

РАСЧЕТ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ

Рассмотрены способы численного расчета работы вращающейся печи. Описаны особенности моделирования теплового режима работы вращающейся печи с учетом изменения температуры материала и футеровки по длине печи, запыленности газового потока.

Methods of numerical calculation of work of a rotating furnace are considered. Features of modelling of a thermal operating mode of a rotating furnace in view of change of temperature of a material and lining on length of the furnace, a dust content of a gas stream are described.

Характер теплопередачи во вращающихся печах весьма сложен, так как одновременно приходится учитывать радиационный и конвективный теплообмен, а также теплопроводность слоя материала. Аналитическое решение этой задачи затруднено, кроме того, изменением температуры материала и запыленного газового потока по длине и сечению печи, изменением температуры футеровки во времени ввиду вращения печи и другими факторами. До недавнего времени для расчета теплообмена и производительности вращающихся печей использовались преимущественно приближенные методы, предложенные Е.И.Ходоровым [6,7], Д.А.Диомидовским [2] и Б.И.Арлюком [1]. С помощью этих методов может быть установлен ряд связей между различными режимными и конструктивными факторами, характеризующими работу печей, но они не позволяют производить точные количественные расчеты теплообмена и ожидаемого значения производительности печи при заданных исходных параметрах.

Предложенная в работе [6] сравнительно простая критериальная зависимость для описания теплообмена во вращающихся печах в целом, обеспечивает расчет производительности, удельного расхода топлива и размеров печей, с большой точностью, но не учитывает многих важных факторов, среди которых угол наклона и скорость вращения печи, коэффициент заполнения материалом, запыленность газового потока и др. Важное

преимущество этой методики – позонный расчет печи, дающей возможность определять изменение температуры газа, материала и футеровки по длине печи, а также более точно вычислять производительность и расход топлива. Попытка разработать метод позонного расчета в критериальном виде была сделана в работе [7], однако предложенная методика не нашла применения ввиду сложности установленных зависимостей и потребности в большом количестве априорной экспериментальной информации.

Точное решение сопряженной задачи теплообмена во вращающейся печи требует анализа системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных с разрывными коэффициентами при переменных краевых условиях [3]: уравнений энергии (для стенки печи и для слоя материала), уравнений движения (для газа и для слоя материала), уравнения сплошности и уравнения состояния.

Для решения этой задачи современный математический аппарат может быть реализован при введении ряда упрощающих предположений. Результаты исследований убеждают, что для решения нестационарных нелинейных задач с разрывными коэффициентами универсальным является конечно-разностный подход, при реализации которого строгую консервативность разностных схем обеспечивает только метод балансов, если исходные дифференциальные уравнения удастся записать в консервативной форме [5].

Большое распространение получили численные методы решения многомерных задач математической физики. В нашем случае более выгодна полярная схема разбивки печи на малые гомогенные объемы. Для каждого объема составляется уравнение баланса энергии и массы. Явная схема аппроксимации, построенная методом балансов, позволяет получить расчетные уравнения вида

$$\Delta Q_{i-1,j,k}^{\tau} + \dots + Q_{i-1,j,k}^{\tau} + Q_v^{\tau} = \frac{\Delta\tau}{C_{\dot{\gamma}\delta(i,j,k)}^{\tau} \rho_{i,j,k}^{\tau} V_{i,j,k}} (t_{i,j,k}^{\tau+\Delta\tau} - t_{i,j,k}^{\tau}),$$

где $\Delta Q_{ij,k+1}^{\tau}$ – тепловой эффект теплообмена с соседними элементами, при подсчете которого используется значение эффективного коэффициента теплопроводности, функционально зависящего от температуры элемента и включающего конвективную и лучистую составляющие; $C_{\dot{\gamma}\delta(i,j,k)}^{\tau}$ – эффективная теплоемкость материала с учетом кинетики химических реакций; Q_v^{τ} – количество теплоты, затрачиваемое на сушку, возгонку летучих, структурные перестройки; $\Delta\tau$ – временной шаг счета, выбираемый из условия устойчивости решаемой системы уравнений на основе критериев устойчивости [5]; $\rho_{i,j,k}^{\tau}$ – плотность вещества, заключенного в элементе; $V_{i,j,k}$ – объем элемента слоя материала или стенки печи.

