перепад:

$$\Delta t = t_{\text{ц}} - t_{\Pi} = \frac{q \cdot R_{\Pi}}{\lambda} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}. \quad (11)$$

Решим обратную задачу теплопроводности, т.е. найдём при какой просветности $\varepsilon_{\Pi}(r)$, зависящей от радиуса, будет получаться параболическое распределение температур:

$$t(r) = A \cdot R^2 + B \cdot R + C. \quad (12)$$

Дифференцируя уравнение (8) и (12) по радиусу r и разрешая тождество, получим: $(C_1 - q_{v0} \cdot r)/\tilde{\lambda} = 2 \cdot A \cdot R + B$.

$$\text{Тогда } \varepsilon_{\Pi}(r) = 1 - \frac{C_3 + q_{v0} \cdot r}{R_m - R}, \quad (13)$$

где $C_3 = q \cdot R_{\Pi}/(A \cdot \lambda)$.

Анализ уравнения (13) показывает, что при текущем радиусе, равном радиусу расположения минимальной температуры $R = R_m$, просветность $\varepsilon_{\Pi}(R_m)$ стремится к $\pm \infty$, что лишено всякого физического смысла.

С другой стороны, сравнивая коэффициенты уравнений (8) и (12) при одинаковых степенях, получим:

$$A = \frac{-q_{v0} \cdot D_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad B = -\frac{q \cdot D_{\Pi}}{\lambda} \quad \text{и} \quad C = t_{\Pi}, \quad (14)$$

где $D_{\Pi} = 2 \cdot R_{\Pi}$ – диаметр печи, м.

Согласно полученному соотношению (14) коэффициенты аппроксимации уравнения (12) имеют определённый физический смысл. Коэффициент C полностью определяется температурой в центре печи, коэффициент B определяется потерями тепла в окружающую среду, а коэффициент A – внутренними источниками (стоками) теплоты.

Из анализа уравнений (13) и (14) следует также, что распределение температуры вдоль радиуса печи определяется в основном не геометрическим перераспределением материалов шихты через её порозность и просветность, а параметрами внутреннего (через α_v и q_v) и внешнего (через тепловые потери) теплообмена.

Следует отметить, что общее решение уравнения теплопроводности (1) для цилиндрической печи ($k = 1$) существует и имеет вид:

$$t(r) = \frac{C_1 \ln r}{\tilde{\lambda}} + C_2 - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad (15)$$

но конкретное решение при $q_v = 0$ отсутствует ввиду невозможности удовлетворения граничному условию (2) или (3) на оси печи, при $r = 0$.

Если же положить в уравнении (15) постоянную интегрирования $C_1 = 0$, а постоянную C_2 найти, используя граничное условие (4):

$$C_2 = t_{o.c} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}} \equiv t_{\Pi}, \quad (16)$$

то получим конкретное решение:

$$t(r) = t_{o.c} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}} + \frac{q_{v0} \cdot (R_{\Pi}^2 - r^2)}{4 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad (17)$$

где $\tilde{K}_{2-4} = (1 - \varepsilon_{\Pi}) \cdot K_{2-4}$.

Полагая в уравнении (17) $r = R_{\Pi}$, получим температуру на поверхности печи:

$$t_{\Pi} = t_{o.c} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}}. \quad (18)$$

Сравнивая соотношение (18) с выражением (5) для теплового потока, получим уравнение связи между удельным тепловым потоком на поверхности цилиндра и внутренними источниками теплоты:

$$\tilde{q} = \varepsilon_{\pi} \cdot q = q_{v0} \cdot R_{\pi} / 2. \quad (19)$$

Перепад температур между центром и поверхностью найдём путём вычитания уравнения (18) из (16). Тогда

$$\Delta t = t_{\text{ц}} - t_{\text{п}} = \frac{q_{v0} \cdot R_{\pi}^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}} \quad (20)$$

или с учётом уравнения связи (19) разность температур

$$\Delta t = \frac{q \cdot R_{\pi}}{2 \cdot \lambda}. \quad (21)$$

Сравнивая уравнение (11) при $q_v = 0$ и соотношение (21), можно сделать вывод о том, что учёт цилиндричности стенки печи уменьшает ровно в 2 раза перепад температур между центром и поверхностью печи.

Выводы

Определено распределение температур по радиусу доменной печи, что является весомым фактором при определении хода печи.

Данные разработки, приведенные в работе, позволили получить решения для определения температур на поверхности и в центре печи с учётом тепловых потерь.

Список литературы

1. Тарасов В.П. Газодинамика доменного процесса. – М.: Металлургия, 1982. – 224 с.
2. Большаков В.И. Теория и практика загрузки доменных печей. – М.: Металлургия, 1990. – 256 с.
3. Разработка и внедрение комплексных систем загрузки шихтовых материалов в доменные печи большого объёма / Никитин Л.Д., Горбачёв В.П., Янковсий А.С. и др. // Сталь. – 1991. – № 2. – С. 5 – 7.
4. Исследование влияния систем загрузки на газопроницаемость доменной шихты в подаче / Ковшов В.Н., Чистяков В.Г., Петренко В.А., Терещенко Н.В. // Металлургия и коксохимия: Сб. науч. тр. – Киев: Техника, 1979. – Вып. 62. – С. 30 – 34.
5. Тарасов В.П., Грызун В.П., Томаш А.А. Анализ перевевивания частиц шихты на колошнике доменной печи // Известия вузов. Чёрная металлургия. – 1996. – № 5. – С. 9 – 11.
6. Васюра Г.Г. Методика расчёта радиального газораспределения // Сталь. – 2001. – № 5. – С. 11 – 14.

7. Парфёнов А.И., Мусиенко К.А., Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л. Определение показателей и параметров доменной плавки расчётно–аналитическим способом // Теория и практика металлургии. – 2005. – № 3 (47). – С. 3 – 7.

8. Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., Хиш Л.И. К аналитическому расчёту суммарного коэффициента теплоотдачи при охлаждении тел на воздухе // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 118 – 131.

Рукопись поступила 03.03.2008 г.