

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУЖКИ

ЧАСТЬ 2

Канд. техн. наук, доц. ДЬЯКОНОВ О. М.

Белорусский национальный технический университет

Численное моделирование. На рис. 1, 2 схематически изображена проходная муфельная печь, в центре которой вертикально расположен стальной муфель – плоская труба с толщиной стенок 10 мм. Поперечное сечение трубы 300×600 мм имеет прямоугольную форму с радиусными закруглениями по бокам. Стенки печи в поперечном сечении имеют квадратную форму и представляют собой четырехслойную конструкцию из шамотного кирпича, легковесного шамота, асбестового листа и стального корпуса печи.

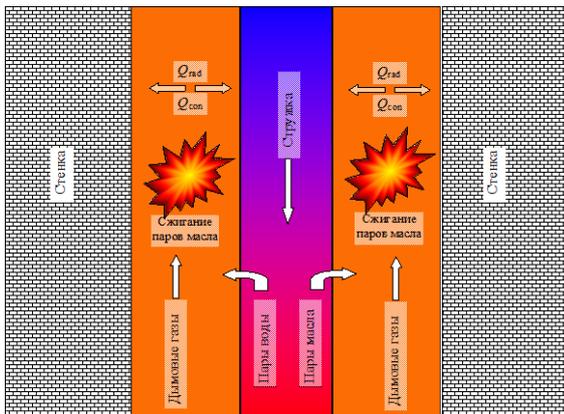


Рис. 1. Фрагмент вертикального сечения муфельной печи. Общий принцип действия муфельной печи по нагреву стружки

Стальная стружка загружается в муфель сверху с начальной температурой $T_{sc,0} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и равномерно перемещается вниз. У основания печи в топке расположены дутьевые газовые горелки, в которых сжигается определенное количество природного газа. Горячие дымовые газы поднимаются вверх в пространстве между стенками печи и муфеля (печное или рабочее пространство), нагревая их посредством радиационного и конвективного механизмов теплопереноса. От стенок муфеля тепловой поток передается стружке. При нагреве стружки про-

исходят постепенный нагрев и испарение СОЖ: воды и масла. Пары воды и масла через щелевые отверстия в муфеле удаляются в печное пространство, где происходит частичное сжигание паров масла.

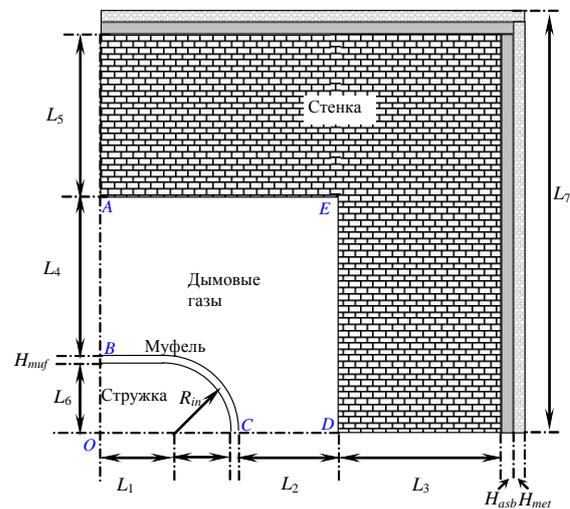


Рис. 2. Расчетная схема печи: $L_1 = 137,5\text{ мм}$; $L_2 = 220,0\text{ мм}$; $L_3 = 357,0\text{ мм}$; $L_4 = 357,5\text{ мм}$; $L_5 = 357,0\text{ мм}$; $L_6 = 150,0\text{ мм}$; $L_7 = 877,0\text{ мм}$; $R_m = 150\text{ мм}$; $H_{muf} = 12,5\text{ мм}$; $H_{asb} = 5\text{ мм}$; $H_{met} = 5\text{ мм}$

Задача состоит в том, чтобы найти оптимальную высоту печи, которая при производительности 2 т/ч позволяет прогреть стружку до средней конечной температуры $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, затратив при этом минимальное количество природного газа.

Моделирование процесса нагрева стружки является очень сложной задачей, поскольку требует решения сопряженной задачи, включающей в себя нестационарный нагрев стружки в муфеле, испарение СОЖ в объеме стружки, радиационно-конвективный теплообмен в высокотемпературной газовой среде рабочего пространства, теплоперенос в футеровке печи. Сопряженность означает, что все перечислен-

ные процессы происходят одновременно и представляют собой подзадачи, результаты решения которых должны использоваться как граничные условия для других задач.

Численное решение поставленной задачи в трехмерной постановке требует построения пространственной сетки с шагом около 1 см. Тогда для описания всей печи с габаритами $1,7 \times 1,7 \times (2,5-5,0)$ м необходима пространственная сетка с числом узлов около 10 млн. Время прохождения стружки по муфельной трубе – 20–30 мин. Тогда только для одного варианта начальных параметров потребуется около 100 тыс. шагов по времени. К сожалению, такая задача, помимо чисто технических трудностей при написании компьютерной программы, требует и огромного времени счета, что неприемлемо.

Рассмотрим возможность упрощения задачи и ее решения в двумерной постановке. Оценим соотношение тепловых потоков в стружке в вертикальном и горизонтальном направлениях. Примем характерную высоту печи, равную 3 м. По условиям задачи на этой высоте необходимо нагреть стружку до 700°C . Тогда вертикальный градиент температуры в стружке $\frac{dT}{dz} \approx \frac{680}{3} \approx 230$ К/м. Характерное значение теплопроводности стружки составляет $\lambda_{sc} \approx \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Тогда тепловой поток в вертикальном направлении по порядку величины $q_z = -\lambda_{sc} \frac{dT}{dz} \approx 1$ кВт/м². Характерная величина теплового потока в горизонтальном направлении определяется главным образом тепловым излучением от дымовых газов и горячих стенок печи. Приняв характерную температуру дымовых газов и стенок равной 700°C , оценим тепловой поток на стружку как $q_y \approx \frac{1}{2} \sigma_0 T^4 \approx 37,6$ кВт/м². Таким образом, тепловой поток в горизонтальном направлении более чем на порядок превосходит тепловой поток в вертикальном направлении. Принимаем двумерную модель, при которой теплоперенос рассматривается в поперечном сечении печи, в вертикальном направлении им можно пренебречь. Погрешность, которая вносится при переходе от трехмерной к двумерной постановке, равна $q_z / q_y \approx 2-3$ %.

Зональная модель. Для постановки задачи воспользуемся зональной моделью [2, 3]. Сущность зональных методов заключается в делении излучающей системы на зоны и замене непрерывного распределения температур и физических характеристик прерывным, состоящим из конечного числа однородных участков (зон). При этом поверхность границы системы подразделяется на n изотермических оптически однородных непрозрачных поверхностных зон, а объем V , заполненный излучающей и поглощающей средой, – на m изотермических оптически однородных объемных зон. В рассматриваемом случае это позволяет понизить размерность задачи до двумерной.

