

УДК 519.6, 621.18

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОПОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СЖИГАНИИ РАСПЫЛЕННОГО УГЛЯ В ВИХРЕВОЙ ТОПКЕ НОВОГО ТИПА

*Красинский Д.В.¹, Саломатов В.В.^{1,2},
Ануфриев И.С.¹, Шарыпов О.В.^{1,2}, Шадрин Е.Ю.²*

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск

²Новосибирский государственный университет

1. Введение

Задачи расширения топливно-сырьевой базы российской энергетики определяют высокий интерес к широкому использованию низкосортных углей, что означает повышение требований к характеристикам парогенераторов и вызывает необходимость применения новых подходов при разработке топочных устройств. Одной из наиболее перспективных технологий улучшения эффективности и экологичности котельных установок для ТЭС является факельное сжигание пылеугольного топлива в вихревом потоке [1]. В качестве принципиальной схемы топочного устройства с использованием вихревой технологии сжигания известна вихревая топка с жидким шлакоудалением, конструкция которой была ранее разработана Н.В. Головановым в НПО ЦКТИ. Основными элементами такой конструкции парогенератора с вихревой топкой являются: камера горения с тангенциальным подводом струи аэросмеси, создающей вихревую факел с горизонтально расположенной осью вращения, диффузор и камера охлаждения, заканчивающаяся выпускным газоходом (рис. 1).

Для парогенератора с вихревой топкой именно вихревой перенос является аэродинамической основой всего процесса сжигания. Достижение заданных теплотехнических и экологических показателей при сжигании распыленного твердого топлива в вихревом потоке в основном обеспечивается совершенством внутренней аэродинамики топочного устройства. Оптимальной организацией аэродинамики течения можно повлиять на равномерность распределения темпе-

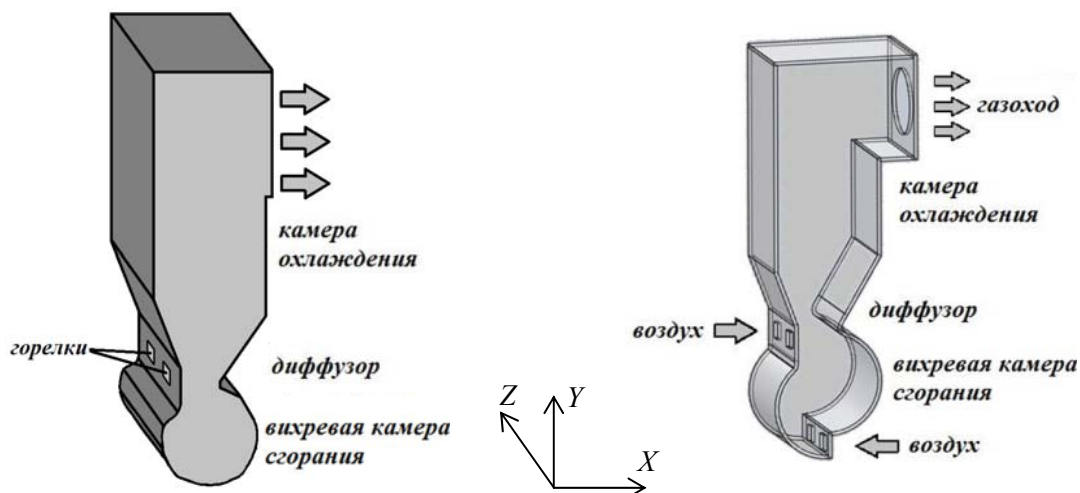


Рис. 1. Схема вихревой топки: схема Н.В. Голованова (слева); новая схема (справа)

ратуры и тепловых потоков, увеличить время пребывания угольной частицы в камере горения, а следовательно, и полноту выгорания топлива, увеличить шлакоулавливание, снизить уровень выбросов токсичных ингредиентов и тем самым повысить энергоэффективность и экологическую безопасность парогенератора.

В связи с этим важным этапом разработки новых вихревых топков является исследование их внутренней аэродинамики, в том числе на лабораторных моделях. Ранее авторами были выполнены исследования [2-4] структуры течения и процессов переноса в модели вихревой топки конструкции Н.В. Голованова, геометрически подобной одной из секций модернизированного на вихревую топку опытно-промышленного котла ТПЕ-427 Новосибирской ТЭЦ-3 (см. рис. 1а), в результате которых был выявлен ряд негативных факторов в структуре потока, таких как эффект Коанда в камере охлаждения, вынос части несгоревшего топлива из камеры горения, наличие возвратных течений и рециркуляционных зон, прецессия вихревого ядра и др. Причиной этих эффектов являются некоторые конструктивные особенности данной топки. С целью усовершенствования конструкции был предложен новый тип топочного устройства с горизонтальным вихревым факелом (патент РФ № 2042084). Отличительными особенностями этой новой схемы вихревой топки (по сравнению с конструкцией Н.В. Голованова) являются: ввод пылевоздушных струй в верхнюю и нижнюю точки периметра камеры горения; отношение ширины горловины диффузора к удвоенному радиусу камеры горения составляет $H=0.4$; центры дуг окружностей фронтальной и задней стенок модели в поперечном сечении смещены друг относительно друга строго по вертикали (см. рис. 1б). Достоинствами данной конструкции являются рациональные габаритные характеристики, а распределенный тангенциальный ввод аэросмеси и горизонтальная ось вращения увеличивают полноту выгорания топлива. Наличие в исследуемой конструкции вихревой топки рассредоточенных по периметру горелочных струй, направленных навстречу друг другу, обеспечивает гибкость управления структурой течения и режимными параметрами.

Данная работа посвящена комплексному экспериментальному и численному исследованию аэродинамики в предложенной новой конструкции вихревой топки (рис.1б). Экспериментальное исследование аэродинамических характеристик пространственного турбулентного течения проводилось в изотермической лабораторной модели новой вихревой топки, созданной в масштабе 1:20. Для этой же геометрии проведено численное моделирование течения в изотермической постановке и сопоставление результатов с данными измерений. Далее для полноразмерной конфигурации новой вихревой топки выполнено численное моделирование трехмерного турбулентного реагирующего течения с учетом всех основных процессов тепломассопереноса при факельном сжигании распыленного березовского бурого угля КАБ.

