

ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИКИ ФАКЕЛА ПЛОСКОПЛАМЕННОЙ ГОРЕЛКИ

Иванов Д.А., Сеничкин Б.К.

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», Магнитогорск, Россия (455000, Россия, Магнитогорск, пр. Ленина, 38), e-mail: pluton@inbox.ru

В печах косвенного радиационного нагрева тепловой поток на свод включает как лучистую, так и конвективную составляющие. На величину потока излучением, при прочих равных условиях, влияет толщина факела горелки. Однако исследований и данных по толщине факела плоскопламенных горелок проведено достаточно мало и этот параметр можно отнести к малоизученным. Неточность определения толщины факела может привести к относительной погрешности в расчёте теплового потока излучением на свод печи до 20%, а относительная погрешность в определении теплового потока на металл может составить до 10%. В данной работе на основании математического моделирования конечно-объемным методом произведено исследование процессов горения, течения, тепло- и массообмена в горелках ГР-85, ГР-175 и ГР-750. В результате исследований получены данные, позволяющие определить влияние исследуемых факторов (удельная тепловая мощность горелки, производительность горелки, температура подогрева воздуха) на распределение скоростей в факеле, кратность рециркуляции продуктов сгорания в факеле и на толщину факела горелки. Обнаружено, что с увеличением тепловой мощности горелки увеличивается кратность рециркуляции продуктов сгорания в факеле и его толщина.

Ключевые слова: плоскопламенная горелка, разомкнутый факел, газодинамика факела, рециркуляция газов.

ASPECT OF THE GAS DYNAMICS FLAME OF THE ROOF BURNER

Ivanov D.A., Senichkin B.K.

Magnitogorsk State Technical University n.a. G.I. Nosov, Magnitogorsk, Russia (455000, Magnitogorsk, Lenin avenue, 38), e-mail: pluton@inbox.ru

The thermal flow on the roof in furnaces of indirect radiating heating includes both radiant and convective components. The flow size radiation, other things being equal, is influenced by thickness of a flame. However, researches and data on thickness of a flame of roof burner are carried out insufficiently and this parameter can be reckoned as little-studied. Inaccuracy in determination of flame's thickness can lead to a relative error in calculation of a thermal flow by radiation on the furnace roof to 20%, and the relative error in definition of a thermal flow on metal can make to 10%. In this work, on the basis of mathematical modeling by a finite-difference solution research is carried out a processes of burning, a flow, heat-and-mass transfer in burners GR-85, GR-175 and GR-750. As a result of researches we have the data, allowing to define influence of studied factors (specific thermal power of a burner, productivity of a burner, temperature of preheated air) on velocity distribution in a burner, recirculation ratio of combustion products in a flame and for thickness of a flame. It is found that with increase in thermal power of a burner increases recirculation ratio of combustion products in a flame and the thickness of a flame increases, too.

Key words: roof burner, plane flame, gas dynamics flame, gas recycling.

Введение

В печах косвенного радиационного нагрева тепловой поток от факела плоскопламенной горелки к своду печи передаётся как излучением, так и конвекцией. В зависимости от режима работы доля радиационной составляющей может находиться в пределах 57–98% от общего теплового потока, воспринятого сводом. В существующих математических моделях [1; 5] для расчёта теплового потока излучением на свод печи необходимо знать три характеристики факела: температуру, степень черноты и газодинамическую толщину плоского разомкнутого факела. Для большей точности расчётов также учитывается излучение газов из зоны теплообмена с нагреваемым металлом. Наиболее малоизученным параметром из задаваемых при расчёте является газодинамическая толщина

факела горелки, которая в математических моделях, как правило, принимается постоянной [1; 5].

В результате неточного определения толщины факела относительная погрешность в расчётах теплового потока излучением на свод печи может составлять до 20%, а относительная погрешность в определении теплового потока на металл до 10%. Вносимые погрешности негативно влияют на возможности прогнозирования температурного состояния нагреваемого металла и искажают работу систем управления и контроля теплотехнических процессов.