Основой зональной модели является уравнение переноса энергии в рабочем пространстве печи, которое в нестационарном режиме имеет вид [5]

$$c_{p,g} \rho_g \frac{\partial T_g(r)}{\partial t} + \text{div} [c_{p,g} \rho_g \vartheta(r) T_g(r) - \lambda_g \text{grad} T_g(r)] = q_c(r) - \text{div} q_r(r). \quad (1)$$

Данное уравнение описывает сопряженный теплообмен между дымовыми газами, муфельной трубой и футеровкой (стенками) печи. Все коэффициенты (1) зависят от координаты r и температуры дымовых газов T_g . Для его решения необходимо знать: 1) распределение скоростей $\vartheta(r)$ газовых потоков в объеме печи; 2) объемную плотность тепловых источников $q_c(r)$; 3) объемную плотность радиационных источников $\text{div} q_r$; 4) условия теплообмена на граничных поверхностях.

Всю печь по высоте разобьем на N одинаковых зон (рис. 3) так, что если высота всей печи равна H_f , то высота каждой из зон $dh = H_f / N$. Характерная высота зоны для сохранения точности счета и поддержания достаточно высокой скорости расчетов должна составлять около 0,1 м. Зоны (расчетные области печи) нумеруются сверху вниз в направлении перемещения стружки. При этом допускаем, что газы перемешиваются в каждой зоне равномерно, так что отсутствует температурная неоднородность в поперечном сечении зоны. При таком допущении температура дымовых газов зависит только от одной вертикальной координаты z .

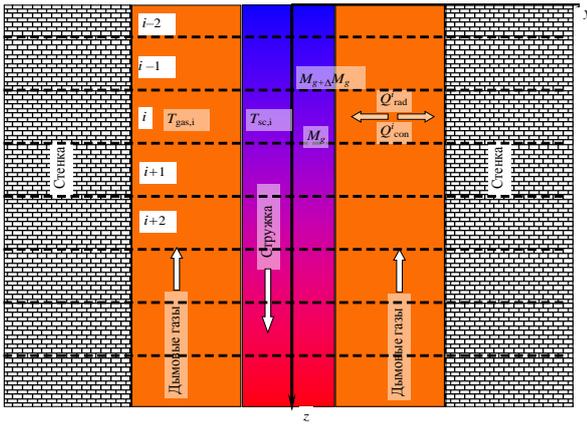


Рис. 3. Зональная модель работы муфельной печи

Тогда для каждой отдельной зоны запишем балансное соотношение, представляющее собой закон сохранения энергии:

$$\begin{aligned} & \left\{ c_{p,g}(T_g^{i+1})T_g^{i+1} - c_{p,g}(T_g^i)T_g^i \right\} M_{g,i+1} + \\ & + \delta M_{oil,i} \Delta z_i Q_{oil} = Q_{cv} + Q_r + \delta M_{oil,i} \Delta z_i \times \\ & \times \left\{ c_{p,oil}(T_g^{i+1})T_g^{i+1} - c_{p,oil}(T_{oil}^{(0)})T_{oil}^{(0)} \right\} + \\ & + \delta M_{wat,i} \Delta z_i \left\{ c_{p,wat}(T_g^{i+1})T_g^{i+1} - c_{p,wat}(T_{wat}^{(0)})T_{wat}^{(0)} \right\}, \\ & i = 1 \dots N. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь Δz_i – высота i -й зоны печи. Первое слагаемое в левой части уравнения представляет собой изменение энтальпии дымовых газов, пришедших в i -ю зону из $(i-1)$ -й зоны; второе – это теплота, выделившаяся при сгорании паров масла в данной зоне. В правой части уравнения стоят стоки теплоты: Q_{cv} и Q_r – конвективный и радиационный тепловые потоки от дымовых газов на тепловоспринимающие поверхности в данной зоне, [Вт/м]; третье и четвертое слагаемые – тепловая мощность в расчете на единицу высоты печи, которую необходимо затратить, чтобы нагреть пары масла и воды, образовавшиеся в данной зоне, до температуры смеси дымовых газов $T_g^i = \frac{1}{V} \iiint \tilde{T}_{g,i}(\mathbf{r}) dV$; $T_{oil}^{(0)}$ и $T_{wat}^{(0)}$ – температуры кипения масла и воды при нормальных условиях; $\delta M_{oil,i}$ и $\delta M_{wat,i}$ – массы масла и воды, испарившихся в i -й зоне, в расчете на единицу высоты печи. Более подробно уравнение для температуры дымовых газов будет рассмотрено ниже.

На первый взгляд (2) кажется простым и может быть сразу разрешено относительно T_g^i . Однако для нахождения ряда величин, входящих в данное уравнение (а именно Q_r , Q_{cv} , $\delta M_{oil,i}$, $\delta M_{wat,i}$), необходимо решить сложнейшую сопряженную задачу радиационно-конвективного теплообмена в муфельной печи.

Модель нагрева стружки. Одним из наиболее важных и в то же время сложных процессов является внутренний теплообмен в пространстве муфеля. Хотя основную массу (95–97 %) составляет металл стружки, СОЖ также играет важную роль в теплообмене, поскольку его составляющие (вода и масло) испаряются, а теплота испарения достаточно существенна в общем балансе тепловой энергии.

Как уже было отмечено [1], внутренний теплообмен можно рассматривать как тепло- и массоперенос взаимопроникающих континуумов соответственно металла, воды и масла с учетом изменения агрегатного состояния последних, а также паров воды и масла, выходящих через отверстия в стенках муфеля в топку (рабочее пространство) печи. При этом движение паров масла и воды осуществляется навстречу движению стружки (принцип противотока). Это движение описывается сложными процессами фильтрации с учетом избыточного давления паров и сопротивления материала стружки. Однако если отверстия для выхода паров расположены достаточно часто, то, как будет показано ниже, фильтрация не играет существенной роли в теплообмене. Следует отметить, что суммарная теплоемкость СОЖ составляет несколько процентов от теплоемкости металла стружки, а теплота испарения, играющая более значительную роль (~10–20 %), может быть учтена в рамках более простой модели квазиоднородной дисперсной среды, обладающей некоторыми усредненными свойствами. Рассмотрим подробнее все эти вопросы, связанные с внутренним теплообменом в муфеле.

При нагреве стружки происходит испарение СОЖ. Мы будем рассматривать два основных компонента, входящие в СОЖ, – воду и масло. Процесс испарения жидкости с внутренней поверхности пористого тела в общем случае описывается сопряженной системой дифференци-

альных уравнений второго порядка для полей температуры и влагосодержания материала [4], которая в одномерном случае имеет вид:

$$\begin{aligned} & \left[(1-\varepsilon)\rho_s c_{p,s} + \varepsilon\rho_g c_{p,g} \right] \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_g c_{p,g} W_g \frac{\partial T}{\partial x} = \\ & = -J_{fg} L_f + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left\{ \lambda_s (1-\varepsilon) + \lambda_g \varepsilon \right\} \frac{\partial T}{\partial x} \right]; \end{aligned} \quad (3)$$

$$J_{fg} = \frac{\varepsilon S (\rho_{ev} - \rho_g)}{\sqrt{2\pi RT / M}}; \quad (4)$$

$$W_g = -\frac{K_0}{\mu} \nabla p; \quad (5)$$

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_g W)}{\partial x} = J_{fg}. \quad (6)$$

Здесь ε – пористость стружки; S – удельная внутренняя поверхность стружки, 1/м; J_{fg} – поток испаряющегося вещества в единице объема среды, кг/(с·м³); W_g – скорость фильтрации паров через пористое тело, м/с; L_f – теплота испарения жидкости, Дж/кг; ρ_g , ρ_{ev} – плотность паров жидкости в точке и плотность насыщенных паров данной жидкости соответственно; K_0 – проницаемость стужки, м²; μ – динамическая вязкость паров жидкости, кг/(м·с).