2. Экспериментальный стенд и методика измерений

Экспериментальные исследования внутренней аэродинамики новой схемы вихревой топки проводилось на изотермической модели, изготовленной из гладкого оптически прозрачного оргстекла толщиной 10 мм, что позволяет проводить измерения с использованием оптических методов диагностики потоков, таких как лазерная доплеровская анемометрия (ЛДА), Particle Image Velocimetry

(PIV). Внутренние размеры модели составляют: $D_0=x_{\max}=300$ мм, $y_{\max}=1200$ мм, $z_{\max}=300$ мм. Здесь D_0 – характерный диаметр вихревой камеры, полученный как сумма радиусов составляющих ее контур двух полуокружностей. В экспериментах задавались следующие входные условия: рабочая среда – сжатый воздух; число Рейнольдса, рассчитанное по D_0 , составило $Re=3 \cdot 10^5$ (при этом значение модуля среднерасходной скорости на срезе нижней горелки составило $U_{\text{ниж}}=15.5$ м/с, а на срезе верхней – $U_{\text{верх}}=16.5$ м/с; плотность воздуха при температуре 20°C $\rho_0 = 1.2$ кг/м³; динамическая вязкость воздуха при температуре 20°C $\mu_0 = 1.82 \cdot 10^{-5}$ Па·с). Размер каждой амбразуры на входе в камеру горения: 40×50 мм. Угол наклона оси верхней горелки к горизонту (плоскости XZ) составляет $\beta=15^\circ$, а ось нижней горелки расположена горизонтально. Отношение расходов через амбразуры верхних и нижних горелок $\sim 1:1$. Исследования проводились на экспериментальном стенде, представленном на (рис. 2). Основными элементами установки являются: автоматизированный комплекс контроля и регулирования подачи сжатого воздуха; модель вихревой топки; устройство засева потока трассерами (генератор дыма Martin Magnum 1800); контрольно-измерительные приборы; вентиляционный газоход.

Бесконтактные измерения распределений скорости потока в интересующих сечениях производятся с помощью лазерно-доплеровской измерительной системы, разработанной в ИТ СО РАН (автоматизированный измерительный комплекс ЛАД-06). Система включает: оптоэлектронный модуль, координатно-перемещающее устройство, компьютер со специализированным программным обеспечением. Измерительный комплекс ЛАД-06 измеряет две компоненты скорости потока, лежащие в плоскости, перпендикулярной к оптической оси оптоэлектронного блока. Концентрация трассеров (микрокапель специальной жидкости на основе глицерина) позволяет регистрировать сигналы от 300–500 трассеров в секунду. Малая инерционность микрокапель (характерный размер



Рис. 2. Экспериментальный стенд для исследования аэродинамики в модели вихревой топки нового типа

которых 1–5 мкм) обеспечивает соответствие их скорости параметрам потока воздуха. Измерения поля скорости проводились в ряде XU -сечений модели в узлах сетки с пространственным шагом 10 мм. В каждой точке измерение длилось 10 секунд, при этом суммарная погрешность измерения средней скорости не превышала 1.5 %. Более подробно методика проведения ЛДА-измерений описана в работах [2-3], там же приведено обоснование оценки погрешности измерений.

3. Численное моделирование

3.1. Математическая модель описания аэродинамики и процессов горения пылеугольного топлива

Применяемая для численного исследования физико-математическая модель пространственного турбулентного течения, процессов тепломассопереноса и горения твердого распыленного топлива в топочных устройствах ТЭС основана на смешанном эйлер-лагранжевом описании двухфазной среды, когда для несущего газа используется модель сплошной среды, а для дисперсной фазы – траекторная модель пробных частиц, движение которых вдоль их траекторий описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений, что позволяет легко учесть полидисперсность угольного топлива. Такая математическая модель позволяет описать все основные взаимосвязи процессов переноса за счет турбулентной аэродинамики, межфазного взаимодействия, химического гетерогенного и газофазного реагирования, лучистого теплообмена. Для газовой фазы дифференциальные уравнения пространственного переноса массы, импульса, энергии и концентраций представлены на основе континуального (Эйлера) описания. При этом предполагается, что течение в вихревой топке является стационарным, дозвуковым, турбулентным и имеет существенно пространственный характер, обусловленный конструктивной схемой топки. Аэродинамика такого течения определяется осредненными по Рейнольдсу уравнениями неразрывности и количества движения, для замыкания которых выбрана так называемая «реализуемая» модификация k - ε модели турбулентности [5]. Эта модель за счет более точной формулировки членов уравнения переноса скорости диссипации турбулентности обеспечивает улучшенную предсказательную способность (по сравнению со «стандартной» k - ε моделью [6]), в том числе применимость для моделирования сложных турбулентных закрученных течений и/или течений со значительной кривизной линий тока (что характерно для исследуемой вихревой топки), и улучшенную вычислительную робастность. В этой модели достаточно задать только четыре константы: $C_{1\varepsilon} = 1.44$; $C_2 = 1.9$; $\sigma_k = 1$; $\sigma_\varepsilon = 1.2$.

При моделировании процессов тепломассообмена и горения газовая фаза считается состоящей из следующих компонент: $\{O_2, CH_nO_m, CO, CO_2, H_2O, N_2\}$. Здесь CH_nO_m представляет собой обобщенную формулу углеводородов, выделяющихся из летучих в процессе их пиролиза. Состав m и n в CH_nO_m и их энерговыделение рассчитываются на основе характеристик и элементного состава заданного угля, откуда определяются молекулярный вес летучих и стехиометрические коэффициенты реакции горения летучих. В проведенных расчетах в качестве твердого топлива использовался Березовский бурый уголь КАБ марки «2Б», элементный состав которого был задан согласно данным [7]. Для этого угля были получены следующие значения химической формулы летучих: $n=3.037$, $m=0.889$, молярная масса выделившихся летучих = 29.3 г/моль. Теплоемкость летучих в составе газовой смеси CH_nO_m определяется по кусочно-полиномиальной зависимости от температуры, коэффициенты этих полиномов были приняты как для метана CH_4 . Коэффициент молекулярной вязкости газовой смеси определяется также по степенной зависимости от температуры. Скорость газофазной реакции горения углеводородов CH_nO_m описывается на основе известной модели дробления турбулентных вихрей [8].