Тепловой баланс для материала на различных участках вращающейся печи может быть представлен уравнением вида

$$\begin{aligned} \rho c S dx \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} &= cQ(x,t)\theta(x,t) - \\ &- cQ(x+dx,t)\theta(x+dx,t) + \\ &+ K_1 dx [\theta_g(x,t) - \theta(x,t)] + \\ &+ K_2 dx [\theta_{\delta}(x,t) - \theta(x,t)], \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – плотность твердого материала, кг/м³; c – удельная теплота твердого материала, Дж/(кг·К); S – поперечное сечение слоя твердого материала в печи, м²; θ , θ_g и θ_p – температура твердого материала, газа и стенки печи соответственно, K , K_1 и K_2 – коэффициент переноса тепла в системах соответственно газ – твердое, стенка – твердое, Вт/(м·К).

В выражении (1) левая часть характеризует скорость изменения температуры $\theta(t)$ пространственного элемента dx . Первый член правой части уравнения представляет собой количество теплоты, которое поступает в элемент dx с пространственным потоком Q ; а второй – количество теплоты, выходящее из элемента dx ; третий и четвертый члены правой части уравнения определяют количество теплоты, передаваемой конвекцией от газа к стенкам и к твердому материалу в соответствии с законом Ньютона – Рихмана.

Для определения коэффициентов K_1 и K_2 необходимо учитывать различные формы теплопередачи во вращающейся печи. Так как теплопередача от газов к твердому материалу возможна радиацией и конвекцией, то коэффициент передачи тепла

$$\alpha_{gs} = \frac{\alpha_g + C_0 \varepsilon_{red} (\theta_g^4 - \theta^4)}{\theta_g - \theta}, \quad (2)$$

где C_0 – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, Вт/(м²·К); α_g – коэффициент конвективного переноса тепла, Вт/(м²·К); $\varepsilon_{red} = \varepsilon_s \varepsilon_g / [\varepsilon_s + \varepsilon_g (1 - \varepsilon_s)]$ – обобщенный коэффициент степени черноты запыленного потока; ε_s – степень черноты твердого материала; ε_g – коэффициент, учитывающий степень контакта газа с пылью.

Второй член, стоящий в правой части уравнения (2), учитывает теплопередачу радиацией, а коэффициент α_g – теплопередачу конвекцией.

Для определения коэффициента конвективной теплоотдачи системы газ – твердое может быть использовано уравнение

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4} \psi,$$

где $Nu = (\alpha_g d_{eq})/\lambda_g$ число Нуссельта; λ_g – теплопроводность газа, Вт/(м·К); $d_{eq} = 4S/U$ – эквивалентный диаметр, м; S – площадь поперечного сечения печи, м²; U – внутренний периметр печи, м; $Pr = \mu_g c_g / \lambda_g$ – число Прандтля; μ_g – коэффициент динамической вязкости; c_g – теплоемкость газа, Дж/(кг·К); $Re = (4/\pi) v_g (1+W)/d_{eq} \xi v_g$ – число Рейнольдса; v_g – скорость газа, м/с; W – влагосодержание газа, кг влаги/кг сухого газа; v_g – кинематический коэффициент вязкости; ξ – степень за-

полнения печи; $\psi = 1,38(1/d_{eq})^{-0,12}$ – поправочный коэффициент.

В соответствии с этим

$$\alpha_g = 0,021(\lambda_g / d_{eq}) \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \psi.$$

Здесь все параметры должны быть приняты в зависимости от температуры газа.

Площадь сечения слоя $S_{gs} = Ddx \sec \beta$, где $\beta = f(Q)$. Тогда

$$K_1 = \alpha_{gs} D \sec(\beta),$$

где D – внутренний диаметр печи, м.

Теплопередача от стенки к твердому материалу может передаваться тремя путями: теплопроводностью, конвекцией и радиацией. В первом случае коэффициент передачи тепла

$$\alpha_p S C = K I_n D \sqrt{c \lambda \gamma n} + c_p 10^{-6} \frac{\varepsilon_s \varepsilon_p}{\frac{1}{\varepsilon_s} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} (\theta_p^4 - \theta^4), \quad (3)$$

где K – коэффициент неоднородности распределения температуры в твердом материале; I_n – безразмерный коэффициент; λ – теплопроводность твердого материала, Вт/(м·К); n – частота вращения печи, с⁻¹; γ – плотность твердого материала, кг/м³; ε_p – степень черноты стенки печи.

В уравнении (3) первый член правой части учитывает передачу тепла теплопроводностью и конвекцией, а второй член – теплопередачу радиацией.