Уравнение (3) представляет собой уравнение энергии, (4) – закон Герца-Кнудсена для потока паров жидкости, испаряющейся с поверхности тела с температурой T , (5) – закон Дарси (уравнение фильтрации), (6) – закон сохранения массы (уравнение неразрывности). Решение задачи об испарении СОЖ при нагреве стружки в постановке (3)–(6) требует знания большого числа коэффициентов, характеризующих пары СОЖ. Эти коэффициенты, к сожалению, невозможно найти в справочной литературе. Учитывая, что содержание СОЖ в стружке невелико (2–3 %), мы можем упростить модель испарения СОЖ. Для этого выполним ряд оценок.

Площадь поперечного сечения муфельной трубы $S_{muf} = 0,153 \text{ м}^2$, а периметр сечения – $L_{muf} = 1,5 \text{ м}$. Характерная величина теплового потока, падающего на муфельную трубу, составляет около $q = 20 \text{ кВт/м}^2$. Если в стружке содержится массовая доля $p_{wat} = 1,5 \%$ воды, то на еди-

ницу высоты муфельной трубы при насыпной плотности стружки $\rho_{sc} = 900 \text{ кг/м}^3$ приходится $M_{wat} = S_{muf} \rho_{sc} p_{wat} \approx 2 \text{ кг/м}$. Для ее испарения необходимо затратить энергию $Q_{wat} = M_{wat} L_{wat} = 2 \text{ кг/м} \cdot 2260 \text{ кДж/кг} = 4,52 \text{ МДж/м}$. Тогда, если считать, что при достижении температуры кипения воды вся энергия, падающая на муфельную трубу, идет на испарение воды, то продолжительность этого процесса составит

$$t_{evap} \approx \frac{Q_{wat}}{q L_{muf}} \approx 150 \text{ с.}$$

Это означает, что вся вода должна испариться за время порядка 2–3 мин. Такая средняя интенсивность процесса испарения позволяет воспользоваться однотемпературной моделью, в которой стружка и СОЖ до испарения имеют одинаковую температуру, а также не рассматривать детальную кинетику испарения СОЖ.

Оценим скорость ухода паров СОЖ из стружки в рабочее пространство печи. Для высокопористого тела удельная поверхность может быть найдена по формуле: $S = 6(1-\varepsilon)/d_s$, где d_s – характерный размер твердых частиц, образующих скелет пористого тела. Приняв $\varepsilon = 0,9$ и $d_s \approx 2 \text{ мм}$, имеем $S \approx 300 \text{ м}^{-1}$. Проницаемость пористого тела может быть оценена как $K_0 = \varepsilon^3 / 5S^2 \approx 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Вязкость углекислого газа, который является одним из основных компонентов дымовых газов, при температуре 200 °С и давлении 1 атм составляет $\mu = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м·с)}$ [6]. Тогда даже при градиенте давления в 1 Па/м пары испарившейся СОЖ будут удаляться в рабочее пространство печи со скоростью около 10 см/с. Максимальное расстояние 15–20 см от центра муфельной трубы до ее края пары жидкости пройдут за время 1–2 с. Эти оценки позволяют при расчете принять допущение, что пары СОЖ удаляются из муфеля в рабочее пространство печи мгновенно.

Важной составной частью модели является учет изменений энтальпии воды и масла, поскольку они испытывают фазовые превращения, и их процентное содержание изменяется. Вообще говоря, при кипении жидкости изменяется соотношение жидкой и газообразной фаз,

а температура держится постоянной, равной температуре кипения. При этом задача состоит в определении неизвестной границы зоны кипения, что является очень сложной численной задачей. С точки зрения численных расчетов, значительно более удобной выглядит схема, в которой теплота фазовых переходов L учитывается с помощью модифицированной теплоемкости [7]. Тогда для описания испарения воды и масла мы воспользуемся известным приближением для решения задачи Стефана (задача с движущимися границами). В этом приближении теплота испарения жидкости включается в эффективную теплоемкость в узком температурном диапазоне в окрестности точки испарения.

Пусть $\varphi_{wat}(x, y)$ – концентрация воды в точке (x, y) , $\varphi_{oil}(x, y)$ – концентрация масла в данной точке, а T_{wat} и T_{oil} – температуры кипения воды и масла соответственно. Тогда для эффективной теплоемкости стружки можем записать:

$$c_{p,eff}(x, y, T) = \begin{cases} \varphi_{sc} C_{p,sc}(T) + \varphi_{gas} C_{p,gas}(T) + \varphi_{wat}(x, y) C_{p,wat}(T) + \\ + \varphi_{oil}(x, y) C_{p,oil}(T), & T < T_{wat} - \frac{\Delta T_{wat}}{2}; \\ \varphi_{sc} C_{p,sc}(T) + \varphi_{gas} C_{p,gas}(T) + \varphi_{wat} \frac{L_{wat}}{\Delta T_{wat}} + \\ + \varphi_{oil} C_{p,oil}(T), & T_{wat} - \frac{\Delta T_{wat}}{2} \leq T \leq T_{wat} + \frac{\Delta T_{wat}}{2}; \\ \varphi_{sc} C_{p,sc}(T) + \varphi_{gas} C_{p,gas}(T) + \varphi_{oil} C_{p,oil}(T); & T_{wat} + \frac{\Delta T_{wat}}{2} \leq T \leq T_{oil} - \frac{\Delta T_{oil}}{2}; \\ \varphi_{sc} C_{p,sc}(T) + \varphi_{gas} C_{p,gas}(T) + \varphi_{oil} \frac{L_{oil}}{\Delta T_{oil}}; & T_{oil} - \frac{\Delta T_{oil}}{2} \leq T \leq T_{oil} + \frac{\Delta T_{oil}}{2}; \\ \varphi_{sc} C_{p,sc}(T) + \varphi_{gas} C_{p,gas}(T), & T_{oil} + \frac{\Delta T_{oil}}{2} < T. \end{cases} \quad (7)$$

Данное выражение для теплоемкости удовлетворяет закону сохранения энергии. Для массовых долей стружки, воды, масла и газа в поровом пространстве справедливо соотношение:

$$\varphi_{sc} + \varphi_{gas} + \varphi_{wat}(x, y) + \varphi_{oil}(x, y) = 1; \quad (8)$$

$$\varphi_{wat}(x, y) = 0, \quad \text{если } T(x, y) > T_{wat} + \frac{\Delta T_{wat}}{2};$$

$$\varphi_{oil}(x, y) = 0, \quad \text{если } T(x, y) > T_{oil} + \frac{\Delta T_{oil}}{2}.$$

Температурные интервалы ΔT_{wat} , ΔT_{oil} выбираются из соображений корректности численного счета.

