

УДК. 536.24:697.326

Демченко В. Г., Дуняк О. В.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ В РЕВЕРСИВНОЙ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

Представлено результати експериментального дослідження швидкості і температури топочних газів за наявності внутрішньої рециркуляції. Запропонована математична модель для визначення осевих і радіальних швидкостей, що дозволяє визначити значення коефіцієнта внутрішньої рециркуляції по геометричних параметрах топочної камери. Проведено порівняння отриманих експериментальних даних з результатами комп'ютерного і чисельного моделювання.

Представлены результаты экспериментального исследования скорости и температуры топочных газов при наличии внутренней рециркуляции. Предложена математическая модель для определения осевых и радиальных скоростей, позволяющая определить значения коэффициента внутренней рециркуляции по геометрическим параметрам топочной камеры. Проведено сравнение полученных экспериментальных данных с результатами компьютерного и численного моделирования.

Results of an experimental research of speed and temperature of top internal gases in the presence of internal re-circulation are presented. The mathematical model for definition of the axial and radial speeds is offered, allowing defining values of factor of internal re-circulation on geometrical parameters of a fire chamber. Comparison of the received experimental data with results of computer and numerical modeling is spent.

a, b – безразмерные параметры;
 B – расход топлива;
 Q – теплотворная способность топлива;
 r – радиус;
 V – объём топочной камеры;
 P – давление;
 Φ – безразмерный корректирующий коэффициент;
 α, β, w – безразмерные параметры топочной камеры;

ε – коэффициент рециркуляции;
 θ – удельное тепловыделение;
 v – скорость потока;
 ρ – плотность газа.

Индексы нижние:

n – низшая;
 r – радиальная;
 $дин$ – динамическое.

Создание и модернизация топочных камер котлов и новых способов сжигания органических топлив имеют важное научное и практическое значение. Передача теплоты от факела к поверхностям нагрева топочной камеры является одним из наиболее сложных видов теплообмена. Теплообмен усложнён тем, что он протекает параллельно с процессом горения, который создаёт в излучающей топочной атмосфере внутренние источники теплоты. Соотношение между мощностью источника тепловыделения и интенсивностью теплоотдачи к поверхностям топочной камеры определяет как уровень температуры топочных газов, так и характер их изменений.

Условия горения, теплообмена и теплового напряжения топочного объёма зависят от способа сжигания топлива. Современные моно-

блочные горелочные устройства обеспечивают высокую степень предварительного смешения топлива с воздухом. Это приводит к увеличению температуры, при уменьшении длины и степени черноты факела. В промышленных установках интенсивность горения в топочной камере оценивают по величине θ_v – удельного тепловыделения, отнесённого к единице объёма системы, кВт/м³:

$$\theta_v = B \cdot Q_n / V, \quad (1)$$

где B – расход топлива, кг/с; Q_n – теплотворная низшая способность топлива, кДж/кг; V – объём топочной камеры, м³.

Из этого следует, что модернизации котлов должна быть направлена на оптимизацию топочного объёма, что обеспечит локализацию и устойчивость реакций горения, создание опти-

мальных условий их протекания и поддержание наиболее выгодных режимов эксплуатации позволяющих получить максимальный КПД топочной камеры и снизить вредные выбросы в атмосферу.

Данному вопросу посвящено много работ [1], но до сего времени по существующим данным нельзя разработать соответствующие рекомендации и нормативы.

Известно, что интенсивность горения, определяемая по скорости расхода горючих веществ, зависит не только от скорости протекания химической реакции, но и от скорости процесса смесеобразования, определяющим фактором которой является интенсивность протекания турбулентной и молекулярной диффузии. Поэтому, одним из методов интенсификации топочного теплообмена является достижение максимальной степени черноты топочной камеры [2], которая зависит от степени черноты факела и степени загрязнения экранов.

Данное условие обеспечивает организация внутренней рециркуляции дымовых газов в топочной камере котла и изменение её конструкции.