Для моделирования лучистого теплообмена используется *P-1* приближение метода сферических гармоник для серой двухфазной среды. Поглощение лучистой энергии газодисперсной средой обусловлено поглощением и рассеянием излучения дисперсными частицами, а также поглощением трехатомными составляющими дымовых газов. Поэтому коэффициенты поглощения в газовой фазе определяются по известной модели взвешенной суммы серых газов [9], а коэффициенты поглощения и рассеяния в дисперсной фазе определяются из приближения оптически крупных частиц [10]. В результате задача моделирования лучистого теплообмена сводится к решению дополнительного уравнения (вида уравнения Пуассона) переноса величины плотности энергии излучения [10].

Дисперсная фаза моделируется на основе Лагранжева описания движения, теплообмена и химического реагирования частиц твердого топлива. В качестве входных условий для дисперсной фазы в данной математической модели принимается, что с поверхности входных сечений испускаются представительные кластеры частиц твердого топлива. Для расчета параметров, характеризующих поведение представительной частицы, используется система обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающая процесс движения частицы и радиационно-конвективный теплообмен частицы с газовой фазой, где также учтены источниковые члены, описывающие межфазный тепломассообмен при гетерогенном реагировании. Учет влияния турбулентности несущего газа на движение частиц моделируется путем стохастических возмущений траекторий частиц. Для каждого представительного кластера задаются: соответствующая поверхность, компоненты входной скорости для частиц, расход топлива через каждую поверхность, температура входящего в топку топлива, параметры распределения частиц по размерам. Для учета полидисперсности представительные кластеры частиц разбиваются на несколько десятков фракций по размерам, при этом массовая доля каждой фракции определяется с использованием известной двухпараметрической формулы Розина-Раммлера [10]. В проведенных расчетах величина массового остатка на сите 90 мкм принималась равной $R_{90}=15\%$, а коэффициент полидисперсности помола – равным 1.2. Минимальный размер частиц был ограничен значением 4 мкм, а максимальный размер – значением 400 мкм. Скорость горения коксового остатка и ее энергия активации задавались по литературным данным. При моделировании процессов тепломассообмена и гетерогенного горения для каждого представительного кластера угольных частиц учитываются стадии: – выхода летучих (описывается по модели постоянной скорости выхода летучих), – горения коксового остатка (описывается в рамках диффузионно-кинетической теории горения твердого топлива), – инертного движения золowego остатка до выхода частицы из расчетной области. В тепловом балансе угольной частицы учитываются конвективный и лучистый теплообмен и тепловыделение при горении коксового остатка. Температура частицы считается одинаковой внутри частицы, но отличающейся от температуры несущей газовой среды.

С целью предсказания уровня эмиссии оксидов азота в топке, в используемой математической модели на этапе пост-процессинга дополнительно решаются дифференциальные уравнения пространственного переноса concentra-

ций монооксида азота NO, а также промежуточных соединений (радикалы HCN, NH₃), учитываемых в общей кинетической схеме [11] образования оксидов азота при сжигании угля, в которой наибольшее значение имеют следующие механизмы: а) «термический» – окисление азота воздуха N₂ по расширенному механизму Я.Б.Зельдовича; б) «быстрый» – реагирование азота воздуха N₂ с углеводородными радикалами по механизму Фенимора, которое может происходить в области выделения летучих; в) «топливный» – выделение азота органической части топлива в газовую фазу (в процессе выхода летучих) в виде радикалов NH₃ и HCN, которые далее окисляются с образованием NO. Также в модели образования оксидов азота [11] учитываются и факторы, приводящие к уменьшению концентрации NO: – путем «gebign-механизма» при реагировании оксидов азота с углеводородными радикалами CН_i, – и за счет гетерогенной реакции поглощения NO на поверхности углеродных частиц.

Для численной аппроксимации конвективных членов осредненных уравнений количества движения использовалась схема [11] второго порядка точности против потока, а для остальных уравнений переноса – схема «пятой степени» Патанкара [12], обеспечивающая монотонность решения для скалярных величин. Для расщепления нелинейной связи между компонентами скорости и давлением применялся высокоэффективный алгоритм PISO [13]. Решение уравнений баланса массы, количества движения, энергии и концентраций для дисперсной и газовой фаз выполняется в ходе последовательных «глобальных» итераций для несущего газа и для дисперсной фазы, а учет взаимовлияния фаз осуществляется согласно алгоритму PSI-CELL [14], при котором на «лагранжевом» этапе в каждой ячейке сетки рассчитываются осредненные по ансамблю источниковые члены суммарного влияния всех прошедших через данную ячейку пробных частиц. Далее на «эйлеровом» этапе эти источниковые члены используются в правых частях соответствующих уравнений. После сходимости итерационного процесса решение оказывается самосогласованным.

3.2. Задание граничных условий при моделировании в изотермической постановке

В качестве граничных условий во входных сечениях каждого прямоугольного канала сопел задается равномерный профиль среднерасходной скорости: на срезе верхнего сопла $U_{\text{верх}}=16.5$ м/с, на срезе нижнего сопла $U_{\text{ниж}}=15.5$ м/с, а параметры турбулентности k_0 и ϵ_0 в этих сечениях определяются через заданную величину интенсивности турбулентных пульсаций, полагаемую равной 5%.

Конструкция новой вихревой топки имеет плоскость симметрии S_{XY} между двумя горелками, расположенными последовательно в направлении оси z (см. рис. 1). Течение предполагается симметричным относительно этой плоскости, и поэтому с целью экономии вычислительных ресурсов достаточно рассчитывать только половину объема топки, т.е. полусекцию, имеющую ширину $z_{\text{max}}/2$ по трансверсальной координате z и содержащую одно нижнее и одно верхнее сопло. На плоскости S_{XY} задаются условия зеркальной симметрии для всех величин. Построенная для конечнообъемной дискретизации уравнений расчетная неструктурированная сетка состоит из 351784 гексаэдрических ячеек, ее вид на граничной поверхности моделируемого объема топки представлен на (рис. 3) (для увеличения показана только область вихревой камеры и диффузорная часть