Будем полагать далее, что теплообмен внутри муфеля осуществляется в рамках модели пористой среды, описываемой законом Фика с некоторым эффективным коэффициентом теплопроводности λ_{ef} . Для кондуктивной составляющей теплопереноса воспользуемся формулой (13), для лучистой – (31), а конвективной составляющей будем пренебрегать. Тогда для каждой зоны печи нагрев стружки внутри муфельной трубы может быть описан нестационарным двумерным уравнением теплопроводности:

$$c_{p,ef}(T_{sc}) \rho_{sc}(T_{sc}) \frac{\partial T_{sc}(x, y, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{ef}(T_{sc}) \frac{\partial T_{sc}(x, y, t)}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ef}(T_{sc}) \frac{\partial T_{sc}(x, y, t)}{\partial y} \right), \quad (9)$$

где $c_{p,ef}$ определяется (7). В силу симметрии задачи мы можем рассматривать только четвертую часть сечения печи, как это показано на рис. 3. Тогда на границах BO и OC могут быть поставлены адиабатические граничные условия:

$$\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{BO} = 0; \quad \lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{OC} = 0. \quad (10)$$

Граничные условия для уравнения (9) на границе BC получаются из условия непрерывности теплового потока внутри и снаружи муфеля

$$\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{BC} = q_{rad} + q_{con} = q_{in}. \quad (11)$$

Здесь q_{rad} , q_{con} – радиационный и конвективный потоки, падающие на поверхность муфеля в i -й зоне печи. Нахождение этих потоков представляет собой отдельную задачу, о кото-

рой речь пойдет ниже. Здесь мы отметим лишь один момент. Стенка муфеля является достаточно тонкой (ее толщина составляет 10 мм). Сам муфель не перемещается, и после прогрева печи и выхода ее на стационарный тепловой режим работы он находится в квазистационарных тепловых условиях. Это означает, что тепловой поток, падающий на поверхность муфельной трубы со стороны дымовых газов, будет равен потоку, падающему на границу стружки со стороны стенки муфельной трубы. Тогда температура поверхности стружки $T_{sc}|_{BC}$ и температура наружной поверхности муфельной трубы связаны в рамках предлагаемой модели следующим уравнением:

$$q_{in} = \frac{1}{R_{muf}} (T_{muf} - T_{sc}|_{BC}), \quad (12)$$

где $R_{muf} = \lambda_{muf} / H_{muf}$ – тепловое сопротивление стенки муфельной трубы.

Начальным условием для первой зоны печи является условие равенства температуры стружки во всем сечении начальной температуре

$$T_{sc}(x, y)|_{t=0} = T_{sc,0}. \quad (13)$$

Далее стружка перемещается последовательно и равномерно по всем зонам печи, так что распределение температуры стружки по поперечному сечению муфеля на выходе из $(i - 1)$ -й зоны является начальным распределением температуры стружки для i -й зоны.

Таким образом, дивергенция потока теплоты расходуется на изменение энтальпии (теплосодержания) единицы объема дисперсной среды (стружки). Движение стружки предполагается стационарным со скоростью v , постоянными во времени остаются также все другие параметры стружки. Скорость перемещения стружки определяется производительностью установки P (кг/ч), насыпной плотностью стружки ρ_{sc} и площадью сечения муфельной трубы S_{muf}

$$v = \frac{P}{3600\rho_{sc}S_{muf}}. \quad (14)$$

Время пребывания стружки в отдельно взятой зоне печи высотой Δz_i определяется как $\Delta t_i = \Delta z_i / v$. Так, для рассматриваемой кон-

струкции печи производительностью 2000 кг/ч скорость перемещения стружки равна 4 мм/с, а время пребывания стружки в зоне высотой 10 см – 25 с.

Модель теплопереноса в высокотемпературном рабочем пространстве печи. При температурах дымовых газов 500–1000 °С доля теплового излучения в общем тепловом балансе может составлять до 70–80 %. Поэтому общий подход к моделированию процесса нагрева стружки в муфельной печи состоит в том, чтобы как можно более точно учесть перенос излучения, а конвективный теплоперенос описать в приближении средней по сечению скорости дымовых газов и закона Ньютона для теплообмена.

Расчет переноса излучения в высокотемпературном рабочем пространстве муфельной печи требует учета таких факторов, как селективность излучения, поглощение и рассеяние участвующих в процессе газовых компонент; процессы многократного переизлучения; сложная геометрия излучающего объема и ограничивающих его поверхностей. Точное определение характеристик лучистого теплообмена требует решения уравнения переноса излучения [8]. При условии локального термодинамического равновесия данное уравнение выражает закон сохранения энергии при ее распространении в поглощающей, излучающей и рассеивающей среде. Это уравнение имеет вид

$$l\nabla I_{\lambda}(r, l) + [\chi_{\lambda}(r) + \sigma_{\lambda}(r)]I_{\lambda}(r, l) = \chi_{\lambda}(r)B_{\lambda}(T(r)) + \frac{\sigma_{\lambda}(r)}{4\pi} \int_{4\pi} p_{\lambda}(r, l, l')I_{\lambda}(r, l')d\Omega', \quad (15)$$

где $I_{\lambda}(r, l)$ – спектральная интенсивность излучения в точке r в направлении l ; $\chi_{\lambda}(r)$, $\sigma_{\lambda}(r)$ – спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния соответственно; $B_{\lambda}(T)$ – спектральная интенсивность излучения черного тела при температуре T ; $p_{\lambda}(r, l, l')$ – индикатриса рассеяния излучения при его взаимодействии с элементарным объемом среды.

Граничные условия к (15) определяются процессами излучения и отражения на граничных поверхностях. В общем виде эти условия могут быть записаны в форме [11]

$$I_{\lambda}(M, l) \Big|_{(l-n)<0} = I_{0\lambda}(M, l) + \frac{1}{\pi} \int_{2\pi} \rho_{\lambda}(M, l, l') I_{\lambda}(M, l')(l'n) d\Omega', \quad (16)$$

где $\rho_{\lambda}(M, l, l')$ – спектральный коэффициент отражения границы; $I_{0\lambda}(M, l)$ – спектральная интенсивность собственного или пропущенного извне излучения в точке M границы; n – внешняя нормаль к границе.