Характер температурного поля в поперечном разрезе топочной камеры сильно влияет на условия теплообмена между факелом и экранными поверхностями нагрева. При высокой степени неизотермичности более холодные пристенные слои топочных газов, которые имеют повышенную поглощающую способность, могут экранировать излучение центральных более горячих зон факела, что приводит к снижению плотности потока излучения, которое падает на поверхность нагрева, поэтому увеличение степени черноты факела может привести к снижению интенсивности теплообмена в топочной камере [3].

При этом исследованию аэродинамических процессов протекающих в реверсивных топочных камерах при внутренней рециркуляции и их влиянию на интенсификацию топочного теплообмена уделено по нашему мнению не достаточно внимания.

При сжигании газа и дизельного топлива в топочных камерах котлов большую роль

играют размещенные в топочных камерах огнеупорные излучающие насадки, горки или перегородки. Эти так называемые вторичные излучатели значительно повышают теплоемкость радиационных поверхностей нагрева. В нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов расчет теплообмена в топочных камерах, имеющих вторичные излучатели, не рассматривается и рекомендации по их применению отсутствуют, недооценка роли вторичных излучателей может привести к большим ошибкам при эксплуатации, расчете и конструировании топочных камер.

Известно, что прямая отдача теплоты в топочных камерах зависит не только от температуры, но и от степени светимости излучателя. Любое нагретое тело излучает тепловую энергию в инфракрасном диапазоне спектра электромагнитных волн и передает её лучистым теплообменом другим телам. Излучающее тело отдает свою энергию в виде теплоты, вследствие чего его температура уменьшается и наоборот, если поверхность какого-нибудь тела подвергается тепловому излучению, то тело, поглощая энергию, увеличивает свою температуру. Наибольший эффект в этом случае дают вторичные излучатели – раскалившись, они излучают теплоту на поверхности нагрева. Например, в печах теплоотдача экранными поверхностями от вторичных излучателей весьма значительна и соизмерима с теплоотдачей излучением от факела и газовой среды [4].

Постановка задачи

Внутренняя рециркуляция топочных газов может быть обеспечена путём изменения геометрии топочной камеры при установке в неё вторичных излучателей, разработанных ИТТФ НАНУ [5]. В этом случае меняется аэродинамика топочной камеры, появляются зоны прямых и обратных токов, зоны разделения потоков и пр.

Особый интерес представляет определение скоростей и температур топочных газов в зоне бифуркации, в кольцевом канале и щелевом зазоре образованном стенками жаровой трубы и вторичного излучателя.

Для проведения исследования нами был выбран серийно выпускаемый водогрейный жаротрубный котёл «Виктор-80», мощностью 80 кВт (рис. 1).

Котёл имеет реверсивную топочную камеру образованную жаровой трубой. Размеры топочной камеры позволяют установить вторичный излучатель в форме продольно оребренной трубы. Котёл оборудован моноблочной газовой либо дизельной горелкой расположенной на фронтальной стенке по центральной оси топочной камеры. Исследования проводились при работе котла на дизельном топливе.

При стационарной работе котла, как показывает компьютерное моделирование [6] в нижней и верхней области факела образуются устойчивые вихревые потоки, которые направляют факел вверх, образуя тем самым зону локального перегрева в верхней части жаровой трубы.

Топливоздушная смесь попадает в топочную камеру котла через сопло вентиляторной горелки. Горение протекает в объёме топочной камеры с распространением факела по её длине. Топочные газы, ударяясь о заднюю стенку топки, теряют свою скорость, поворачиваются на 180° и возвращаются на фронт котла. Часть топочных газов попадает в корень факела, а большой массовый объём в сборную коробку дымовых газов и оттуда через конвективный пучок образованный дымогарными трубами с турбулизаторами потока в сборную коробку дымовых газов и далее в дымовую трубу.

