

Повышение равномерности температурного поля в топливных печах за счет рециркуляции печных газов

Работа посвящена исследованию влияния газодинамических характеристик печных газов на равномерность температурного поля и как следствие, качество нагрева металла в нагревательных печах. С помощью математического моделирования исследовано влияние крупномасштабной прикорневой и мелкомасштабной рециркуляции на формирование температурного поля в рабочем пространстве печей. Ил. 4. Табл. 2. Библиогр.: 6 назв.

Ключевые слова: моделирование, рециркуляция печных газов, нагревательные печи, равномерность температурного поля, качество нагрева

The article is devoted to the research of influence of gasodynamic characteristics of furnace gases on the uniformity of temperature field and as a result the quality of metal heating in the heating furnaces. With the help of mathematical modeling it was investigated the influence of large scaled radical and small scaled recycle on the formation of temperature field in the furnace body.

Keywords: modeling, recycle of furnace gases, heating furnaces, uniformity of temperature field, heating quality

Введение

Метод создания равномерного температурного поля в топливных печах за счет рециркуляции печных газов впервые предложен в докладе В. Е. Грум-Гржимайло «Новая камерная печь с уравнивающей температурой рециркуляцией печных газов» на третьем теплотехническом съезде в 1926 году. В резолюции съезда отмечено, что «гидравлическая теория переходит в новую стадию развития, основываясь не только на законах статики, но и на законах гидродинамики» [1].

Дальнейшее развитие теории конструирования и конструкций рециркуляционных печей связано с работами А. У. Пуговкина [2], Л. А. Неймарка и В. Д. Брука [3], А. Е. Еринова и Р. Д. Пилипенко [4], В. Б. Модылевского, О. П. Крицкого, других исследователей и ученых.

Рециркуляционное движение печных газов подробно проанализировано в книге В. И. Губинского [5]. Показано, что все реальные режимы движения печных газов представляют собой сочетание идеализированных режимов идеального вытеснения (ИВ) и идеального перемешивания (ИП) и отличаются соотношением скорости вытеснения и перемешивания газовых объемов. Анализ тепловой работы печей с помощью одномерной слоевой схемы теплообмена при идеальном вытеснении был впервые применен А. В. Ковалевым, С. Е. Ростковским и А. С. Невским.

В работе [5] проанализировано уравнение тепловой работы печных газов с учетом различных условий их циркуляции и характера выгорания топлива в факеле. Получены обобщенные зависимости характера изменения температуры газов вдоль печи в различных режимах циркуляции: ИВ, ИП, вытеснения с компенсированным перемешиванием (ВП), рециркуляционного режима (РЦ) и режима «короткого замыкания» (КЗ).

В большинстве рассмотренных работ исследовалась внутренняя крупномасштабная рециркуляция печных газов, подразумевающая их возврат в движение в прикорневой зоне факела. Создание таких крупномасштабных рециркуляционных потоков в печах напрямую зависит от величины энергии печных газов, выраженной в работе [5] посредством удельной энергии циркуляции. Управление величиной энергии печных газов возможно за счет изменения скоростей истечения реагентов горения, размеров дымовых окон в печи и их расположения.

Постановка задачи

В работе [6] предложена математическая модель нагревательной печи с петлеобразной траекторией движения печных газов, основанная на решении уравнения теплового баланса и предназначенная для исследования влияния рециркуляции печных газов на равномерность температурного поля в рабочей камере.

