

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА
И ВОЗДУХА В ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ
ПРИ ОБЪЁМНО-РЕГЕНЕРАТИВНОМ СПОСОБЕ
СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ**

Рассмотрено влияние динамических характеристик топлива и воздуха горения в горелках регенеративных промышленных печей на организацию объёмно-регенеративного сжигания топлива. Исследовано влияние температуры подогрева воздуха и теплоты сгорания топлива на режим его сжигания.

Одним из наиболее эффективных методов топливоиспользования, с точки зрения экономии топлива, экологии и достижения высокого качества нагрева металла в нагревательных топливных печах металлургии и машиностроения, является объёмно-регенеративный способ сжигания топлива [1]. Равномерно распределенное по объёму рабочего пространства печи горение топлива, отсутствие выраженных высокотемпературных очагов горения, реверсивное движение дымовых газов при объёмно-регенеративном сжигании создаёт условия стандартного и равномерного нагрева садки при снижении интенсивности образования вредных выбросов в атмосферу (в первую очередь, оксидов азота). Регламентированное перемешивание реагентов горения – топлива и воздуха позволяет поддерживать в печи малоокислительную атмосферу, что снижает окалинообразование в процессе нагрева металла. Небольшой искусственный физический недожог (до 5 %) в рабочем пространстве регенеративного нагревательного устройства не ухудшает технико-экономические характеристики печи, так как дожигание топлива происходит до входа дымовых газов в регенераторы или в первых слоях насадки. Тепловой потенциал выносимого из рабочего пространства несгоревшего топлива возвращается обратно в печь в виде физической теплоты воздуха. Это подтверждается результатами математического моделирования [2] и пятилетней эксплуатацией регенеративного нагревательного колодца, в котором реализован такой принцип сжигания топлива. На сегодняшний день средняя температура нагрева воздуха в регенераторах нагревательного

колодца составляет 800 – 1000 °С, экономия топлива достигает 5 кг.у.т./тонну годного. Максимальный расход топлива в колодце снизился с 2100 м³/час до 1500 м³/час. При этом существенно улучшилась равномерность нагрева металла, уменьшился угар, что подтверждено исследованиями теплотехнической лаборатории комбината «АрселорМиттал Кривой Рог» [3]. Регенеративный нагревательный колодец работает без остановок на холодные ремонты, связанных в типовых колодцах «Стальпроекта», в основном, с необходимостью ремонта неудовлетворительно работающих керамических рекуператоров, которые в реконструированном колодце были заменены шариковыми регенераторами.

На сегодняшний момент остаётся плохо изученным вопрос организации объёмно-регенеративного сжигания топлива для различных нагревательных устройств. Принцип выбора количества, геометрических параметров и взаимного расположения газовых сопел и каналов для подвода подогретого в регенераторах воздуха для горения описан в [1]. Не менее важным является и выбор динамических характеристик потоков топлива и воздуха в соплах и воздушных каналах горелочных узлов, при которых создаются такие условия перемешивания реагентов горения, при которых сжигание происходит во всём объёме рабочего пространства регенеративной нагревательной печи.

Настоящая работа посвящена разработке принципа выбора динамических характеристик реагентов горения для организации объёмно-регенеративного сжигания топлива. Исследовано влияние колебаний температуры подгрева воздуха в течение одного цикла нагрева воздуха в минирегенераторах на соотношение количества движения топлива и высокотемпературного воздуха, идущего на горение. Также рассмотрен вопрос режима работы горелочных устройств при разогреве насадки с холодного состояния до выхода её на квазистационарный режим.