Цель исследования

Получение дополнительной информации о факторах, влияющих на газодинамику факела плоскопламенной горелки. Анализ влияния удельной тепловой мощности горелки, производительности горелки и температуры подогрева воздуха горения на скорость газов в факеле, кратность рециркуляции продуктов сгорания в факеле и на газодинамическую толщину факела горелки. Представление зависимости исследуемых параметров от влияющих факторов в числовой форме для использования в инженерных и научных расчётах.

Методы исследования

Газодинамика факела плоскопламенной горелки определяется процессами горения, изменения объёма, рециркуляции газов в факеле и т.д. Математическое моделирование газодинамики с учётом только части реально существующих процессов вносит существенные ограничения в возможности переноса результатов, полученных при моделировании на реальные объекты. В связи с этим для анализа исследуемых параметров были составлены точные компьютерные геометрические модели плоскопламенных горелок марок ГР-85, ГР-175, ГР-750, которые установлены в рабочих камерах различных размеров (табл. 1).

В геометрической модели камеры с горелкой были выделены 8 характерных участков с различными граничными условиями (рис. 1). Типы граничных условий (ГУ) и числовые значения приведены в табл. 2. Непосредственные расчёты уравнения Навье–Стокса для слабосжимаемой жидкости совместно со стандартной k - ϵ моделью турбулентности и уравнением смешения, уравнения конвективно-диффузионного переноса, уравнения энергии, уравнения состояния, диффузионной модели излучения (P1), пульсационной модели горения производились в программном комплексе FlowVision.

Существенную сложность представляет определение конвективной составляющей в тепловом потоке от факела плоскопламенной горелки к своду печи в связи с тем, что существующие расчётные методики позволяют лишь приближённо, с учётом целого ряда допущений, определить параметры данного вида конвективного теплообмена и не

учитывают влияние температуры подогрева воздуха, удельной тепловой мощности горелки, температуры свода печи и др. параметров.

Таблица 1 – Размеры рабочих камер

Марка горелки	Удельная тепловая мощность горелки, кВт/м ²	Высота, м	Длина, м	Ширина, м
ГР-85	250	0,65	0,8	0,5
	250	0,65	0,633	0,633
	150	0,65	0,817	0,817
ГР-175	250	0,65	0,894	0,894
	150	0,65	1,155	1,155
ГР-750	300	1,8	Ø1,9	
	250	1,0	1,844	1,844
	150	1,0	2,38	2,38

Для определения коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к своду печи был предложен алгоритм на основе теории пограничного слоя и пристеночных функций [2; 3; 7]. Алгоритм вычисления коэффициента теплоотдачи конвекцией с помощью пристеночных

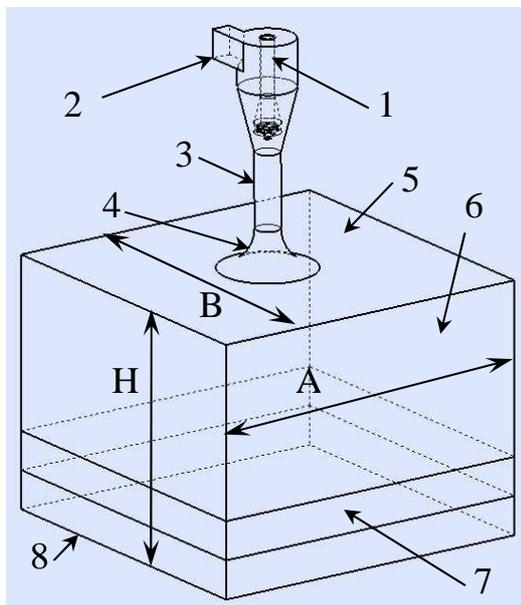


Рис. 1. Задание граничных условий соответствующих участков в модели газодинамики, тепло- и массообмена факела плоскопламенной горелки со сводом печи: 1 – подвод природного газа; 2 – подвод воздуха; 3 – стенка горелки (ограничивающая поверхность); 4 – горелочный камень; 5 – свод печи; 6 – стены печи; 7 – свободный выход продуктов сгорания; 8 – под печи.