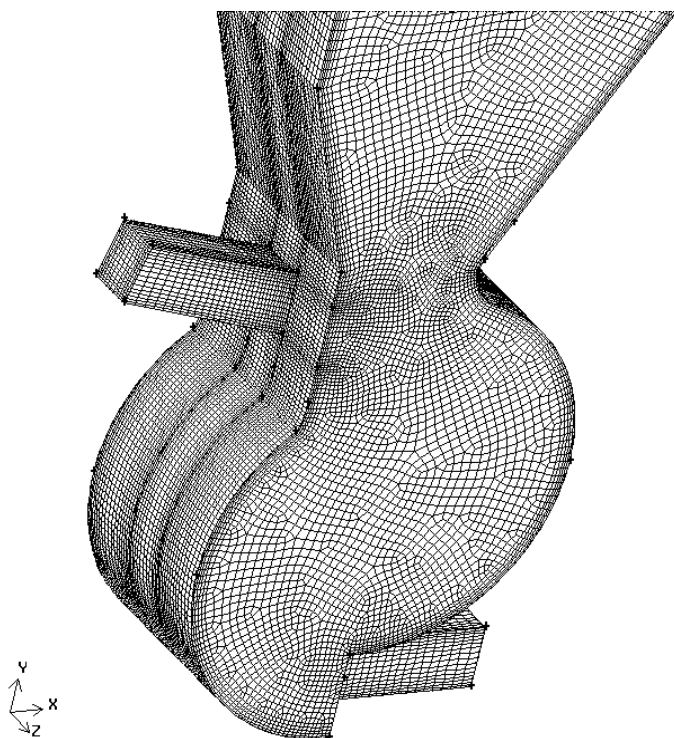


Рис. 3. Вид расчетной сетки на поверхности новой вихревой топки (показана нижняя часть топки).

топки). Для компонент скорости на стенках задаются граничные условия прилипания, описание методики моделирования турбулентности в пристеночной области приведено в [3]. Тракт выпускного газохода котла имеет достаточную протяженность сверху вниз (около 8 калибров относительно ширины канала газохода), чтобы вблизи его выходного сечения получить близкие к равномерным распределения характеристик потока – в этом сечении для всех величин, кроме давления, задаются так называемые «мягкие» граничные условия, а градиент давления в выходном сечении определяется из интегрального условия сохранения баланса массы.

3.3. Отличия в задании граничных условий при моделировании с учетом процессов теплопереноса и горения угля в полноразмерной конструкции вихревой топки

Для численного моделирования топочных процессов вычислительная область и расчетная сетка, построенные для геометрии лабораторной модели, были масштабированы в отношении 20:1 (за исключением того, что общая высота топки была увеличена до 36 м, также была изменена форма выпускного газохода). При этом габаритные размеры моделируемой полусекции составили: $D_0=6$ м, $y_{\max}=36$ м, $z_{\max}=3$ м. С целью соответствия требованиям котельной технологии поверхности стенок в камере охлаждения считаются тепловоспринимающими, а именно, полагалось, что слева (по координате z) вычислительный объем полусекции вихревой топки ограничен в сечении $z=0$ стенкой в виде двухсветного экрана (при этом в камере сгорания эта стенка считается футерованной), а справа в сечении $z_{\max}=3$ м – плоскостью симметрии S_{XY} секции. При этом в верхней части камеры охлаждения в плоскости симметрии S_{XY} была дополнительно установлена ширма, поэтому там граничные условия зеркальной симметрии заменяются условиями на твердой стенке (в сечении $z_{\max}=3$ м) в виде тепловоспринимающего экрана ширмы. При задании граничных условий как лучистого, так и конвективного теплообмена на поверхности экранов и ширмы топки используется интегральный коэффициент теплопередачи k_w стенок топки (от поверхности золых отложений до пароводяной смеси). Значения этого коэф-

фициента, заданные на различных экранных поверхностях вихревой топки, а также полученные в результате моделирования средние значения коэффициента тепловой эффективности этих поверхностей приведены в (табл. 1). При этом температура пароводяной смеси в трубах задавалась равной 390 °С, а степень черноты экранов – равной 0.8. При таком способе задания граничных условий значения температур поверхности экранов и тепловых потоков на них, а также коэффициент тепловой эффективности экранов, определяются в процессе численного решения. В качестве граничных условий для величины плотности энергии излучения на тепловоспринимающих поверхностях ставятся известные условия Маршака.

Таблица 1. Значения средних коэффициентов теплопередачи (k_w) и тепловой эффективности (Ψ) экранных поверхностей

Наименование и местоположение тепловоспринимающей поверхности	Заданное значение k_w , Вт/(м ² ·К)	Рассчитанное значение Ψ_{av}
Ширма (в камере охлаждения в сечении $z=3$ м)	250	0.590
Двухсветный экран (в камере охлаждения в сечении $z=0$)	200	0.483
Остальные экранные поверхности (фронтальные, тыловые и потолочные в камере охлаждения)	150	0.415

Условия во входных сечениях каналов горелок определялись в соответствии со следующими допущениями. В отличие от изотермического моделирования, верхняя горелка была разделена (по высоте) на два канала: канал 1 подачи аэросмеси и расположенный над ним канал 2 подачи вторичного сухого воздуха. При этом угол наклона оси верхней горелки к горизонту (плоскости XZ) был принят равным $\beta=24^\circ$. Нижняя горелка целиком представляет собой канал 0, в который также подается вторичный воздух. Сухой воздух считается состоящим на 21% из кислорода O_2 и на 79% из азота N_2 по объему. Также предполагается, что влага при подсушивании угля в мельнице полностью выходит из топлива в виде водяного пара, вся масса которого подается в канал 1 первичного воздуха, в котором смешивается с сухим воздухом – таким образом, через канал 1 в топку подается аэросмесь – влажный первичный воздух с распыленным в нем углем. Отношение суммарных расходов газовой фазы через верхнюю (каналы 1 и 2) и нижнюю (канал 0) горелки было задано равным $\gamma = G_{\text{верх}} / G_{\text{ниж}} = 3$ – этот параметр, как было показано в результате вариантных расчетов, оказывает влияние на интенсивность эффекта подпирания струи факела из верхней горелки потоком снизу. Расход подсушенного угля на моделируемый объем полусекции вихревой топки был принят равным 3.75 кг/с, а коэффициент избытка воздуха в топке – равным 1.15 (при этом локальный коэффициент избытка воздуха в верхней горелке задается пониженным ~ 0.85). Остальные значения параметров во входных сечениях каналов приведены в (табл. 2).