При организации объёмно-регенеративного сжигания с искусственным разделением потоков топлива и воздуха в горелочном устройстве обеспечивается заданное качество перемешивания топлива и воздуха. Для лимитированного перемешивания реагентов горения необходимо не только физически разделить потоки топлива и подогретого воздуха, но и создать такие условия взаимодействия потоков, при которых влияние профиля струи топлива будет минимально изменять струю воздуха и наоборот. То есть, при проектировании горелочных узлов для объёмного сжигания топлива в регенеративных печах, одним из актуальных вопросов является верный расчёт формы, количества и геометрических размеров каналов для прохода воздуха и газо-

вых сопел, обеспечивающих заданные характеристики движения реагентов горения, их перемешивания и сжигания.

В большинстве случаев, в традиционных диффузионных горелочных устройствах, потоки топлива и воздуха строго параллельны или направлены под углом друг к другу. При этом топливная струя обычно находится в центре воздушного потока. Это связано со стремлением обеспечить максимально полное смешивание компонентов горения для предотвращения недожога в факеле и в печи. Изменение размеров газового сопла и общего диаметра горелки приводит к изменению длины факела и его жёсткости. Очевидно, что это объясняется изменением соотношения количества движения (импульса) топливного и воздушного потоков.

Решающее влияние соотношения количества движения этих потоков на выходе из горелки на результат взаимодействия реагентов горения показано в работе [4]. Принцип определяющей роли газовой струи по отношению к воздушному потоку лёг в основу эффективного способа управления траектории факела в нагревательных колодцах с качающейся горелкой. Доля количества движения газа в общем потоке составила около 85 %. Изменение направления газовой струи в вертикальной плоскости позволило управлять движением топливо-воздушной струи, тепловыделением в рабочей камере колодца и существенно улучшить равномерность нагрева слитков в нагревательных колодцах [5].

По аналогии с механикой в гидрогазодинамике количеством движения (иначе импульсом) секундного массового расхода среды называют произведение массового расхода среды (M , кг/с) на скорость её движения (W , м/с).

При равномерно распределённом профиле скоростей модуль количества движения текучей среды найдётся из выражения:

$$I = M \cdot W = F \cdot \rho \cdot W^2.$$

В случае расчёта реального потока это равенство принимает вид:

$$I = M \cdot \overline{\overline{W}} = F \cdot \rho \cdot \overline{W} \cdot \overline{\overline{W}},$$

где $\overline{\overline{W}} = k_2 \cdot W_{\text{ось}}$ – скорость второго усреднения скоростей по поперечному сечению потока, м/с; \overline{W} – скорость первого усреднения, используемая при расчёте расхода газа через поперечное сечение потока, м/с; k_2 – коэффициент усреднения скоростей по поперечному сечению потока при вычислении количества движения [6]. Так как в поставленной задаче нас интересует соотношение количества движения топлива и общего количества движения топливо-воздушной смеси, можно пользоваться формулой для равномерно распределённого профиля скоростей.

Для организации объёмно-регенеративного способа сжигания топлива необходимо, чтобы импульсы топлива и воздуха были приблизительно равны. Этим исключается взаимное влияние реагентов, а длина их пути перемешивания определится геометрическими размерами и взаимным расположением сопел и воздушных каналов.

В качестве примера рассмотрим сжигание природного газа с воздухом, подогретым в малогабаритных шариковых регенераторах с высокой поверхностью теплообмена. Диапазон изменения температуры подогрева окислителя в пределах одного цикла работы минирегенераторов охватывает все случаи – от минимального его значения (в конце периода нагрева воздуха в насадке минирегенератора) до максимального (сразу после перевода потоков воздуха на нагрев в регенеративной насадке).

Исходные данные для расчёта:

расход топлива в горелке – $V_{0T} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$;

действительный расход воздуха, идущего на горение (при коэффициенте расхода воздуха $n=1,1$) – $L_d = 10,37 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

плотность топлива при н.у. $\rho_{0T} = 0,97 \text{ кг/м}^3$;

плотность воздуха при н.у. $\rho_{0B} = 1,2875 \text{ кг/м}^3$;

минимальная температура подогрева воздуха t_B за установившийся цикл работы регенератора – $900 \text{ }^\circ\text{C}$;

максимальная температура подогрева воздуха – $1000 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура природного газа – $t_T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (подогрев топлива отсутствует);

диаметр газового сопла – 15 мм ;

эквивалентный диаметр воздушного окна – 400 мм .