Для расчета переноса излучения необходимо на основе решения уравнений (15), (16) для поля интенсивностей излучения определить две вспомогательные энергетические величины, необходимые для последующего вычисления температуры среды, а именно объемную плотность радиационных источников теплоты $\text{div} Q_r$ в каждой точке среды и локальные плотности результирующего радиационного потока $q_w^r(P)$ на тепловоспринимающие поверхности (футеровки и муфеля). Вычисляются эти характеристики с использованием следующих соотношений:

$$\text{div} Q_r = \int_0^{\infty} \chi_{\lambda}(r) \left(4\pi B_{\lambda}(T(r)) - \int_{4\pi} I_{\lambda}(r, l) d\Omega \right) d\lambda; \quad (17)$$

$$q_w^r(M) = \int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} \times \left(\int_{2\pi} I_{\lambda}(M, l)(ln) d\Omega - \pi B_{\lambda}(T_w(M)) \right) d\lambda; \quad (18)$$

$$q_s(r, t) = -\lambda_m(T) \frac{\partial T_m(r, t)}{\partial n} \Big|_{reW} = \alpha_m (T_g - T_m(r, t)) + q_{res.m}(r). \quad (19)$$

Эти уравнения должны решаться с учетом внутренней геометрии муфельной печи и оптических свойств среды (прежде всего, печных газов) в инфракрасном диапазоне. Как правило, достаточно рассмотрения спектрального диапазона 1–7 мкм, на долю которого приходится 95 % теплового излучения для температур 500–1500 °С печной среды.

Отметим, что для решения уравнения переноса излучения нами использовался численный

метод, разработанный М. Л. Германом [9, 10]. Численное решение данного уравнения включает в себя кусочно-аналитические решения на элементах пространственного разбиения расчетного объема. Основой указанного метода является комбинация метода дискретных ординат [11] и трассировки луча [11, 12]. В последнем случае интенсивность излучения определяли вдоль траектории луча с учетом оптических и геометрических свойств среды и граничной поверхности путем использования кусочно-аналитических решений (14). Для пространственной дискретизации расчетной области использовали метод конечных элементов [13], что позволило описывать сложные конфигурации и сохранять совместимость с расчетными схемами для других механизмов переноса энергии.

Для корректного расчета переноса излучения внутри печи необходимо знание оптических характеристик дымовых газов в достаточно широком спектральном диапазоне. В данной работе мы следовали подходу, изложенному в [10].

В состав продуктов сгорания природного газа, которым отапливается рабочее пространство печи, входят молекулярные газы (СО, СО₂, Н₂О и др.). Эти газы оптически активны в инфракрасной области спектра. Традиционные методы расчета излучательной способности смеси газов требуют больших затрат машинного времени, что связано с необходимостью суммирования по малым спектральным интервалам порядка 10⁻³ см⁻¹.

Для расчета излучательной способности смеси молекулярных газов для задач моделирования режимов работы газопламенных печей необходим метод, который при хорошей точности расчета обеспечивает небольшое время счета. Для этих целей оптимальной является методика, описанная в [14]. В этой работе вычисление спектрального коэффициента поглощения дымовых газов проводится по формуле

$$\chi(\lambda, T) = \frac{0,3}{\tilde{t}^2} \sum_{i=1}^{N_g} p_i \exp \left[A_i(\lambda) + \frac{B_i(\lambda)}{\tilde{t}} + \frac{C_i(\lambda)}{\tilde{t}^2} \right], \quad (20)$$

где $\tilde{t} = 0,001 T$; p_i – парциальное давление i -го газа в смеси; $A_i(\lambda)$, $B_i(\lambda)$ и $C_i(\lambda)$ – эмпирически подобранные коэффициенты, полученные

на основе анализа большого массива экспериментальных данных [15]. Формула (20) применима в диапазоне температур 300–3000 К, при этом ошибки аппроксимации не превышают 10 %. Данный подход является наиболее оптимальным по соотношению точность – универсальность.

Конвективный теплообмен в муфельной печи. Конвективный теплообмен в муфельной печи составляет от 5 до 20 % в общем балансе энергообмена, поэтому он может быть учтен в рассматриваемой модели посредством закона Ньютона. Тогда мощность суммарных конвективных потерь Q_{cv} на тепловоспринимающих поверхностях печи внутри рабочего пространства в (21) может быть определена интегрированием по данным поверхностям в пределах зоны

$$Q_{cv,i} = \iint_{S_i} \alpha_g (T_g(z) - T_w(z)) dS. \quad (21)$$

Температуры газа $T_g(z)$ и поверхностей $T_w(z)$ (имеются в виду внутренняя поверхность стен и поверхность муфельной трубы) определяются из решения соответствующих задач, речь о которых пойдет ниже. Теперь нас интересует определение коэффициентов конвективного теплообмена. Общий подход состоит в использовании зависимости критерия Нуссельта (безразмерного коэффициента конвективного теплообмена) от чисел Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа.

В проблеме расчета тепловых режимов проходных печей в качестве характерного пространственного размера L_{ef} выбирают эквивалентный диаметр печи, который равен диаметру круга, имеющего такую же площадь проходного сечения:

$$L_{ef} = D_{ef} = \sqrt{\frac{4S_{fur}}{\pi}}. \quad (22)$$

В рассматриваемом случае $S_{fur} = 0,897 \text{ м}^2$ и $D_{ef} \approx 1,07 \text{ м}$. Число Нуссельта определяется как $Nu = \alpha_{cv} D_{ef} / \lambda_{gas}$, число Рейнольдса – $Re = UL_{ef} / \nu$, число Прандтля – $Pr = \nu / a = \nu \rho_{gas} \times c_{p,gas} / \lambda_{gas}$, Грасгофа – $Gr = g \beta L_{ef}^3 \Delta T / \nu^2$. Здесь

α_{cv} – коэффициент конвективного теплообмена газа и твердой поверхности, Вт/(м²·К); U – скорость движения дымовых газов внутри печи, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; β – термический коэффициент объемного расширения (для идеальных газов он равен $\beta = 1/T$); a – температуропроводность дымовых газов; ν – коэффициент кинематической вязкости дымовых газов, м²/с.

Для определения критерия Нуссельта внутри печи в [18] предложены следующие соотношения:

$$Nu = \begin{cases} 0,15 \zeta Pr^{0,33} Re^{0,43}, & Re < 2000; \\ 0,023 \zeta Pr^{0,4} Re^{0,8}, & Re > 2000. \end{cases} \quad (23)$$

В данном выражении фигурирует поправочный коэффициент ζ (величина порядка единицы), который зависит от соотношения длины печи (в нашем случае высоты) и эффективного диаметра туннеля печи D_{ef} . Значения этого коэффициента приведены в [16]. Так, для $H_{fur}/D_{ef} = 1 - \zeta = 1,9$; $5 - \zeta = 1,44$; $10 - \zeta = 1,28$.