Схема движения печных газов с их крупномасштабной рециркуляцией и с петлеобразной траекторией в нагревательной печи показана на рис. 1а. Необходимыми условиями для создания такой рециркуляции являются:

1. Достаточная величина кинетической энергии печных газов для обеспечения их движения по траектории максимальной длины, и захвата дыма с последующим транспортированием его вдоль всей траектории движения. Она может быть найдена по формуле:

$$N = \frac{\rho_{0z} \cdot w_{0z}^3 \cdot F_z \cdot \left(1 + \frac{L_z}{2R}\right)^2 + \rho_{0g} \cdot w_{0g}^3 \cdot F_g \cdot \left(1 + \frac{L_g}{2R}\right)^2 - \rho_{0d} \cdot w_{0d}^3 \cdot F_d \cdot \left(1 + \frac{L_d}{2R}\right)^2}{2} \quad (1)$$

где ρ_{0z} , ρ_{0g} , ρ_{0d} – плотность топлива воздуха и дыма при н. у., кг/м³; \bar{w}_{0z} , \bar{w}_{0g} , \bar{w}_{0d} – среднерасходные скорости при н. у., м/с; F_z , F_g , F_d – проходное сечение соответственно газового сопла, возду-

шного сопла и дымового окна, м². На величину кинетической энергии печных газов влияют как динамические их характеристики, так и конструктивные параметры самой печи и ее элементов.

При вычислении кинетической энергии потока печных газов (1) учитывается кинетическая энергия реагентов горения и кинетическая энергия дымовых газов, зависящая, в том числе, от проходного сечения дымового окна.

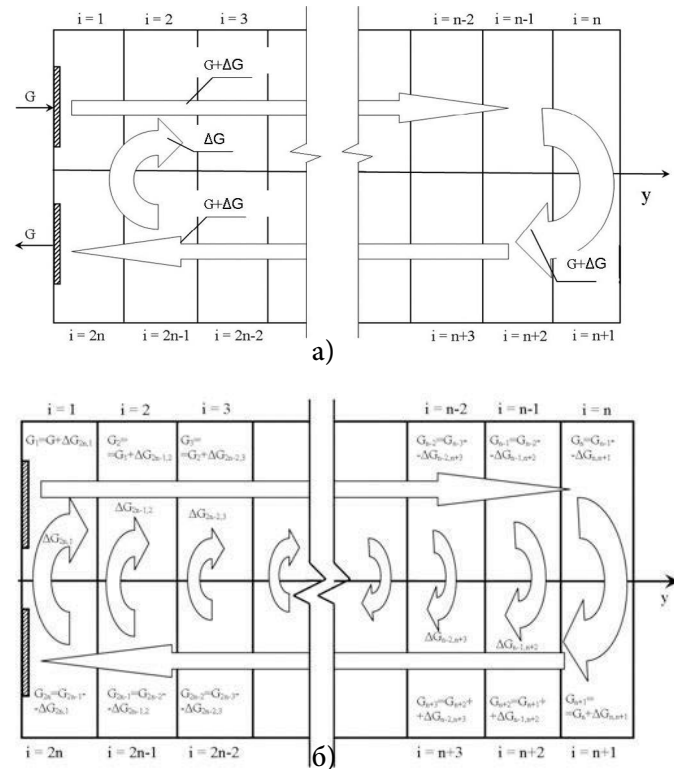


Рис. 1. Траектория движения печных газов при внутренней крупномасштабной (а) и мелкомасштабной (б) рециркуляции G – массовый расход печных газов, кг/с; ΔG – массовый расход крупномасштабной рециркуляции печных газов, кг/с; ΔG_{ij} – массовый расход локальной рециркуляции печных газов, перетекающих через ось y из зоны i в смежную с ней зону $j = 2n - i + 1$, кг/с.

Кинетическая энергия печных газов расходуется на преодоление потерь давления на всех i – участках траектории их движения от горелки к дымовым окнам с учетом их кратности рециркуляции K_{reci} :

$$N = K_{reci}^3 \cdot \lambda_{эксв} \cdot \left(1 + \frac{t_d}{273}\right)^2 \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{L_{cpi}}{d_{эксви}} \cdot \frac{\rho_{00i} \cdot \bar{w}_{00i}^2}{2} \cdot y_d \right) \quad (2)$$

где L_{cpi} – длина траектории движения печных газов на i -м участке, $d_{эксви}$ – эквивалентный диаметр i -го участка движения газов в печи.