Секундное количество движения топлива:

$$I_T = \rho_{0T} \frac{V_{0T}^2}{3600 \cdot f_T} \left(1 + \frac{t_T}{273}\right) = 0,97 \frac{40^2}{3600 \cdot \pi \frac{0,015^2}{4}} \left(1 + \frac{20}{273}\right) = 2618,3 \text{ Н}.$$

Секундное количество движения воздуха при $900 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$I_B^{900} = \rho_{0B} \frac{V_{0B}^2}{3600 \cdot f_B} \left(1 + \frac{t_B}{273}\right) = 1,2875 \frac{(40 \cdot 10,37)^2}{3600 \cdot \pi \frac{0,4^2}{4}} \left(1 + \frac{800}{273}\right) = 2107 \text{ Н},$$

где $V_{0B} = V_{0T} \cdot L_d$ – расход воздуха, идущего на горение.

Секундное количество движения воздуха при $1000 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$I_B^{1000} = \rho_{0B} \frac{V_{0B}^2}{3600 \cdot f_B} \left(1 + \frac{t_B}{273}\right) = 1,2875 \frac{(40 \cdot 10,37)^2}{3600 \cdot \pi \frac{0,4^2}{4}} \left(1 + \frac{1000}{273}\right) = 2286 \text{ Н}.$$

Здесь f_b и f_t – соответственно, эквивалентная площадь воздушно-го окна и газового сопла, m^2 .

Как видим значения импульсов топлива и воздуха в данном диапазоне температуры подогрева воздуха близки друг к другу.

Судить о том, какой из реагентов в топливно-воздушном потоке является ведущим, можно по простому соотношению – отношению количества движения одного из реагентов (например, топлива) к общему импульсу топлива и воздуха $I_t / (I_t + I_b)$. При равенстве этого отношения 0,5 – 0,6 можно считать, что струи реагентов друг на друга практически не влияют, внося в общую сумму импульса печных газов 50 – 60 %. В случае отклонения этой величины в большую или меньшую сторону секундное количество движения одного из реагентов имеет превалирующее значение над другим. Это увеличивает конвективное перемешивание в топливно-воздушном потоке и укорачивает факел, переводя сжигание из объемно-регенеративного в факельное.

В нашем случае отношение количества движения топлива к общему импульсу реагентов будет равно: в начале периода нагрева воз-

духа: $I_t / (I_t + I_b^{1000}) = \frac{2618,3}{2618,3 + 2286} = 0,534$ или 53,4%; в конце этого перио-

да: $I_t / (I_t + I_b^{900}) = \frac{2618,3}{2618,3 + 2107} = 0,554$ или 55,4%.

То есть, изменение отношения импульса топлива к общему импульсу реагентов при увеличении температуры подогрева воздуха за цикл работы регенератора на 100 °С составляет $\Delta I = (I_t / (I_t + I_b^{900}) - I_t / (I_t + I_b^{1000})) \times 100 \% = 55,4 - 53,4 = 2 \%$, что практически не сказывается на условиях смешивания топлива и воздуха.

Интерес представляет, как будет изменяться эта величина при снижении теплоты сгорания топлива. В таблице 1 и на рисунке 1 представлены результаты расчётов изменения отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов ΔI , в зависимости от действительного расхода воздуха, идущего на горение. Действительный расход воздуха изменяли от $1 m^3/m^3$ (для доменного газа) до $10 m^3/m^3$.