Оценим коэффициент конвективного теплообмена, который дает эта формула применительно к рассматриваемой конструкции печи: температура дымовых газов $T_{gas} = 800 \text{ °C}$; температура тепловоспринимающих поверхностей $T_{wall} = 600 \text{ °C}$; скорость дымовых газов $U = 1 \text{ м/с}$; соотношение высоты печи к ее эффективному диаметру печи $\frac{H_{fur}}{D_{ef}} = 4$. Для выбранной T_{gas} : $\rho_{gas} = 0,33 \text{ кг/м}^3$; $c_{p,gas} = 1264 \text{ Дж/(кг·К)}$; $\lambda_{gas} = 0,09 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; $a = 2,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда: $Re \approx 8230$; $Pr \approx 0,6$. По (23) $Nu \approx 43,2$, что дает $\alpha_{cv} \approx 3,63 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Теплоперенос в стенках печи (квазистационарное приближение). При моделировании тепловых режимов печи нас интересуют прежде всего установившиеся режимы, когда вся конструкция печи прогрета и имеет стационарное распределение температуры. Для расчета таких режимов можно воспользоваться квазистационарным приближением. В рамках этого приближения тепловой поток, падающий на стенку печи со стороны дымовых газов, равен потоку, который отдает наружная поверхность стенки в окружающее пространство.

Стенка печи состоит из четырех слоев (рис. 4): 1 – слой шамота $L_1 = 230$ мм; 2 – слой легковесного шамота $L_2 = 150$ мм; 3 – лист асбеста $L_3 = 5$ мм; 4 – стальной лист $L_4 = 5$ мм. Обозначения для температур на границах слоев приведены на рис. 4. Каждый из четырех слоев имеет свое тепловое сопротивление в направлении распространения теплового потока. Эти сопротивления определяются следующими выражениями:

$$R_1 = \lambda_1 / L_1; \quad R_2 = \lambda_2 / L_2; \quad R_3 = \lambda_3 / L_3; \\ R_4 = \lambda_4 / L_4. \quad (24)$$

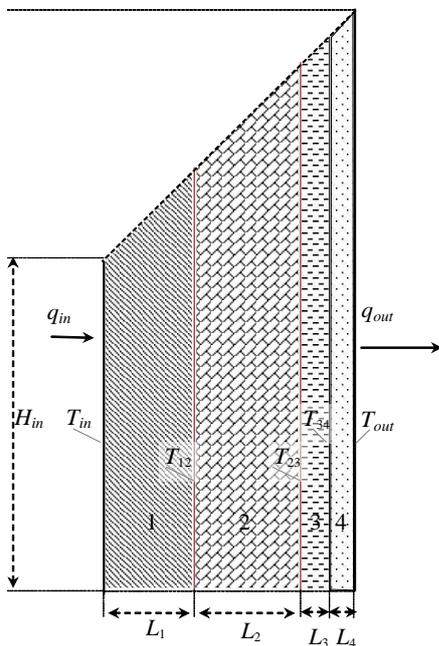


Рис. 4. Геометрическая схема расчета теплового поля в ограждающей конструкции печи

Теплопроводности слоев в (24) берутся при средней температуре в данном слое, например $\lambda_2 = \lambda_2 \left(\frac{T_{12} + T_{23}}{2} \right)$. В силу симметрии мы можем рассмотреть только половину стенки, как это показано на рис. 4. Геометрия стенок рассматриваемой печи такова, что площадь внутренней поверхности меньше, чем площадь наружной. Чтобы учесть это обстоятельство в нашей модели, введем следующие обозначения:

$$H_1 = H_{in} + L_1; \quad H_2 = H_1 + L_2; \quad H_3 = H_2 + L_3; \\ H_{out} = H_3 + L_4. \quad (25)$$

Задача состоит в том, чтобы по известной плотности теплового потока, падающего на внутреннюю поверхность стенки, определить температуры на границах всех четырех слоев и наружной поверхности печи. Тогда можем записать следующую систему уравнений для расчета температурного поля в стенке печи в квазистационарном приближении:

$$q_{in} H_{in} = q_{out} H_{out} = \\ = \left\{ \alpha_{out} (T_{out} - T_0) + \varepsilon_{out} \sigma (T_{out}^4 - T_0^4) \right\} H_{out}; \quad (26)$$

$$q_{out} H_{out} = \frac{T_{34} - T_{out}}{R_4} \left(\frac{H_{out} + H_3}{2} \right); \quad (27)$$

$$\frac{T_{34} - T_{out}}{R_4} \left(\frac{H_{out} + H_3}{2} \right) = \frac{T_{23} - T_{34}}{R_3} \left(\frac{H_3 + H_2}{2} \right); \quad (28)$$

$$\frac{T_{23} - T_{34}}{R_3} \left(\frac{H_3 + H_2}{2} \right) = \frac{T_{12} - T_{23}}{R_2} \left(\frac{H_2 + H_1}{2} \right); \quad (29)$$

$$\frac{T_{12} - T_{23}}{R_2} \left(\frac{H_2 + H_1}{2} \right) = \frac{T_{in} - T_{12}}{R_1} \left(\frac{H_{in} + H_1}{2} \right). \quad (30)$$

Здесь T_0 – температура окружающей среды; α_{out} – коэффициент конвективного теплообмена для наружной поверхности печи Вт/(м·К); ε_{out} – степень черноты наружной поверхности печи. Можно видеть, что для нахождения температур на границах слоев необходимо решить систему из пяти нелинейных уравнений. Нелинейность здесь связана не только с четвертой степенью температуры в (26), но и с зависимостью от температуры теплопроводности и степени черноты. Для системы (26)–(30) падающий тепловой поток считается заданным параметром. Однако этот поток определяется из решения задачи радиационно-конвективного теплообмена внутри печи, так что падающий на стенку поток зависит от ее температуры. Поэтому при численном решении всей сопряженной задачи теплообмена использовалась итерационная процедура, в которой последовательно уточнялись температура на внутренней поверхности печи и падающий на эту стенку поток до достижения определенной точности.

Для того чтобы закончить обсуждение вопроса о квазистационарной модели расчета

температурного поля в стенке печи, нам необходимо рассмотреть способ определения коэффициента конвективного теплообмена для наружной поверхности печи. Теплообмен для наружных стенок печи будет определяться соотношением для свободноконвективного теплообмена, приведенным в [17]:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,96\text{Ra}^{1/6}, \quad \text{Ra} \in (1, 200); \\ \text{Nu} &= 0,54\text{Ra}^{1/4}, \quad \text{Ra} \in (200, 8 \cdot 10^6); \\ \text{Nu} &= 0,15\text{Ra}^{1/3}, \quad \text{Ra} \in (8 \cdot 10^6, 3 \cdot 10^{10}). \end{aligned} \quad (31)$$

Здесь $\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{out}} L_{\text{ef},w}}{\lambda_{\text{gas}}}$ – критерий Нуссельта;

$$\text{Ra} = \frac{g\beta L_{\text{ef},w}^3 (T_{\text{out}} - T_0)}{\nu_{\text{air}} a_{\text{air}}} \quad \text{– критерий Рэлея; } g \text{ –}$$

ускорение свободного падения; β – термический коэффициент объемного расширения (для идеальных газов $\beta = 1/T$); a_{air} – температуропроводность воздуха; ν_{air} – коэффициент кинематической вязкости воздуха. Все коэффициенты в (31) должны вычисляться при температуре $T = (T_{\text{out}} + T_0)/2$, характерный размер стенки $L_{\text{ef},w}$ определяется как отношение общей площади боковой поверхности стенки к ее периметру. Для рассматриваемой печи $L_{\text{ef},w} \approx 0,36$ м. Тогда для температуры наружной поверхности 120 °С и температуры окружающей среды 20 °С имеем следующую оценку: $a_{\text{air}} = 2,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\nu_{\text{air}} = 1,85 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\text{Ra} \approx 1,46 \cdot 10^8$; $\text{Nu} \approx 79$ и соответственно $\alpha_{\text{out}} \approx 6,23$ Вт/(м²·К).