Таблица 2. Расчетные параметры каналов горелок новой вихревой топки

Параметр	Канал 0 вторичного воздуха (ниж- няя горелка)	Канал 1 первичного воздуха (верх- няя горелка)	Канал 2 вторичного воздуха (верх- няя горелка)
Ширина канала, м	0.8		
Высота амбразуры канала (в сечении YZ), м	1.	0.5	0.5
Угол β наклона каналов горелки к горизонту, °	0	24	24
Площадь сечения канала (по нормали к его оси), м ²	0.8	0.365418	0.365418
Массовый расход сухого воздуха, кг/с	9.3205	15.6289	10.4855
Массовый расход водяного пара, кг/с	0	1.8470	0
Объемная доля O ₂	0.21	0.17658	0.21
Объемная доля H ₂ O	0	0.15914	0
Температура потока, °C	320	180	320
Плотность газового потока, кг/м ³	0.5927	0.7295	0.5927
Скорость потока в канале, м/с	19.6553	65.5574	48.4096

4. Результаты физического и численного моделирования внутренней аэродинамики новой вихревой топки

С целью сопоставления результатов физического и численного моделирования, аэродинамическая структура турбулентного потока в лабораторной модели новой вихревой топки была исследована в изотермической постановке при числе Рейнольдса $Re=3 \cdot 10^5$. Структура течения в виде векторных полей осредненной скорости в сечении по центру горелок, полученная в результате эксперимента и численного моделирования, представлена на (рис. 4), где для увеличения показаны вихревая камера горения и часть камеры охлаждения. Видны следующие особенности аэродинамической картины в новой схеме вихревой топки. Истекающая из верхней амбразуры горелки струя, подпираемая снизу закрученным потоком из камеры горения, присоединяется к противоположной стенке и далее распространяется вниз как пристенная струя вдоль вогнутой поверхности камеры. От точки присоединения струи вверх (между струей и верхней частью противоположной стенки) до горловины камеры может располагаться область рециркуляции, причем вдоль стенки у горловины может происходить частичный вынос потока в камеру охлаждения. В нижней части камеры горения за вертикальным уступом стенки имеет место застойная область. Далее располагается зона смешения пристенной струи и струи, истекающей из нижней горелки. Вблизи центра вихревой камеры четко выражена область вихревого ядра, положение которой зависит от координаты z , что может указывать на наличие прецессии вихревого ядра. Это свидетельствует о том, что закрученный поток в камере горения имеет сложную пространственную структуру. Поток выходит из вихревой камеры горения в виде струи в плоскости симметрии S_{XY} между двумя горелками, а также вблизи торцевой стенки – т.е. структура течения в диффузорной части топки носит «перчаточный» характер. В области над верхней горелкой

присутствуют возвратные течения и рециркуляционные зоны. Как расчетные, так и экспериментальные данные демонстрируют существенную пространственную неоднородность структуры восходящего потока в камере охлаждения. Для векторных полей скорости (рис. 4) наблюдается качественное соответствие структуры течения, полученной в эксперименте и в численном моделировании. На (рис. 5) приведены профили вертикальной и горизонтальной компонент

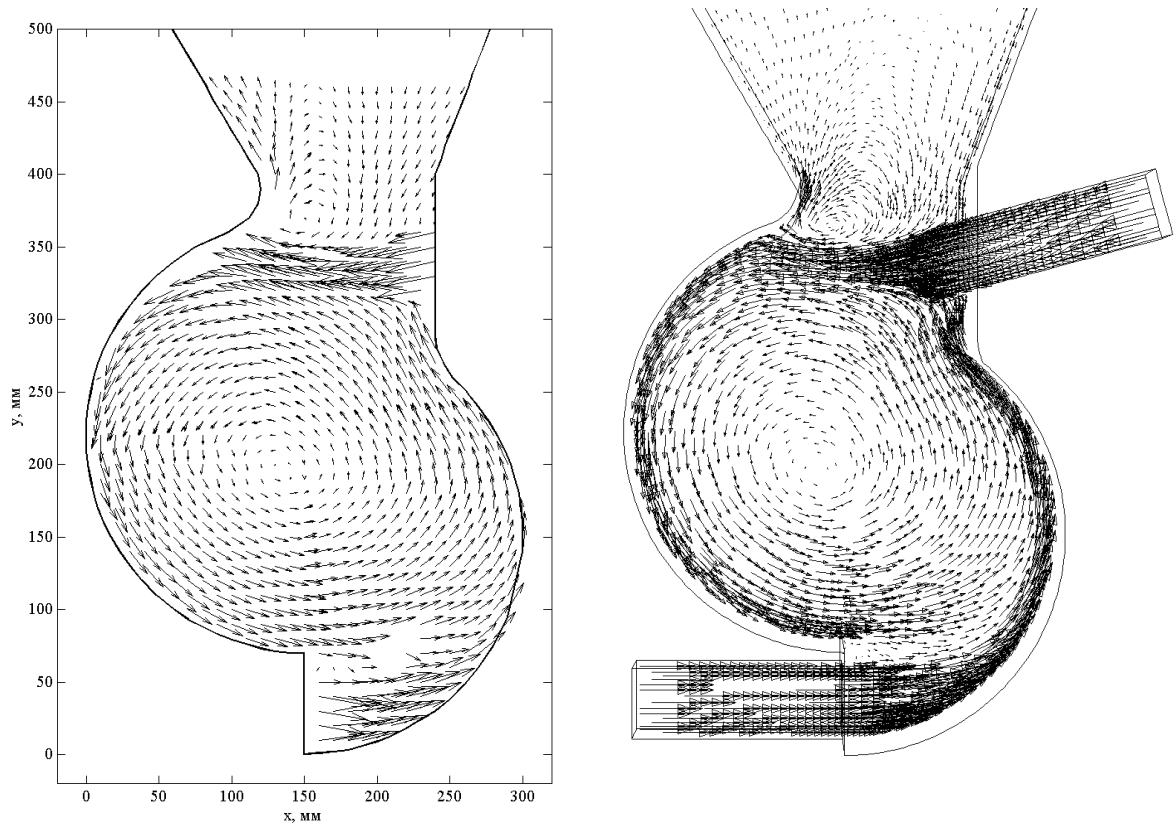


Рис. 4. Векторное поле скорости в сечении по центру горелки ($z=80$ мм): эксперимент (слева), численное моделирование (справа)