функций был реализован на языке «С++» в редакторе MS VisualC 6.0 и интегрирован в программный комплекс FlowVision, в котором решался совместно с другими уравнениями и моделями.

Исходными данными для определения толщины факела горелки и кратности рециркуляции газов являлось векторное поле скоростей, полученное в результате решения вышеперечисленных уравнений и моделей конечно-объемным методом с использованием прямоугольной адаптивной локально измельченной сетки, позволяющей с большей точностью производить расчеты в областях с малыми деталями геометрии и высокими градиентами рассчитываемых величин. Указанный итерационный метод и алгоритм решения описан в работе [6].

Реальная точность решения системы уравнений тепло-, массообмена и газодинамики печи

в программном комплексе FlowVision составляет $\sim 10^{-5}$. Возникающие погрешности вычисления могут быть связаны лишь с недостаточными размерами вычислительной сетки и завышенным шагом итераций по времени. Величина сетки определялась из условия сходимости итерационного процесса. Точность, полученная при вычислении с принятой сеткой, сравнивалась с результатами, полученными при разбивке более мелкой сеткой с увеличенным количеством ячеек на 50–80%. При отсутствии различий в получаемых значениях (отклонения не превышали 0,01%) все вычисления производились на первоначальном варианте сетки. Таким же образом проверялся выбранный шаг по времени.

Таблица 2 – Граничные условия в модели газодинамики и теплообмена факела плоскопламенной горелки со сводом печи

ГУ по участкам	Тип граничного условия	Переменная	Числовое значение (формула)
ГУ участка 1 (подача природного газа в горелку)	Начальное значение	Температура	20°C
	Нормальная массовая скорость	Скорость	25, 50, 75, 100% от номинального значения
ГУ участка 2 (подача воздуха в горелку)	Начальное значение	Температура	20, 200, 400 °C
	Нормальная массовая скорость	Скорость	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_g = 1,05$
ГУ участка 3 (тело горелки)	Адиабатная стенка	Поток	0 Вт/м ²
	Значение на стенке	Степень черноты	0,8
	Стенка, логарифмический закон	Шероховатость	105 мкм
ГУ участка 4 (горелочный камень)	Адиабатная стенка	Поток	0 Вт/м ²
	Значение на стенке	Степень черноты	0,8
	Значение на стенке	Скорость	0 м/с
ГУ участка 5 (свод печи)	Диффузионный поток	Температура T_w	700, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500 °C
		Коэффициент теплоотдачи	Определяется с помощью пристеночных функций
	Значение на стенке	Степень черноты	0,8
	Значение на стенке	Скорость	0 м/с
ГУ участка 6 (стены рабочей камеры)	Адиабатная стенка	Поток	0 Вт/м ²
	Значение на стенке	Степень черноты	0,8
	Шероховатая стенка	Шероховатость	800 мкм
ГУ участка 7 (свободный выход)	Адиабатная стенка	Поток	0 Вт/м ²
	Значение на стенке	Степень черноты	1
	Скорость	Нулевое избыточное давление	0 Па
ГУ участка 8 (под рабочей камерой)	Адиабатная стенка	Поток	0 Вт/м ²
	Значение на стенке	Степень черноты	0,8
	Шероховатая	Шероховатость	800 мкм

	стенка		
--	--------	--	--

Результаты исследований и их анализ

Векторное поле скоростей и значения модуля скорости позволили по направлению оси y (от границы горелочного камня до ограничивающей рабочую камеру стенки) выделить три характерных участка в присводовой области разомкнутого факела горелки (рис. 2).