После установки вторичного излучателя в топочную камеру движение топочных газов в котле коренным образом изменяется. После сгорания в объёме вторичного излучателя топочные газы попадают в поворотную камеру, образованную торцевой стенкой топочной камеры и вторичным излучателем. Оттуда, повернувшись на 180°, они направляются на фронт котла по кольцевому каналу образованному стенками жаровой трубы и вторичного излучателя. На выходе из кольцевого канала продукты сгорания разделяются на два потока – один поступает в конвективный пучок и далее, как описано ранее, а второй возвращается в каме-

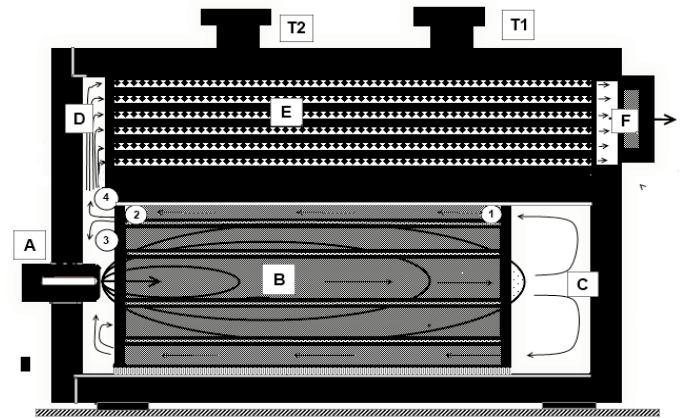


Рис. 1. Принципиальная схема организации движения топочных газов в котле «ВИКТОР-80», при установке вторичного излучателя: А – горелка; В – вторичный излучатель, образующий камеру сгорания; С – поворотная камера; D – поворотная камера между фронтальной трубной доской котла и изолированной огнеупором дверкой; E – конвективный пучок (дымогарные трубы); F – сборная коробка дымовых газов; T₁ – подающий трубопровод; T₂ – обратный трубопровод; 1, 2, 3, 4 – точки замеров динамических давлений и температур.

ру сгорания, образованной вторичным излучателем. Поле скоростей в этой области можно принять ассиметричным, а форму средних траекторий частиц продуктов сгорания достаточно ограничить кривыми второго порядка. Уравнение неразрывности потока решается при введении следующих упрощений: распределение плотности газа ρ_1, ρ_2, ρ_3 усредняется по трём областям:

- на выходе из кольцевого канала;
- в области между жаровой трубой и конвективным пучком;
- в середине трубного пучка.

Граничные условия отображают отсутствие радиальной скорости на стенках и линии разделения потоков. Зависимость для определения компонент скоростей ($r_1 < r < r_2$; $0 < z < z_0$) получены в виде (2):

$$\vartheta_r = \frac{q}{\pi(r_2^2 - r_0^2) \ln r} \cdot \frac{b(z - z_0)^2}{r(a(z - z_0)^2 - (r - r_0)^2)};$$

$$\vartheta_z = \frac{q}{\pi(r_2^2 - r_0^2) \ln \frac{r_2}{r_0}} \cdot \frac{b(r - r_0)^2}{r(a(z - z_0)^2 - (r - r_0)^2)}. \quad (2)$$

где a , b – безразмерные параметры, зависящие от геометрии топочного пространства и координат размещения в ней вторичного излучателя.

С помощью мероморфной функции, у которой количество полюсов равно количеству дымогарных труб, можно найти зависимость для определения компонент скоростей газового потока на входе в дымогарную трубу в полярных координатах, которая имеет вид (3):

$$\vartheta_z(r, \varphi, z) = \vartheta_k \left(\frac{z}{z_0} - \frac{z_0}{z} \frac{1}{r_1^2} (r^2 + r_k^2 - 2r_k r \cos(\varphi - \varphi_k)) \right). \quad (3)$$

Она была получена при следующих граничных условиях:

- все компоненты скоростей на стенках равны нулю;
- поток радиальной скорости через цилиндрическую поверхность $r = r_2$ (внутренний радиус жаровой трубы) равен потоку осевой скорости через торцевое сечение всех дымогарных труб;
- поток радиальной скорости v_r через боковую поверхность конического сечения осевых скоростей равен потоку осевой скорости v_z через его основание.

Аналитический метод расчета компонентов скоростей позволяют определить температурное распределение и должны рассматриваться совместно при решении задач связанных с теплопереносом численными методами.