2. Конструктивно близкое расположение горелки и дымового окна, обеспечивающее возможность захвата отработанных дымовых газов струями «свежей» смеси топлива, воздуха и продуктов горения в первых зонах печи (см. рис. 1, зоны 1 и 2);

3. Отсутствие препятствий (металла) на траектории по ходу движения печных газов как минимум в первых зонах, в которых происходит интенсивное горение топлива.

В то же время характер рециркуляции печных газов может иметь другие причины и иной, чем рассмотренный выше, характер. В большинстве случаев исключить контакт печных газов с нагреваемым металлом не удастся. Дымовые газы, омывая нагреваемую садку, отдают теплоту конвекцией и теряют свой энергетический потенциал. Наличие препятствий на пути движения печных газов приводит к возникновению локальных зон циркуляции.

На рис. 1б приведена схема движения печных газов с локальными рециркуляционными зонами. Локальные турбулентные вихри вовлекают в массообменные процессы слои печных газов, движущихся как в прямом, так и обратном направлении относительно границы условного разделения потока печных газов на прямую и обратную траекторию движения (см. рис. 1б, ось y).

Перемешивание газов в локальных зонах через границу разделения потоков называется далее мелкомасштабной или локальной рециркуляцией. Наличие и степень развития локальных зон циркуляции печных газов может изменять режим движения печных газов в широких пределах: от режима «короткого замыкания» до развитого декомпенсированного перемешивания с возвратом части массового расхода газа в начальный участок траектории их движения (т. н. рециркуляционного режима). Промежуточный режим называется режимом вытеснения с компенсированным перемешиванием (режим ВП). Возникновение того или другого движения в реальных условиях зависит от величины энергии струй печных газов.

Величина массового расхода мелкомасштабной рециркуляции печных газов ΔG_{ij} определяется из функции распределения плотности потока массы продуктов сгорания через границу раздела прямой и обратной траекторий их движения. Для этого, в частности, в работе [6] использована следующая зависимость:

$$\Delta G_{ij} = \begin{cases} 0, & 1 \leq i \leq n/2 \\ k_p(G/n) \cdot (b+1) \cdot |l_i|^b, & n/2 < i \leq n \\ 0, & n < i \leq 3n/2 \\ k_p(G/n) \cdot (b+1) \cdot |l_i|^b, & 3n/2 < i \leq 2n \end{cases} \quad (3)$$

В формуле (3) приняты обозначения: $l_i = 2y_i / L_{mp}$ – относительная длина зоны мелкомасштабной рециркуляции; $y_i = \Delta y(i-1/2)$ – координата центра зоны i ; $\Delta y = L_{mp} / n$ – длина зоны i ; b – показатель степени функции распределения; $k_p = K_{reci} - 1$ – коэффициент, учитывающий кратность рециркуляции печных газов, ($k_p \geq 0$); i и j – номера зон выхода и входа потока рециркулирующих

газов, связанные соотношением $j = 2n - i + 1$. $L_{\text{пет}}$ – длина петлеобразной траектории движения печных газов.

Результаты исследования рециркуляции печных газов в рабочем пространстве печи

При моделировании работы печи ее рабочее пространство разбивалось на $i = 2n = 16$ расчетных элементов в соответствии с рис. 1б. В каждом элементе предполагалось идеальное перемешивание печных газов. На основе решения уравнения теплового баланса определялась температура газов в каждой из расчетных зон. В тепловом балансе учитывалось влияние рециркулирующих газов (с учетом доли мелкокомасштабной рециркуляции) и экспоненциальный характер выгорания топлива по траектории их движения в соответствии с рекомендациями [5]. Расчеты проводились методом последовательных приближений. Теплофизические свойства газов рассчитывались с учетом изменения температур и состава газовой смеси. Исследования проводились при минимальной и максимальной тепловой мощности агрегата. При максимальной тепловой мощности рассматривались случаи нагрева с минимальным и максимальным результирующим (по условиям теплопередачи) тепловым потоком от печных газов к металлу.