На первом участке, расположенном от границы горелочного камня до максимальной скорости в присводовой области по направлению оси y , в результате истечения струи из горелочного туннеля происходит её расширение – аксиальная составляющая скорости снижается, а процессы горения и закрутка потока ещё не успевают «прижать» факел к своду печи (рис. 2, 3). Следует отметить, что первый участок с его характерными свойствами наблюдается только при температурах подогрева воздуха $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выше и относительной производительности горелки $G_r/G_r^{ном}$ не менее 50% (G_r – расхода природного газа в горелке в текущем режиме, $\text{м}^3/\text{ч}$; $G_r^{ном}$ – расхода природного газа в горелке в номинальном режиме, $\text{м}^3/\text{ч}$). Это объясняется тем, что при снижении относительной производительности горелки до 25% от номинального значения, аксиальная составляющая скорости снижается, а тангенциальная и радиальная увеличиваются, таким образом, инерции при раскрытии струи не происходит и факел, покидая область горелочного камня, сразу же «прилипает» к своду печи.

Протяженность участка при температуре подогрева воздуха $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ в диапазоне $G_r/G_r^{ном} = 50 \div 100\%$ не зависит от относительной производительности горелки, увеличивается с ростом тепловой мощности горелки и в исследуемом диапазоне составляет от 46 до 128 мм.

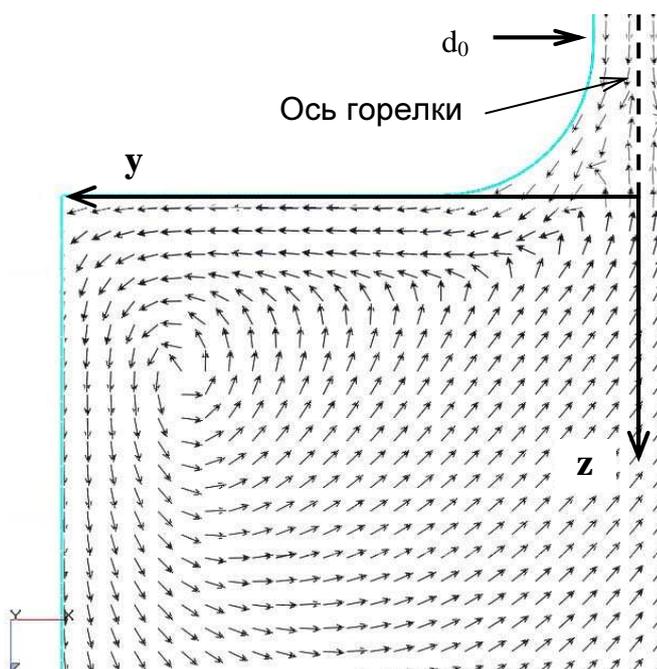


Рис. 2. Схема движения газов в печи с плоскопламенной горелкой.

В начале второго участка скорость продуктов сгорания достигает максимального значения. По мере удаления от оси горелки скорость продуктов сгорания снижается, и при приближении к стенкам камеры второй участок переходит в третий (рис. 3).

В третьем участке в области сопряжения «свод – стена» наблюдаются застойные и циркуляционные зоны, скорость и температура продуктов сгорания снижаются, и поток продуктов сгорания

меняет направление с горизонтального на вертикальный (рис. 2).

На рис. 3 показано распределение скоростей в области свода для горелки ГР-175, диаметр туннеля горелки $d_0=63$ мм. Данная схема движения газов характерна для всех исследуемых режимов.