Тепловой режим дымовых газов. Расчет динамики движения дымовых газов в рассматриваемой печи в общем случае требует решения трехмерного уравнения Навье – Стокса, сопряженного с трехмерным уравнением для температуры газа. Как было показано выше, конвективный теплообмен в общем тепловом балансе печи составляет 10–20 %. Тогда модель, описывающая динамику дымовых газов с погрешностью в 10–15 %, приводит к погрешности в расчете общего баланса печи на уровне 1–3 %. Поэтому, с точки зрения поиска оптимальной высоты печи путем моделирова-

ния, такая погрешность вполне приемлема, при этом движение и теплообмен в дымовых газах целесообразно описывать в рамках той же зональной модели.

В рассматриваемой печи существует несколько источников поступления дымовых газов:

1) дымовые газы, образующиеся при сжигании природного газа в горелках. Теоретическое количество сухого воздуха, необходимое для полного сгорания сухого газообразного топлива, определяется согласно методике, описанной в [18]. Оно равно $V_{\text{gas}} = 10,48$ (нм³ воздуха на нм³ газа). Принимая плотность воздуха 1 кг/м³, а плотность газа 0,7 кг/м³, получим более универсальную характеристику $V_{\text{gas}} = 14,97 \approx 15$ (кг воздуха на кг газа). В нашей модели предполагается, что газ в горелках сжигается с коэффициентом избытка воздуха α_{gas} ;

2) пары воды, если она присутствует в СОЖ;

3) дымовые газы, образованные при частичном сжигании испарившегося масла. В рассматриваемой печи сжигается масло И-20 (С – 86,5 %; Н₂ – 12,8 %; N₂ – 0,4 %; O₂ – 0,25 %; S – 0,03 %; W – 0). Расчет количества воздуха, необходимого для сжигания данного масла по методике, изложенной в [18], дает величину $G_{\text{oil}} = 11,075 \approx 11$ (кг воздуха на кг масла).

Рассмотрим подробнее процесс сгорания паров масла после их испарения в муфеле и попадания в рабочее пространство печи. Пусть плотность паров масла равна $\rho_{\text{oil}}^{(0)}$. При избытке окислителя (в данном случае это кислород воздуха) и температуре окружающего пространства T горение газообразного топлива может быть описано следующим уравнением [19]:

$$\frac{d\rho_{\text{oil}}}{dt} = W_{\text{oil}} = \rho_{\text{oil}}^{(0)} k_0 \exp\left[-\frac{E_{\text{oil}}}{RT}\right]. \quad (32)$$

Здесь скорость экзотермических химических реакций описывается зависимостью Аррениуса; k_0 – предэкспоненциальный множитель, с⁻¹; E_{oil} – энергия активации реакции, Дж/моль. Для горения метана CH₄, который по своим свойствам близок к парам масла [20], эти константы равны: $k_0 = 2,62 \cdot 10^8$ с⁻¹; $E = 130$ кДж/моль.

Если ввести в рассмотрение степень конверсии топлива как $\eta = \rho_{oil} / \rho_{oil}^{(0)}$, то полное сгорание топлива будет соответствовать $\eta = 0$. Тогда, полагая, что газ находится в изотермических условиях, для времени его полного сгорания τ_c имеем оценку

$$\int_1^0 d\eta = \int_0^{\tau_c} k_0 \exp\left[-\frac{E_{oil}}{RT}\right] dt \Rightarrow \Rightarrow \tau_c = \frac{1}{k_0} \exp\left[\frac{E_{oil}}{RT}\right]. \quad (33)$$

Для температуры 500 °С – $\tau_c = 2,3$ с; 700 °С – 0,4 с; 900 °С – 0,003 с. Если высота зоны печи dh (~0,1 м), а скорость дымовых газов U_g (~1 м/с), то время пребывания газов в зоне $\tau_u = dh/U_g$ может быть как больше, так и меньше времени сгорания паров масла (в зависимости от температуры газов в зоне). Поэтому в каждой зоне печи будет определяться доля сгоревших паров масла по формуле

$$\eta_{oil} = \begin{cases} 1, & \tau_c \leq \tau_u; \\ \frac{U_g}{dHk_0} \exp\left[\frac{E_{oil}}{RT}\right], & \tau_c > \tau_u. \end{cases} \quad (34)$$

Движение дымовых газов вверх по рабочему пространству печи с достаточной для практики точностью мы можем учесть посредством уравнения неразрывности

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \text{div}[U_g \rho_g (T_g(z))] = \frac{\delta G_g(z)}{S_{fur}}. \quad (35)$$

Здесь S_{fur} – площадь проходного сечения печи; $\delta G_g(z)$ – источник поступления газа в печное пространство, связанный с испарением СОЖ в стружке ($[\delta G_g] = \text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$). Величина $\delta G_g(z)$ для каждой зоны печи определяется из решения задачи о нагреве стружки в муфельной трубе. Пусть в i -й зоне печи на высоте от z до $z + dz$ в единицу времени испаряется $\delta G_{wat}(z)$ воды и $\delta G_{oil}(z)$ масла. Согласно принятому допущению пары масла, образовавшиеся в муфеле, выходят в рабочее пространство печи мгновенно. Туда же через фурмы печи равномерно подается воздух, идущий на сжигание паров масла с коэффициентом избытка α_{oil} .

Тогда в единицу времени количество дымовых газов в печи на высоте z изменяется на величину $\delta G_g(z) = (1 + \eta_{oil} \alpha_{oil} G_{oil}) \delta G_{oil}(z) + \delta G_{wat}(z)$. Начальное количество дымовых газов в низу печи, обусловленное только сжиганием природного газа, равно: $\delta G_g|_{z=H_f} = (1 + \alpha_{gas} V_{gas}) G_{gas}$, где G_{gas} – расход сжигаемого природного газа (кг/с).

Уравнение (35) должно быть дополнено начальным условием $U_g|_{z=H_f} = U_0$. Начальная скорость дымовых газов обусловлена конечной скоростью их истечения из горелок. Для горелок, установленных в рассматриваемой печи, характерные скорости истечения пламени находятся в диапазоне 50–100 м/с. Учитывая то обстоятельство, что площадь проходного сечения печи составляет около 1 м², а площадь сечения сопла горелки ~0,02 м², в качестве начальной скорости выберем величину $U_0 = 1$ м/с.