Доля локальной мелкокомасштабной рециркуляции печных газов в общей величине кратности рециркуляции определялась изменением величины показателя степени b в функции распределения величины мелкокомасштабной рециркуляции газов (3). При исследовании величину b изменяли от 0,1 до 100. Этот диапазон включает как случай равномерно распределенной локальной рециркуляции по всем попарно прилежащим зонам траектории движения печных газов (в пределе при $b \rightarrow 0$), так и полного исключения мелкокомасштабной рециркуляции (при $b \rightarrow \infty$), когда газы движутся по петлеобразной траектории, не обмениваясь массой и аналогично режиму «идеального вытеснения».

При исследовании влияния крупномасштабной прикорневой рециркуляции печных газов величина показателя степени функции в выражении (3) принята $b = 1$. На рис. 2 представлены результаты расчета температурного поля в печи при изменении кратности рециркуляции от 1 до 10 для режима нагрева с максимальной тепловой мощностью ($M = \max$) и минимальным результирующим тепловым потоком на металл ($q_{\text{рез}} = \min$). При других режимах нагрева характер температурного поля имеет аналогичный вид.

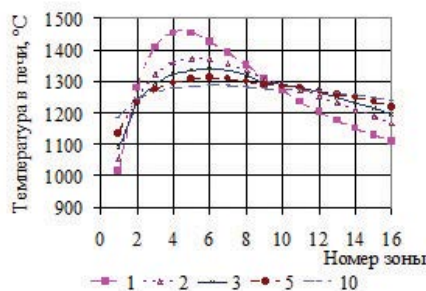


Рис. 2. Распределение температуры по зонам печи при $M = \max$; $q_{\text{рез}} = \min$

Обобщение исследований влияния кратности крупномасштабной рециркуляции печных газов приведено на рис. 3, где представлены зависимости максимального перепада температуры газов в печи при различных значениях $K_{\text{рец}}$ и тепловой мощности печи. При росте рециркуляции с $K_{\text{рец}} = 1$ до $K_{\text{рец}} = 4-5$ отношение перепада температуры к средней температуре печи снижается с 34 % до 14-16 %. Дальнейшее увеличение рециркуляции слабо влияет на изменение температурного поля газов.

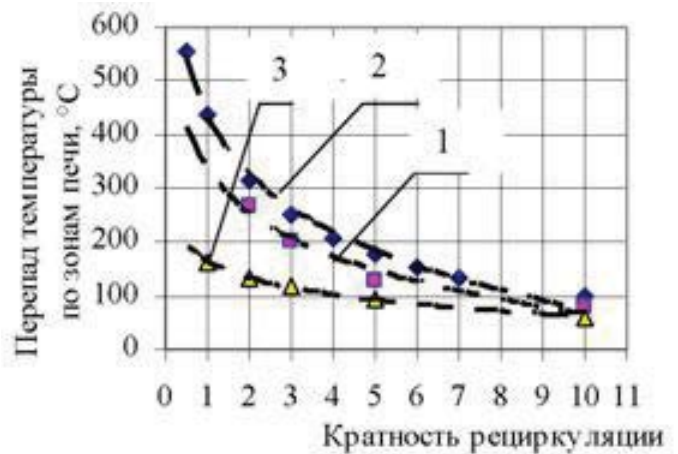


Рис. 3. Максимальный перепад температуры по зонам печи при $K_{\text{рец}} - \text{var}$

На рис. 4 и в табл. 2 приведены результаты моделирования температурного поля в печи при различной степени развития мелкокомасштабных рециркуляционных зон. Кривые (см. рис. 3.) могут быть использованы для оценки необходимого значения кратности рециркуляции, обеспечивающей допустимую неравномерность температурного поля в печи.

При исследовании влияния мелкокомасштабной рециркуляции распределение массового расхода печных газов (величина b формулы (3)) в смежных парах зон $1 - 2n \dots n - (n-1)$ (см. рис. 1) варьировалось в соответствии с табл. 1. При $b < 0,5$ доля прикорневой локальной рециркуляции печных газов не превышает 35 %. Значение $b = 0,5-1,5$ соответствует действительным условиям развития локальных вихревых зон в нагревательной печи с петлеобразной траекторией движения печных газов. При величине $b \geq 10,0$ наблюдается ярко выраженная прикорневая рециркуляция печных газов.