Таблица 1

Изменение отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов при различных действительных расходах воздуха

$L_d, m^3/m^3$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta I, \%$	0,06	0,24	0,5	0,81	1,17	1,4	1,64	1,82	1,94	2,01

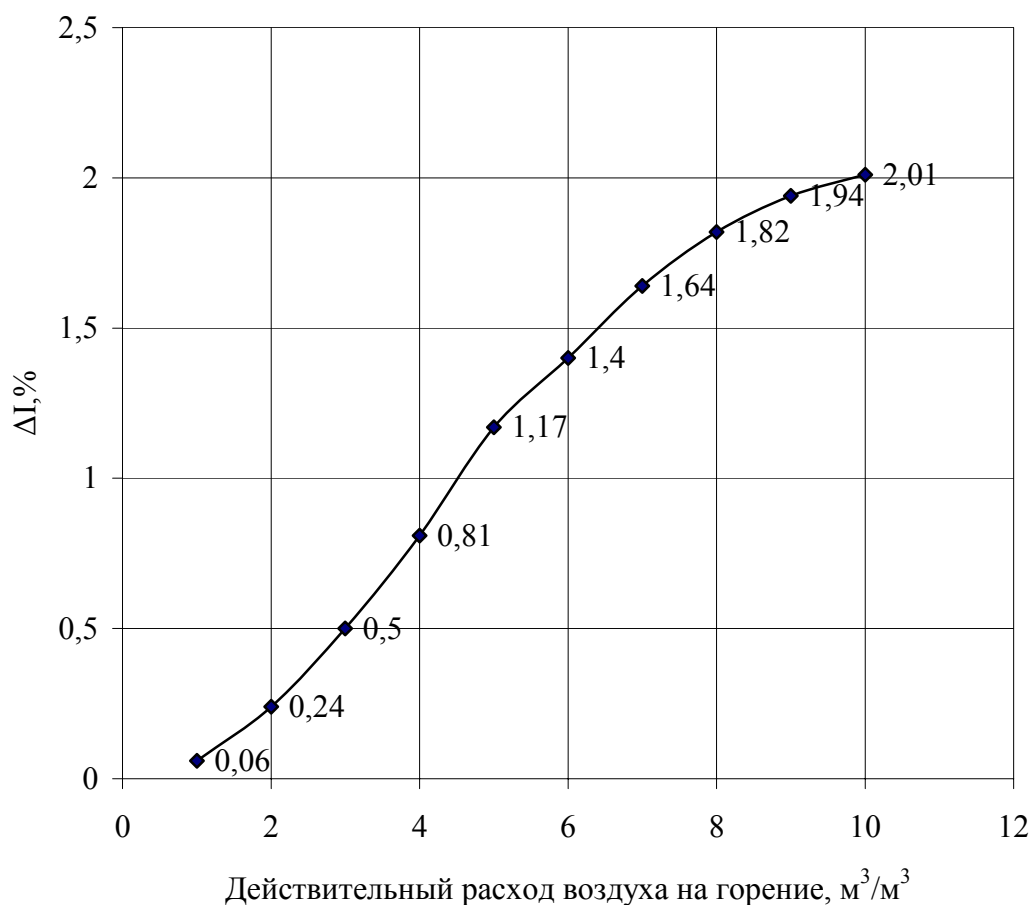


Рис. 1. Зависимость изменения отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов при различных действительных расходах воздуха

При оборудовании печей горелками для объёмно-регенеративного сжигания топлива представляет интерес их режим работы в процессе разогрева насадки малогабаритных регенераторов до номинальной рабочей температуры – то есть до момента выхода температуры насадки на квазистационарный режим. Решение этой задачи может дать ответ на вопрос о возможности применения объёмного сжигания топлива в термических печах с регенеративными теплообменниками, в которых используются сложные графики нагрева, предусматривающие широкий диапазон изменения температуры в печи.

Результаты расчета изменения отношения импульса топлива к суммарному импульсу реагентов горения при увеличении температуры подогрева воздуха в насадке минирегенератора от 0 °С до 1200 °С представлены в таблице 2. Исходные данные для расчёта приняты такими же, как и выше – в горелочном устройстве сжигается природный газ в количестве 40 м³/ч.