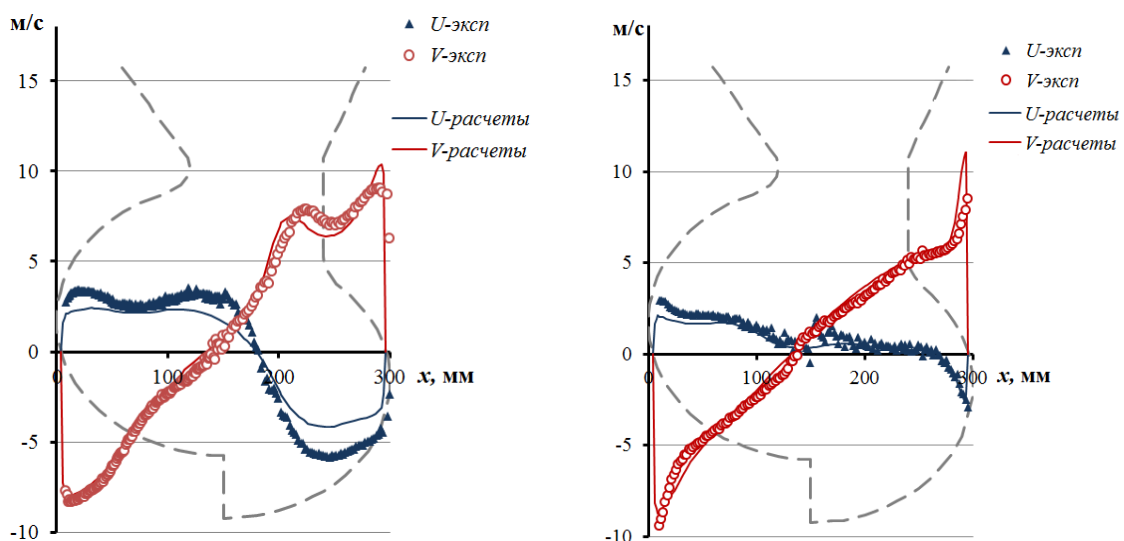


Рис. 5. Профили горизонтальной U и вертикальной V компонент скорости вдоль центральной горизонтальной линии ($y=185$ мм) в двух XY -сечениях: слева – вблизи торцевой стенки ($z=15$ мм); справа – по центру горелки ($z=80$ мм).

осредненной скорости, построенные вдоль горизонтальной линии $y = 185$ мм (проходящей вблизи центра вихревой камеры) в двух сечениях лабораторной модели топки. Здесь представлены результаты численных расчетов и данные ЛДА-измерений (которые выполнены вдоль этой линии с более мелким пространственным шагом (до 1 мм) и большим временем (до 40 с) измерения в каждой точке). Профиль вертикальной компоненты скорости в вихревой камере является устойчивым и близким к осесимметричному для сечения по центру сопла, что соответствует распределению скорости в течении с потенциальным вихрем. В целом можно видеть, что результаты численного моделирования удовлетворительно согласуются с полученными экспериментальными данными.

5. Результаты численного моделирования процессов горения угля в новой вихревой топке

Численное исследование трехмерного турбулентного реагирующего течения с учетом всех основных процессов теплопереноса при факельном сжигании березовского бурого угля в полноразмерной конфигурации новой вихревой топки проведено для варианта постановки граничных условий, описанного в разд. 3.3. Высокий уровень температур в камере горения, при котором обеспечивается устойчивый режим выхода жидкого шлака, продемонстрирован на (рис. 6), где приведено распределение температуры в двух XU -сечениях, а также на (рис. 7), где приведены профили значений температур по высоте вихревой

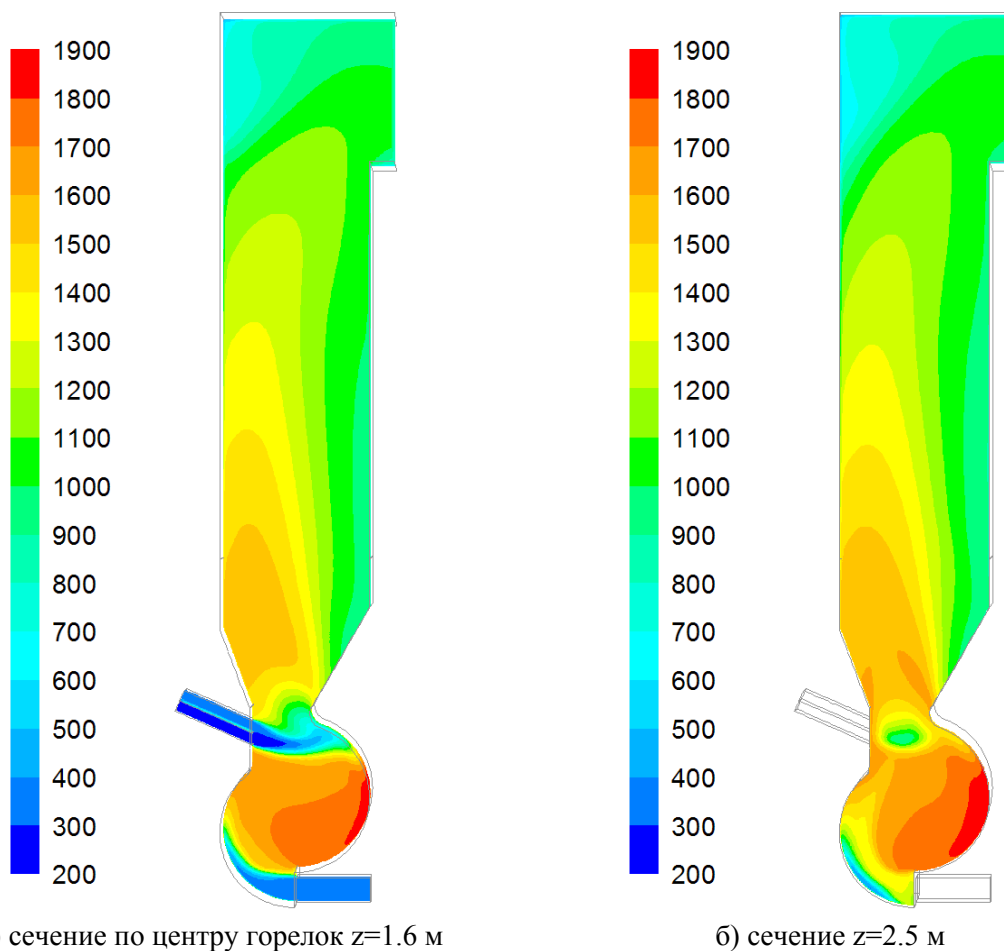


Рис. 6. Поле температуры в вихревой топке с распределенным тангенциальным вводом, °С