Таблица 1. Распределение массового расхода потоков печных газов по парам зон печи в зависимости от показателя степени b уравнения (3)

Величина параметра b в уравнении (3)	Распределение массового расхода печных газов, рециркулирующих через срединное сечение нагревательной печи в парах зон, %							
	1-16	2-15	3-14	4-13	5-12	6-11	7-10	8-9
0,1	13,53	13,13	12,44	10,9	10,9	12,44	13,13	13,53
1,0	21,86	15,59	9,41	3,14	3,14	9,41	15,59	21,86
10,0	47,94	2,06	0	0	0	0	2,06	47,94



Рис. 4. Зависимость перепада температуры в печи от степени развития локальной мелкомасштабной рециркуляции печных газов (параметр b)

Таблица 2. Результаты расчетов равномерности температурного поля в печи с переменной степенью развития локальной мелкомасштабной рециркуляции печных газов

Параметр	Значение степени b уравнения (3)			
	0,1	1,0	5,0	10
Максимальная температура в печи, $^\circ\text{C}$	1375	1372	1368	1367
Минимальная температура в печи, $^\circ\text{C}$	1041	1055	1077	1084
Перепад температуры по длине печи, $^\circ\text{C}$	334	317	291	283

Результаты расчетов показывают, что при изменении доли мелкомасштабной рециркуляции от нуля (при $b = 10$) до максимальной ее величины $K_{\text{рец.лок}} = 2$ (при $b = 0,1$) перепад температуры в печи увеличился более чем на 15 % [6]. Ухудшение равномерности нагрева связано с уменьшением градиента температур перемешивающихся газов и соответственного снижения интенсивности теплопереноса.

Выводы

На основе математического моделирования проведены численные исследования влияния газодинамических характеристик печных газов на равномерность температурного поля в печи.

Максимальная степень выравнивания температуры в печи связана с организацией крупномасштабной прикорневой рециркуляции печных газов. Существенное снижение неравномерности температурного поля по зонам печи достигается при повышении кратности крупномасштабной рециркуляции печных газов с кратностью $K_{\text{рец}} = 4-7$. Дальнейшее повышение величины рециркуляции малоэффективно.

При увеличении доли локальной мелкомасштабной рециркуляции неравномерность температурного поля в печи может вырасти до 15 %. Уменьшение влияния мелкомасштабной локальной рециркуляции возможно путем устранения препятствий и местных сопротивлений на пути движения печных газов.

Библиографический список

1. Труды съезда [Текст]: 10-18 ноября 1926 г., Москва / Всесоюзный теплотехнический съезд (Москва). – М.: Теплотехн. ин-т им. В. И. Гриневецкого и К. В. Кирша, 1926. – Т. 3. – Вып. 1. – 1927. – С. 137-153.
2. Пуговкин А. У. Рециркуляционные камерные печи / А. У. Пуговкин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
3. Исследование термической печи, оснащенной встроенными вентиляторами / В. Д. Брук, Л. А. Неймарк, Б. П. Брунь [и др.] // Печи и сушила машиностроительной промышленности. – М.: ВНИПИ Теплопроект. – 1977. – Вып. 42. – С. 44-51.
4. Пилипенко Р. А. Камерные термические печи прецизионного нагрева металла / Р. А. Пилипенко // Межд. симпоз. «ОТТОМ-2»: сб. докл. – Харьков: ННЦХФТИ. – 2001. – С. 20-25.
5. Губинский В. И. Теория пламенных печей / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
6. Еремин А. О. Организация регламентированного сжигания топлива в нагревательных печах с целью создания равномерного температурного поля / А. О. Еремин // Металлургическая теплотехника: сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: Новая идеология. – 2012. – Вып. 4 (19). – С. 78-83.

Поступила 16.05.2014