Радиальная координата r_0 полностью определяет коэффициент рециркуляции ε топочных газов идущих на повторное сжигание, по формуле (4). Коэффициент рециркуляции показывает массовый объем топочного газа в кольцевом канале, возвращаемый в камеру сгорания и определяется по формуле:

$$\varepsilon = \int_{r_1}^{r_0} \rho \vartheta_z r dr / \int_{r_2}^{r_1} \rho \vartheta_z r dr. \quad (4)$$

Данная зависимость получена при условии невливания изменений плотности на скорость газового потока. Введя гипотетический радиус

разделения газового потока r_0 (рис. 2), в зоне бифуркации можно получить зависимость для определения коэффициента рециркуляции в виде показательной-степенной функции и путем решения обратной задачи определить неизвестные параметры (5):

$$\varepsilon = \Phi \cdot f(h) = \Phi w h^\alpha e^{-\beta h}, \quad (5)$$

где: α , β , w – безразмерные параметры топочной камеры, которые определяются произвольными опорными точками (ε_p, h_p) ; Φ – безразмерный корректирующий коэффициент, который зависит от соотношения радиусов r_1 и r_2 .

Экспериментальное исследование

Для определения реальных теплофизических процессов происходящих в реверсивной топочной камере при внутренней рециркуляции топочных газов проведены замеры скорости и температуры в топочных газовой в четырёх реперных точках (рис. 3) численные значения которых, характеризуют изменения аэродинамики при наличии внутренней рециркуляции.

Измерения динамических давлений проводились пневмометрическими трубками, специально разработанными отделом ПТТ ИТТФ НАНУ для высокотемпературных потоков. Трубки подключались к многофункциональному измерительному прибору Testo 435-4.

Поправочный коэффициент пневмометрических трубок $K = 0,73$ (отношение истинного значения к значению измеряемого динамического давления). Торрировка пневмометрических трубок проводилась на специально созданном стенде. Измерение температуры проводилось термопарами, подключенными к многоканальному аппаратно-программному комплексу «Triton 6004 TC».

В процессе проведения замеров были отмечены резкие колебания давлений, вызванные динамическими нагрузками, возникающими при работе котла. Полученные данные усреднены. Температура дымовых газов в точках замера практически постоянна. Данные замеров представлены в таблице 1.