топки, осредненных по горизонтальным сечениям (сплошная линия). Кроме того, штриховой линией на (рис. 7) показаны максимальные значения температур по высоте топки, свидетельствующие о наличии высокого уровня температур (более 1600°C) в камере горения, при котором обеспечивается устойчивый режим выхода жидкого шлака. При этом теплонапряжение объема внутри камеры горения составляет $\sim 0.8 \text{ МВт/м}^3$.

Графики распределения коэффициентов тепловой эффективности теплопринимающих экранов $\Psi = Q_{\text{рез}}/Q_{\text{пад}}$ (где $Q_{\text{пад}}$ – падающий на стенку тепловой поток, а $Q_{\text{рез}}$ – воспринятый тепловой поток) по высоте топки в камере охлаждения (выше отметки 15 м) показаны на (рис. 8), где сплошной линией показан профиль на поверхности двухсветного экрана (в сечении $z=0$), а штриховой линией – на поверхности ширмы (в сечении $z=3$ м). Осредненные по площади экранных поверхностей значения $\Psi_{\text{ав}}$ приведены в (табл. 1). Видно, что значения коэффициента тепловой эффективности экранов в вихревой топке в целом выше, чем типичный уровень ~ 0.4 для топочных устройств, и лежат в диапазоне от 0.41 до 0.59 (в зависимости от типа экранных поверхностей) за счет насыщения топочного объема камеры охлаждения двухсветными экранами и ширмами. Тем самым в новой конфигурации вихревой топки с распределенным на верхние и нижние горелки тангенциальным вводом обеспечивается высокая эффективность отвода тепла из топочного объема в теплоноситель парогенератора, что, в свою очередь, обеспечивает и достаточную интенсивность снижения температуры дымовых газов (см. рис. 7) по высоте камеры охлаждения.

Профили концентраций O_2 , CO , NO по высоте топки, осредненных по горизонтальным сечениям, представлены на (рис. 9). Интегральные в выходном сечении $x=6.5$ м перед выпускным газоходом теплотехнические и экологические параметры новой вихревой топки сведены в (табл. 3).

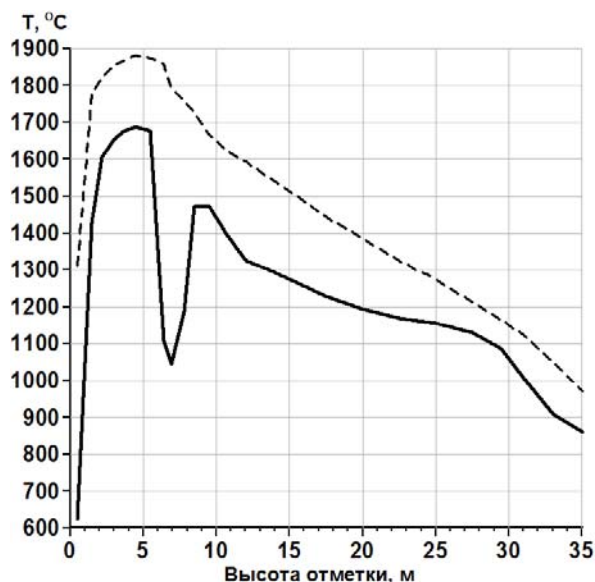


Рис. 7. Профили распределений по высоте топки температуры, $^{\circ}\text{C}$. Сплошная линия – значения, осредненные по горизонтальным сечениям, штриховая линия – максимальные значения по горизонтальным сечениям.

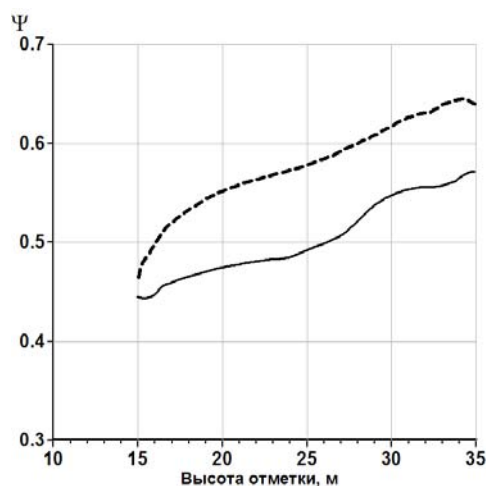


Рис. 8. Профили распределений по высоте коэффициента Ψ тепловой эффективности экранов в камере охлаждения. Сплошная линия – значения на поверхности двухсветного экрана, штриховая линия – значения на поверхности ширмового экрана.