Площадь поверхности, находящаяся под твердым материалом,

$$S_{psc} = [D\beta\pi/180]dx.$$

Теплопередача от стенки печи к твердому материалу описывается уравнением

$$\alpha_{psd} = C_0 10^{-8} \varepsilon_s \varepsilon_p [(1 - \varepsilon'_g) - (1 - \varepsilon''_g) \theta^4],$$

где α_{psd} – коэффициент конвективного переноса теплоты от стенки печи к твердому материалу, Вт/(м²·К); ε'_g – степень черноты запыленного газа, соответствующая температуре стенки печи; ε''_g – степень черноты запылен-

ного газа, соответствующая температуре твердого материала.

Площадь сечения элементарного слоя (толщиной dx) твердого материала в печи

$$S_{psd} = \pi D [(1 - 2\beta)/360^\circ] dx,$$

откуда

$$K_2 = \alpha_{psc} \left(\frac{2\pi\pi D}{360^\circ} \right) + \alpha_{psd} \pi D \left(\frac{1 - 2\beta}{360^\circ} \right).$$

Таким образом, из выражения (1) получаем

$$\rho_g c_g \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} + c \left[Q(x,t) \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta x} + \theta(x,t) \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta x} \right] + K_3 \theta(x,t) = K_1 \theta_g(x,t) + K_2 \theta(x,t),$$

$$K_3 = K_1 + K_2.$$

Уравнение теплового баланса газов имеет вид

$$\rho_g c_g S' dx \frac{\partial\theta_g(x,t)}{\partial t} = c_g Q_g(x,t) \theta_g(x,t) - c_g Q_g(x+dx,t) \theta_g(x+dx,t) + K_4 dx [\theta_g(x,t) - \theta_p(x,t)] + K_1 dx [\theta_g(x,t) - \theta(x,t)] - h^i Q_c [q(x,t) - q(x+dx,t)], \quad (4)$$

где ρ_g – плотность газов, кг/м³; c_g – теплоемкость газов, Дж/(кг·К); Q_g – расход газа, кг/ч; S' – сечение пространства печи занятого газом, м²; K_4 – коэффициент переноса тепла на участке газ – стенка печи, отнесенный к единице длины печи, Вт/(м·К), $K_4 = \alpha_{gp} \pi D [(1 - 2\beta)/360^\circ]$; h^i – низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; Q_c – расход топлива, кг/ч; q – функция распределения тепла в пламени, доли единицы.

В равенстве (4) левая часть уравнения определяет скорость изменения температуры $\theta_g(t)$ элемента газа в сечении толщиной dx ; первое слагаемое правой части уравнения – количество теплоты, выходящей с газом из элемента объема толщиной dx , второе слагаемое – количество теплоты, входящей с газом в элемент объема толщиной dx , третье и четвертое слагаемое соответственно равны количеству теплоты, передаваемой газом от стенки печи к

твердому материалу, и, наконец, последнее слагаемое представляет собой количество теплоты, выделяемой при горении топлива.

При конвективной и радиационной передаче тепла от газа к стенке коэффициент теплопередачи

$$\alpha_{gp} = \alpha_g + C_0 10^{-8} \varepsilon \frac{(\varepsilon_g \theta_g^4 - \varepsilon_p'' \theta_p^4)}{(\theta_g - \theta_p)},$$

где ε_g'' – степень черноты газа, определенная при температуре стенки печи, покрытой твердым материалом.

Согласно уравнению (4) можно записать

$$\begin{aligned} \rho_s c_s S' \frac{\delta \theta_{g(x,t)}}{\delta t} + c Q_{g(x,t)} \frac{\delta \theta_{g(x,t)}}{\delta x} + K_5 \theta_{(x,t)} = \\ = -K_4 \theta_{p(x,t)} - K_1 \theta_{(x,t)} - h^i \theta_c \frac{\partial q}{\partial x}, \\ K_5 = -K_1 - K_4. \end{aligned}$$

Дифференциальное уравнение, описывающее распределение температуры в направлении потока газа, имеет вид

$$\begin{aligned} c_p M_p dx \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial t} + \tilde{n}_p M_p a \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial x^2} = \\ = K_1 dx (\theta_g - \theta_p) - K_2 dx (\theta_p - \theta) - \\ - K_6 (\theta_p - \theta_m) dx, \end{aligned}$$

где K_6 – интегральный коэффициент теплопередачи через стенку печи, отнесенный к единице длины печи, Вт/(м·К); a – коэффициент температуропроводности, м²/с; θ_m – температура поверхности печи, К; c_p – удельная теплоемкость стенки печи, Дж/(кг·К); M_p – масса стенки, отнесенная к единице длины печи, кг/м.