При сопоставлении результатов полученных при моделировании с результатами, полу-

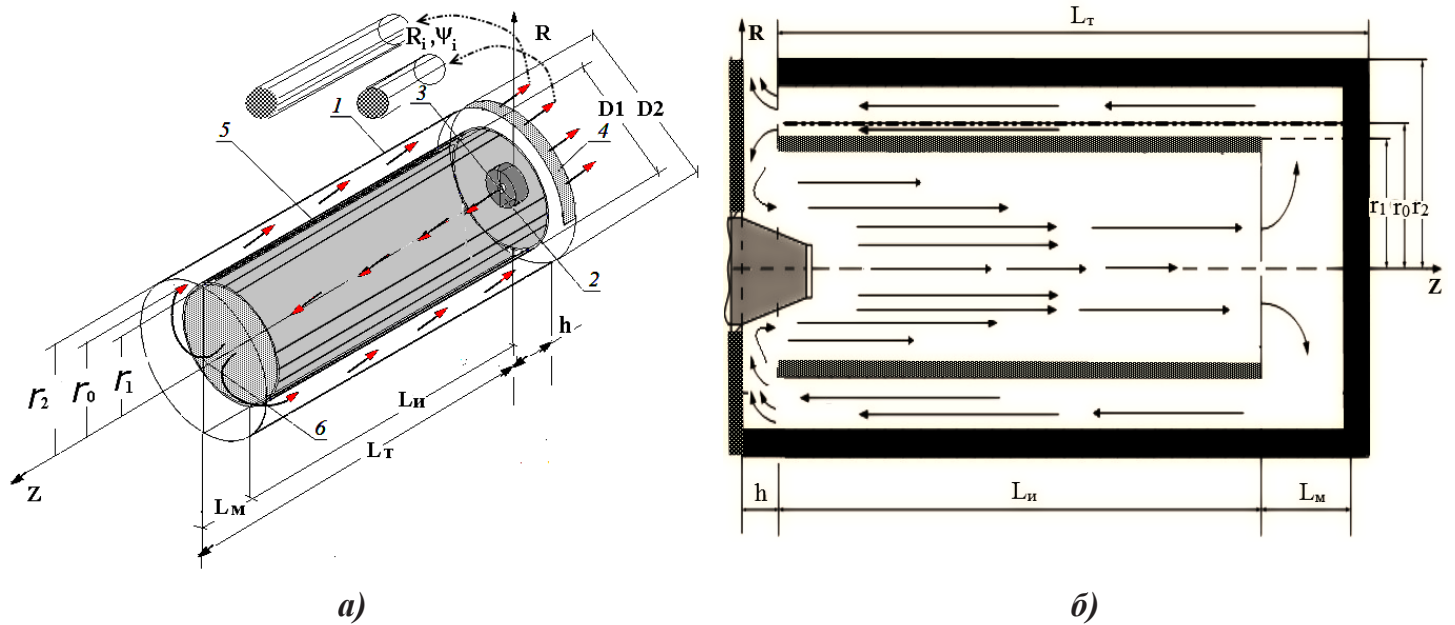


Рис. 2. Схема движения газовых потоков в топочной камере с вторичным излучателем:
 а) аксонометрия расчётной области; б) вертикальное сечение топочной камеры по центральной оси горелочного устройства; 1 – жаровая труба; 2 – устье горелки; 3 – топливная дюза; 4 – щелевой зазор; 5 – вторичный излучатель; 6 – торцевая поворотная камера; L_m – длина топочной камеры, м; L_n – длина торцевой поворотной камеры, м; L_u – длина вторичного излучателя, м; h – длина фронтального щелевого зазора, м; r_1 – радиус вторичного излучателя, м; r_2 – радиус жаровой трубы, м; r_0 – радиус бифуркации, м.

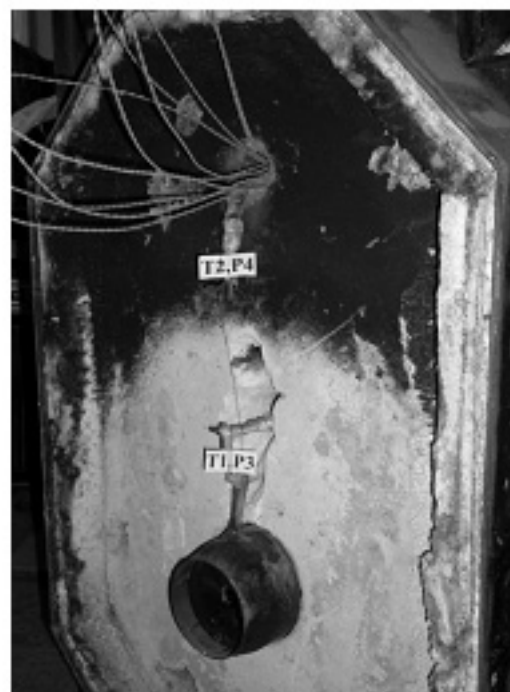
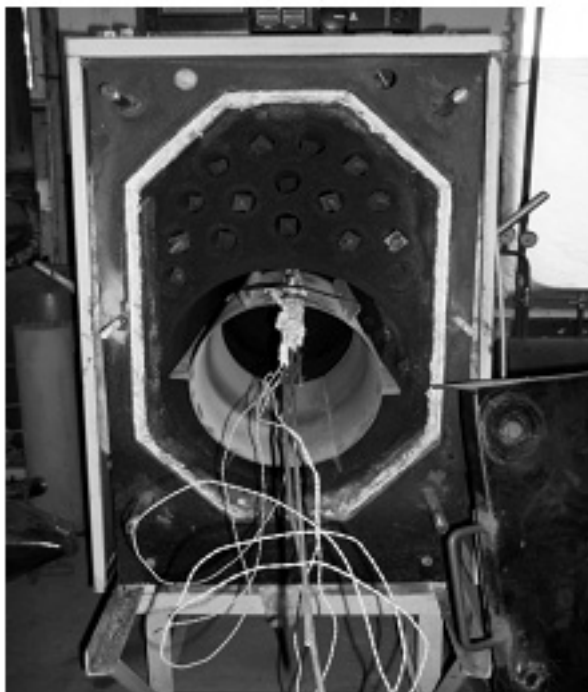