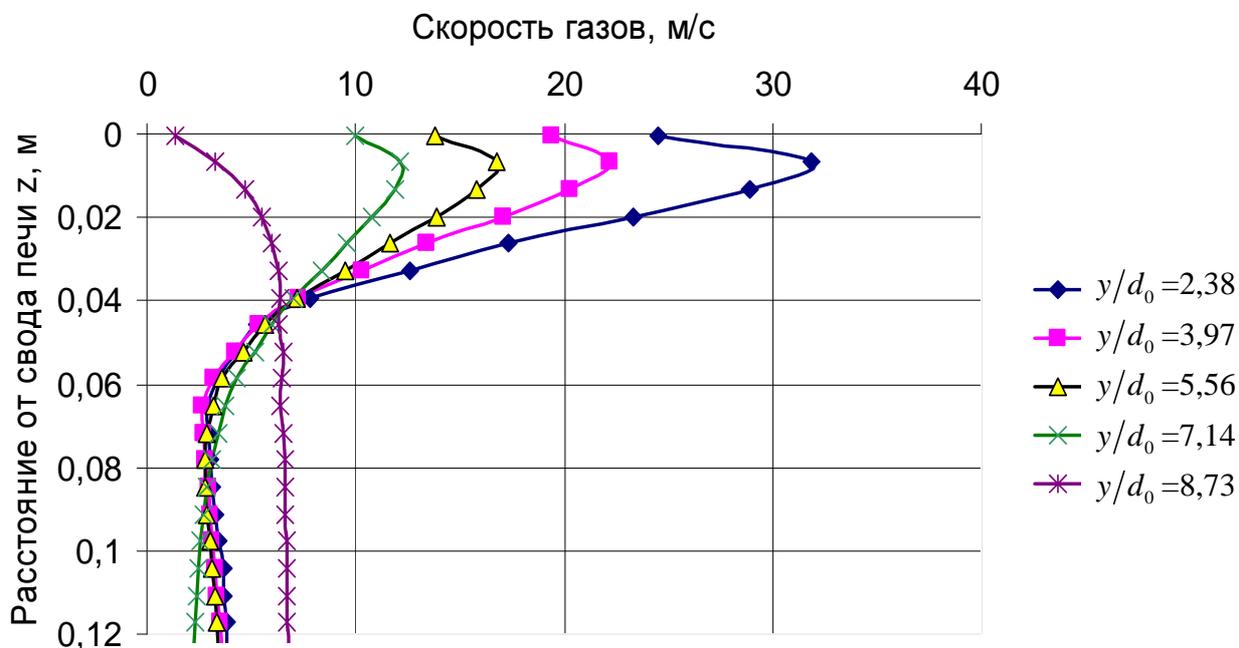


Рис. 3. Распределение скоростей в факеле плоскопламенной горелки ГР-175. Маркировка кривых соответствует относительному расстоянию от оси горелки y/d_0 . Удельная тепловая мощность горелки 150 кВт/м^2 . Температура подогрева воздуха $400 \text{ }^\circ\text{C}$. Производительность горелки – номинальная.

На основании сопоставления результатов исследований, полученных на математической модели с экспериментальными данными, полученными в работе [4], газодинамическая толщина факела определялась как расстояние, в пределах которой, начиная от свода печи, после достижения скорости максимального значения исчезает тренд на уменьшение модуля скорости. Во всех исследуемых режимах установлено, что толщина факела увеличивается от границы горелочного камня к стене камеры по направлению оси y (рис. 2), при этом средняя по своду печи толщина факела увеличивается с уменьшением температуры подогрева воздуха, увеличением относительной производительности горелки, уменьшением удельной тепловой мощности горелки и увеличением номинальной тепловой мощности горелки.

На основании статистической обработки экспериментальных данных, полученных в результате математического моделирования, определена зависимость, позволяющая в

исследуемом диапазоне рассчитать среднюю толщину факела плоскопламенных горелок δ , м:

$$\delta = a \left(G_{\Gamma} / G_{\Gamma}^{HOM} \right)^b N^c T_B^d N_{y\delta}^e, \quad (1)$$

где a, b, c, d, e – эмпирические коэффициенты, $a=0,1839$, $b=0,114$, $c=0,2947$, $d=-0,2781$, $e=-0,1168$; N – номинальная тепловая мощность горелки, кВт; T_B – температура подогрева воздуха, идущего на горение, К; $N_{y\delta}$ – удельная номинальная тепловая мощность горелки на 1 м² пода печи, кВт/м².

Средняя относительная ошибка аппроксимации экспериментальных и расчётных данных составила 7%, максимальная относительная ошибка – 11,2%.