Коэффициент K_4 учитывает теплопередачу к поверхностям тремя путями: теплопроводностью через стенку печи, конвекцией и радиацией от поверхности стенок печи к поверхности твердого материала. Интегральный коэффициент

$$K_6 = \pi \left[\frac{\ln \frac{D'}{D}}{2\lambda_{refr}} + \ln \frac{D_e}{D'} + \frac{1}{\alpha_{cm} D_e} \right]^{-1}, \quad (5)$$

где D' и D_e – соответственно внутренний и наружный диаметр печи, м; λ_{refr} и λ_{carc} – со-

ответственно теплопроводность огнеупоров и корпуса печи, Вт/(м·К); $\alpha_{cm} = \alpha_c + \alpha_r$ – коэффициент конвективного теплопереноса от футеровки печи к поверхности твердого материала, Вт/(м²·К), α_c – коэффициент конвективного теплообмена теплопередачи от футеровки к поверхности твердого материала, Вт/(м²·К); α_r – коэффициент лучистого теплообмена от футеровки печи к поверхности твердого материала, Вт/(м²·К).

Согласно [4],

$$\begin{aligned} \alpha_c = 1,314 \left(\frac{\Delta \theta_c}{D_e} \right)^{0,25} = 1,314 \left(\frac{\theta_k - \theta_m}{D_e} \right)^{0,25}; \\ \alpha_r = 5,67 \varepsilon_k \frac{\left[\left(\frac{\theta_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_m}{100} \right)^4 \right]}{\theta_k - \theta_m}. \end{aligned}$$

С учетом (5) получим

$$\begin{aligned} c_p M_p \frac{\partial \theta_p}{\partial t} + c_p M_p \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial x^2} + K_7 \theta_p = \\ = K_4 \theta_g + K_2 \theta + K_6 \theta_m, \end{aligned}$$

где $K_7 = K_2 + K_4 + K_6$.

Скорость движения газов зависит от давления воздуха в горне печи:

$$v_g = \sqrt{K_8 - 2gP},$$

где P – давление воздуха в горне печи, Па; g – ускорение свободного падения, м/с², $K_8 = v_1^2 + 2\rho_g g(h_1 - h) + 2gP_1$; v_1 – начальная скорость газов, м/с; ρ_g – плотность газов, кг/м³; h_1 и h – высота расположения точки разгрузки и загрузки печи соответственно, м; P_1 – атмосферное давление, Па.

Количество газов, получаемое при сжигании единицы массы топлива,

$$q_g = \rho_g V_g,$$

где V_g – объем газообразных продуктов обжига при сжигании единицы массы топлива, м³/кг, с учетом стехиометрии реакции горения топлива

$$\begin{aligned} V_g = (0,018)C^p + 0,007S^p + 0,112H^p + \\ + 0,0124H_2O^p + 0,008N^p + \\ + 0,79 \frac{Q_a}{\rho_a} + 0,21(\alpha - 1) \frac{Q_a^{\delta}}{\rho_a}, \end{aligned}$$

где C^p , S^p , H^p , H_2O и N^p – содержание углерода, серы, водорода, воды и азота в топливе, % по массе; Q_a – расход воздуха, подаваемый для сжигания топлива, кг/с; Q_a^T – теоретический расход воздуха, кг/с; ρ_a – плотность воздуха, кг/м³; $\alpha = Q_c / (\alpha_{ca} Q_a)$ – коэффициент избытка воздуха; α_{ca} – отношение топлива/воздух.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арлюк Б.И. Расчет теплообмена во вращающихся печах / Б.И.Арлюк, Э.М.Ермолаева // Труды ВАМИ. Л., 1969. Вып. 65-66.

2. Диомидовский Д.А. Печи цветной металлургии. М.: Metallurgizdat, 1959.

3. Лыков А.В. Тепломассообмен. М.: Энергия, 1978.

4. Риошкевич А.С. Математическое моделирование тепло и массопередачи при кальцинации окисленных никелевых материалов во вращающейся печи / А.С.Риошкевич, А.М.Родкорбинши, М.М.Рейник // Цветные металлы. 1979, № 6.

5. Самарский А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1977.

6. Ходоров Е.И. Расчет теплообмена во вращающихся печах / Е.И.Ходоров, В.Я.Абрамов // Химическая промышленность. 1965. № 7.

7. Ходоров Е.И. Зональный анализ тепловой работы вращающейся печи. Вращающиеся печи для спекания глиноземных (нефелиновых) шихт / Е.И. Ходоров, Б.И.Арлюк; ЦНИИЦветмет. М., 1964.