В используемой в работе системе координат стружка перемещается в положительном направлении оси z , а дымовые газы – в отрицательном. В рамках зональной модели будем рассматривать одномерное движение газа вверх по рабочему пространству печи. Тогда, полагая, что плотность дымовых газов не зависит явно от времени, приходим к следующим выражениям для скорости газа:

$$-\frac{d}{dz}[U_g \rho_g] = \frac{\delta G_g(z)}{S_{fur}}; \quad (36)$$

$$U_g(z) = U_0 + \frac{1}{S_{ef} \rho_g} \int_z^{H_f} \delta G_g(\xi) d\xi = U_0 + \frac{1}{S_{ef} \rho_g} \times \quad (37)$$

$$\times \int_z^{H_f} ((1 + \eta_{oil} \alpha_{oil} G_{oil}) \delta G_{oil}(\xi) + \delta G_{wat}(\xi)) d\xi;$$

$$\delta G_g|_{z=H_f} = (1 + \alpha_{gas} V_{gas}) G_{gas}. \quad (38)$$

Данные уравнения должны быть дополнены уравнением состояния газа, в качестве которого может быть использовано уравнение состояния для идеального газа

$$p = \rho_g \frac{RT}{M_g}. \quad (39)$$

Молярная масса дымовых газов определяется следующим выражением:

$$M_g = \frac{1}{N_g \sum_{j=1}^{N_g} \frac{\xi_j}{M_j}}, \quad (40)$$

где ξ_j – массовая доля газового компонента в смеси; N_g – общее число компонентов в смеси.

Уравнения для температуры дымовых газов в предлагаемой зональной модели имеют вид:

$$G_g(z)c_{p,g} \frac{dT_g}{dz} = q_{in}(z) - q_{out}(z); \quad (41)$$

$$q_{in}(z) = q_{oil}^{(+)} = \eta_{oil} \delta G_{oil}(z) Q_{oil}; \quad (42)$$

$$q_{out}(z) = (Q_{met}(z)P_{muf} + Q_{wall}(z)P_{fur}) + q_{wat} + q_{oil}^{(-)} + q_{fg}; \quad (43)$$

$$q_{wat} = \delta G_{wat}(z) \times \{c_{p,wat}(T_g(z))T_g(z) - c_{p,wat}(T_{wat}^{(0)})T_{wat}^{(0)}\}; \quad (44)$$

$$q_{oil}^{(-)} = (1 - \eta_{oil}) \delta G_{oil}(z) \times \{c_{p,oil}(T_g(z))T_g(z) - c_{p,oil}(T_{oil}^{(0)})T_{oil}^{(0)}\}; \quad (45)$$

$$q_{fg} = \eta_{oil} \delta G_{oil}(z) \{c_{p,g}(T_g(z))T_g(z) - c_{p,g}(T_{oil}^{(0)})T_{oil}^{(0)}\} + \eta_{oil} \alpha_{oil} G_{oil} \delta G_{oil} \{c_{p,g}(T_g(z))T_g(z) - c_{p,g}(T_{air}^{(0)})T_{air}^{(0)}\}. \quad (46)$$

Здесь $q_{oil}^{(+)}$ – удельный тепловой поток, образующийся при сгорании паров масла, Вт/м; $q_{oil}^{(-)}$ – тепловой поток, идущий на нагрев негоревших паров масла; q_{wat} – тепловой поток, идущий на нагрев паров воды, Вт/м; q_{fg} – то же на нагрев вновь образовавшихся дымовых газов, Вт/м; Q_{met}, Q_{wall} – результирующий тепловой поток, падающий на поверхность муфельной трубы и внутреннюю поверхность стенок печи соответственно, Вт/м²; P_{muf}, P_{fur} – периметр поперечного сечения муфельной трубы и внутренней поверхности стенок печи соответственно, м; $T_{wat}^{(0)}$ – температура кипения воды, К; $T_{oil}^{(0)}$ – то же масла, К; $T_{air}^{(0)}$ – температура подогрева воздуха, подающегося на горение и на разбавление паров СОЖ, К.

ВЫВОД

Таким образом, приведенная выше система уравнений является замкнутой и позволяет решить поставленную задачу – отыскать оптимальную высоту муфельной печи. Численный

расчет и оптимизация параметров печи будут представлены в следующем сообщении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяконов, О. М. Исследование процесса нагрева металлической стружки (Часть 1) / О. М. Дьяконов // Вестник БНТУ. – 2007. – № 6. – С. 42–50.
2. Блох, А. Г. Теплообмен излучением: справ. / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
3. Лисиенко, В. Г. Зональная модель теплообмена при нагреве металла в пламенных печах / В. Г. Лисиенко // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1972. – № 8. – С. 154–158.
4. Лыков, А. В. Теория сушки / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1968.
5. Лыков, А. В. Тепломассообмен: справ. / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1973.
6. Таблицы физических величин: справ. / под ред. И. К. Кикоина. – М.: Атомиздат, 1976.
7. Самарский, А. Г. Математическая физика / А. Г. Самарский. – М.: Наука, 1975.
8. Адзериho, К. С. Радиационный теплообмен в двухфазных средах / К. С. Адзериho, Е. Ф. Ноготов, В. П. Трофимов. – Минск: Наука и техника, 1987.
9. Герман, М. Л. Влияние оптических свойств двухфазной среды и граничной поверхности на радиационный теплообмен в топочных камерах: дис. ... канд. физ.-мат. наук / М. Л. Герман. – Минск, 1993.
10. Численное решение уравнения переноса излучения в поглощающей, излучающей и рассеивающей среде со сложной 3-D геометрией / В. И. Тимошпольский [и др.] // ИФЖ. – 2005. – Т. 78, № 1. – С. 138–147.
11. Menguc, M. Inverse Radiation Problem in Axisymmetric Cylindrical Media / M. Menguc, S. Manickavasagam // J. Heat Transfer. 1993. – Vol. 23. – P. 479–489.
12. Васильев, Л. Л. Теплофизические свойства пористых материалов / Л. Л. Васильев, С. А. Танаева. – Минск: Наука и техника, 1971.
13. Zienkiewicz, O. C. The Finite Element Method in Engineering Science / O. C. Zienkiewicz // McGraw Hill. – London, 1971. – P. 38–49.
14. О методике расчета оптических характеристик селективно излучающих газов / М. Л. Герман [и др.] // ИФЖ. – 2002. – Т. 75, № 1. – С. 128–132.
15. Ferriso, C. C. Empirically determined infrared absorption coefficients of H₂O from 300 to 3000 K / C. C. Ferriso, C. V. Ludvig, A. L. Thompson // JQSRT. – 1966. – Vol. 6, № 3. – P. 241–275.
16. Казанцев, Е. И. Промышленные печи: справ. руководство для расчетов и проектирования / Е. И. Казанцев. – М.: Металлургия, 1975.
17. Мартыненко, О. Г. Свободноконвективный теплообмен / О. Г. Мартыненко, Ю. А. Соковишин. – Минск: Наука и техника, 1982.
18. Теплотехнический справочник: в 2 т. / под ред. В. Н. Юрьева, П. Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1975.
19. Вильямс, Ф. А. Теория горения / Ф. А. Вильямс. – М.: Наука, 1971.
20. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М.: Физматлит, 2003.

Поступила 5.05.2007