На скорость движения газов в факеле, кроме динамических характеристик горючей смеси, поступающей из туннеля горелки, влияет процесс рециркуляции продуктов сгорания из рабочей камеры в факел горелки. Объёмная кратность рециркуляции газов m , полученная на основании математического моделирования, определялась по формуле:

$$m = \frac{\bar{V} \delta_{\max}}{Q_{\text{пр}} + Q_{\text{воз}}}, \quad (2)$$

где \bar{V} – средняя скорость продуктов в области наибольшей толщины факела, м/с; δ_{\max} – максимальная толщина факела, соответствующая его границе, м; $Q_{\text{пр}}$ – расход природного газа в горелке, м³/с; $Q_{\text{воз}}$ – расход воздуха в горелке, м³/с.

Проведёнными расчётами установлено, что объёмная кратность рециркуляции газов увеличивается при увеличении производительности горелки и увеличении температуры подогрева воздуха. Это связано с тем, что при увеличении перечисленных параметров скорость газов в факеле горелки увеличивается, что влечёт повышение его инжектирующей способности.

Статистической обработкой экспериментальных данных получена формула, позволяющая определить объёмную кратность рециркуляции газов в факеле горелки в зависимости от нескольких варьируемых параметров:

$$m = a \left(G_{\Gamma} / G_{\Gamma}^{HOM} \right)^b N^c T_B^d N_{y\delta}^e, \quad (3)$$

где $a=0,2048$, $b=0,3957$, $c=0,0604$, $d=0,3487$, $e=0,1842$.

Средняя относительная ошибка аппроксимации экспериментальных и расчётных данных оставила 0,005%, максимальная относительная ошибка – 0,04%.

Основные выводы

Выявлены характерные газодинамические области в факеле плоскопламенной горелки. Дана характеристика каждого участка и определены условия, при котором он имеет место.

Газодинамическая толщина факела плоскопламенной горелки является важным параметром, на ее величину влияет производительность горелки, температура подогрева воздуха, номинальная тепловая мощность горелки, удельная тепловая мощность горелки. Полученная расчётная формула (1) позволит снизить погрешности, возникающие при расчёте тепловых потоков в печах сводового отопления, связанные с неточным определением газодинамической толщины факела.

Рассчитана объёмная кратность рециркуляции газов в факеле плоскопламенной горелки. Проанализированы факторы, влияющие на кратность рециркуляции газов.

Сопоставление полученных данных в режиме работы горелки ГР-750 с экспериментальными данными, опубликованными в исследованиях [4], показали, что результаты и выводы, полученные путём математического моделирования, адекватно описывают реальные процессы и соответствуют им по числовым значениям.

Список литературы

1. Еринов Е.А., Сорока Б.С. Рациональные методы сжигания газового топлива в нагревательных печах. – Киев : Техніка, 1970. – 252 с.
2. Зайчик Л.И. Пристеночные функции для моделирования турбулентного течения и теплообмена // Теплофизика высоких температур. – 1997. – Т. 35. – № 3. – С. 391-396.
3. Иванов Д.А., Сеничкин Б.К. Аналитическое определение коэффициента теплоотдачи с помощью пристеночных функций // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России : материалы 8-й Всерос. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и специалистов / под общ. ред. Б.К. Сеничкина. – Магнитогорск : ГОУ ВПО «МГТУ», 2007. – С. 141-145.
4. Кузовников А.А., Дружинин Г.М. и др. Промышленное освоение и оценка эффективности тепловой работы нагревательных печей при сводовом отоплении. Отчет ВНИИМТ. – Свердловск, 1976. – 200 с.
5. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей. В 2-х томах. Т. 2. Мастрюков Б.С. Расчеты металлургических печей. – М. : Металлургия, 1986. – 376 с.
6. Хейгеман Л., Янг Д. Прикладные итерационные методы / пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 448 с.
7. Kader В.А. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers // International journal of heat and mass transfer. – 1981. – Vol. 24(9). – P. 1541-1544.

Рецензенты:

Черчинцев Вячеслав Дмитриевич, д.т.н., профессор кафедры промышленной экологии и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», г. Магнитогорск.

Картавцев Сергей Владимирович, д.т.н., профессор кафедры теплотехнических и энергетических систем ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», г. Магнитогорск.