Рис. 3. Установка пневмометрических трубок в топочную камеру котла:
 а) $P_{дин.1}$ и $P_{дин.2}$; б) $P_{дин.3}$ и $P_{дин.4}$

Табл. 1. Результаты замеров значений динамических давлений и температур

Точка замера	Количество замеров		Температура, °С		Динамическое давление, мбар		Скорость, м/с	
	Без излучателя	С излучателем	Без излучателя	С излучателем	Без излучателя	С излучателем	Без излучателя	С излучателем
№ 1	-	45	-	900	-	0,08	-	6,2
№ 2	-	45	-	800	-	0,15	-	8,1
№ 3	182	210	820	680	0,33	0,14	12,2	7,4
№ 4	186	240	820	590	0,46	0,16	14,4	7,6

ченными экспериментальным путем установлено, что относительная погрешность в точках замеров даёт сходимость по скорости – до 15 % и по температуре до 3 %.

После установки вторичного излучателя температура на выходе из топочной камеры снижается на 18...28 %, что свидетельствует о повышении её КПД.

Скорость потока топочных газов с вторичным излучателем на 39...47 % ниже, что свидетельствует об увеличении времени пребывания топочных газов в камере сгорания и торможении потока щелевым зазором образованном стенками жаровой трубы и излучателя.

Выводы

1. Анализ состояния теории и практики интенсификации теплопередачи в топочных камерах котлов выявил целесообразность применения для этой цели вторичных излучателей. Разработанная конструкция вторичного излучателя имеет цилиндрическую форму, изготавливается из нержавеющей стали с привариваемыми к ее внешним поверхностям ребрами, для симметричного ее размещения по оси горелочного устройства. Такая конструкция обеспечивает появление дополнительного хода топочных газов и возникновение рециркуляции газов в корень факела.

2. Разработанная математическая модель аэродинамики топочных газов внутри котла позволяет определять расход циркулирующих

и транзитных топочных газовых потоков. Предложенная методика расчёта позволяет рассчитать распределение расходов топочных газов по пучку дымогарных труб в конвективной части котла.

3. Скорости в зоне бифуркации потоков продуктов сгорания практически имеют одинаковые значения. Это указывает на наличие рециркуляции продуктов сгорания в корень факела.

4. Выполненные расчеты по разработанной аналитической модели свидетельствуют о том, что не менее 50 % топочных газов проходят повторный дожег.

5. Согласие результатов проведенных расчетов по двум различным методикам свидетельствуют об адекватности разработанной аналитической модели и CFD расчета, что подтверждается полученными экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акилов В.А., Бридун Е.В., Ватачин М.Ю. и др. Актуальные проблемы устойчивого развития. Применение новых технологий сжигания топлива. – Киев: О-во «Знание», 2003. – 430 с.
2. Сполдинг Д.Б. Основы теории горения. – М-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 320 с.
3. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1984. – 240 с.

4. *Кнорре Г.Ф.* Теория топочных процессов. – М.: Энергия, 1966. – 134 с.

5. *Демченко В.Г., Долинский А.А., Сигал А.И.* Организация внутренней рециркуляции дымовых газов в реверсивных водоохлаждаемых топках с целью модернизации отопительных котлов. // NATO workshop conference «Advanced

combustion and aerothermal technologies» Kiev 2006.

6. *Басок Б.И., Демченко В.Г., Мартыненко М.П.* Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла с вторичным излучателем // Промышленная теплотехника. – 2006. – №1. – С. 17 – 22.

Получено 28.09.2012 г.