Таблица 2

Вид горения в зависимости от подогрева воздуха в регенераторах

$t_B, ^\circ\text{C}$	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$\frac{I_T}{I_T + I_B^a}, \text{H}$	84,2	79,6	75,5	71,8	68,4	65,3	62,5	60,0	57,6	55,4	53,4
Горение	ФК	ФК	ФК	ФК	ФК	ФК	ФК	ОР	ОР	ОР	ОР

В таблице обозначено: ФК – факельный способ сжигания топлива; ОР – объёмно-регенеративный способ сжигания топлива.

Из таблицы видно, что без изменения газодинамических характеристик струи топлива и воздуха (в первую очередь, за счёт площади поверхности отверстий истечения) невозможно обеспечить объёмно-регенеративное сжигание топлива в широком диапазоне температурных характеристик теплоносителя.

Очевидно, что отношение количества движения топлива к суммарному импульсу реагентов горения $\frac{I_T}{I_T + I_B^a}$ при уменьшении общей тепловой мощности (расхода топлива) от номинальной величины до нуля не изменится, так как снижение расхода топлива линейно связано с соответствующим уменьшением количества воздуха, подаваемого на горение. В случае, когда температура в печи изменяется незначительно, что соответствует режиму работы камерной нагревательной печи в режиме $t_{\text{печь}} = \text{const}$, лимитирующим звеном, ограничивающим применение объёмно-регенеративного сжигания топлива, является размер рабочего пространства нагревательного устройства. Динамическая характеристика топливовоздушной струи может не соответствовать геометрическим размерам печи. Длина пути перемешивания реагентов горения может оказаться меньше длины рабочего пространства, что приведёт к факельному способу сжигания топлива с вялым факелом.

Из результатов работы можно сделать следующие выводы.

Во-первых, для организации объёмно-регенеративного способа сжигания топлива необходимо таким образом рассчитывать площадь поперечного сечения топливного сопла и воздушного окна, чтобы при максимальной тепловой мощности и номинальной температуре подогрева воздуха в минирегенераторах иметь различие между количеством движения реагентов горения не более 10 %.

Во-вторых, диапазон изменения температуры подогрева воздуха в течение одного цикла работы минирегенераторов практически не изменяет соотношение количества движения воздуха и топлива и, следовательно, не переводит объёмно-регенеративный способ сжигания топлива в факельный.

В-третьих, при отоплении печи менее калорийным (по сравнению с природным газом) топливом изменение импульса воздуха, связанное с уменьшением температуры его подогрева в течение цикла работы минирегенератора, ещё менее существенно в силу уменьшения действительного расхода воздуха, идущего на горение.

В-четвёртых, горелочное устройство для объёмно-регенеративного сжигания топлива работает в определённом температурном интервале подогретого воздуха для номинальной мощности. При снижении температуры подогрева воздуха в минирегенераторах или при разогреве их насадки имеет место факельный способ сжигания топлива.

Список литературы

1. Пат. №26272 UA. Объёмно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу // Єрьомін О.О., Губинський В.Й, Сибір А.В. – Опубл. 10.09.2007, Бюл. №14.

2. Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Губинский В.И. Разработка и применение объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных печах // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2008. – №6. – С. 88 – 91.

3. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Волков В.Ф., Коротченков В.М., Тряпичкин М.Г. Реконструкция нагревательных устройств прокатного производства ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог» // *Труды XV международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии»*, НМетАУ, г. Днепрпетровск, Украина, 7 – 9 октября 2008 г. – Днепрпетровск: «Новая идеология», 2008. – С. 73 – 74.

4. Губинский В.И., Лу-Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

5. Горелка. Патент Великобритании № 1387391 от 16 июля 1975 г.

6. В.Д. Румянцев. Теория тепло- и массообмена: Учебное пособие. – Днепрпетровск: Пороги, 2006. – 532 с.

Рукопись поступила 26.06.2009 г.