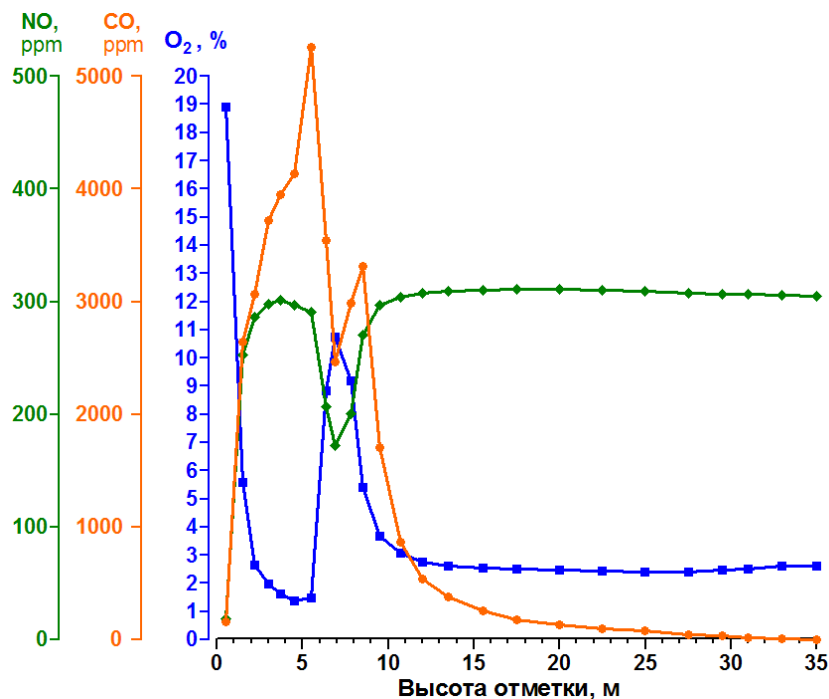


Рис. 9. Профили распределений по высоте топки объемных концентраций O₂, CO, NO, осредненных по горизонтальным сечениям.

Таблица 3. Параметры на выходе из новой вихревой топки (осредненные* по сечению $x=6.5$ м)

Наименование параметра, размерность	Значение
Температура (максимальное значение) T_{\max} , °C	1055
Температура (осредненное значение) T_{av} , °C	980
Концентрация O ₂ по объему, %	2.47
Концентрация CO по объему, ppm	14
Коэффициент q_4 потерь тепла от механической неполноты сгорания топлива, %	1.3
Концентрация NO по объему, ppm	307
Концентрация NO ₂ (с пересчетом на 6% содержание O ₂), мг/нм ³	510

*Примечание: в первой строке таблицы приведено не осредненное, а максимальное значение температуры в сечении $x=6.5$ м.

Таким образом, в результате проведения численного моделирования для принятых конструктивных и режимных параметров вихревой топки с распределенным тангенциальным вводом на березовском буром угле с тониной помола $R_{90}=15\%$ было получено, что ее основные теплотехнические и экологические характеристики показывают соответствие принятым в теплоэнергетике показателям, в т.ч. нормативным, что подтверждает обоснованность выбора конструктивных и режимных параметров. Одновременно с выполнением вышеуказанных ограничений (табл. 3) для предложенной новой конструкции вихревой топки

достигаются такие показатели энергоэффективности, как повышенные значения коэффициента тепловой эффективности экранных поверхностей (что способствует повышению КПД котла), и режим непрерывного жидкого шлакоудаления, который обеспечивается высоким объемным тепловыделением (и соответствующим высоким уровнем температуры) в камере горения.

6. Заключение

С помощью бесконтактного ЛДА-метода и численного моделирования проведено комплексное исследование аэродинамики и процессов тепломассопереноса в вихревой топке нового типа с распределенным тангенциальным вводом топливных струй через верхние и нижние горелки. Сопоставление данных экспериментального и численного моделирования внутренней аэродинамики исследуемой вихревой топки показывает приемлемое для инженерной практики соответствие. Благодаря наличию дополнительной нижней горелки в новой схеме топки (по сравнению с прежней конструкцией Н.В. Голованова) обеспечивается гибкость управления аэродинамической структурой потока, тем самым могут быть подобраны более благоприятные режимы работы топки, например, путем задания пониженного коэффициента избытка воздуха в верхней горелке. В результате проведения численного моделирования всей совокупности топочных процессов при факельном сжигании березовского бурого угля получены детальные распределения полей скорости, температур, концентраций, тепловых потоков в вихревой топке новой конструкции, а также ее основные теплотехнические и экологические характеристики.

Для проведения расчетов использовался CFD-пакет FLUENT версии 6.3, установленный на суперкомпьютерном кластере НКС-160 (ССКЦ СО РАН, г. Новосибирск). Работа выполнена при поддержке РФФИ (проекты № 10-08-01093-а, 11-08-92202-монг-а, 12-08-90706-моб_ст) и Министерства образования и науки Российской Федерации.

Литература

1. Саломатов В.В. Природоохранные технологии на тепловых и атомных электростанциях. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 853 с.
2. Ануфриев И.С., Аникин Ю.А., Саломатов В.В. и др. Экспериментальное исследование структуры закрученных потоков методом лазерной доплеровской анемометрии // Вестник Томского гос. ун-та. Математика и механика – 2011, Вып. 2(14), с.70–78.
3. Саломатов В.В., Красинский Д.В., Аникин Ю.А., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Энхжаргал Х. Экспериментальное и численное исследование аэродинамических характеристик закрученных потоков в модели вихревой топки парогенератора // Инженерно-физический журнал – 2012, Т. 85, № 2, с.266-276.
4. Красинский Д.В., Саломатов В.В., Энхжаргал Х. Предпроектное обоснование параметров КЭС мощностью 4800 МВт на угле Шивэ-Овооского месторождения Монголии // Ползуновский вестник - 2012, № 3/1, с.20-28.
5. T.-H. Shih, W.W. Liou, A.Shabbir, Z.Yang, and J. Zhu A New k - ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Valid-

- tion // *Computers&Fluids* – 1995, vol.24 (3), pp. 227-238.
6. Launder B.E. and Spalding D.B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence.* – London (England): Academic Press, 1972.
 7. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод), 3-е изд. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
 8. Magnussen B.F. *The Eddy Dissipation Concept.* – IEA, 1989.
 9. Смит Т.Ф., Шэнь З.Ф., Фридман Д.Н. Вычисление коэффициентов для модели взвешенной суммы серых газов // *Теплопередача.* – 1982. – Т. 104, № 4. – С. 25-32.
 10. Волков Э.П., Зайчик Л.И., Першуков В.А. *Моделирование горения твердого топлива* – М.: Наука, 1994, 320 с.
 11. *FLUENT 6.3 User's Guide* // Fluent Inc., 2006.
 12. Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости.* Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
 13. Issa R.I. Solution of implicitly discretized fluid flow equations by operator splitting // *J. Comput. Phys.* 1986. Vol.62. P. 40–65.
 14. Crowe C.T., Sharma M.P., Stock D.E. The Particle-Source-In-Cell (PSI-CELL) model for gas-droplet flows // *ASME Journal of Fluids Engineering* – 1977, vol. 99, No.2, pp. 325-332.