

УДК 519.6, 621.1.016, 621.18

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОЙ КЭС НА БУРОМ УГЛЕ ШИВЭ-ОВООСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ МОНГОЛИИ

Красинский Д.В.¹, Саломатов В.В.^{1,2}, Энхжаргал Х.¹

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

²*Новосибирский государственный университет*

1. Введение

Создание мощной топливно-энергетической базы Монголии имеет стратегическое значение. В настоящей работе представлен расчетный анализ параметров проектируемой конденсационной электрической станции (КЭС) мощностью 4800 МВт на буром угле Шивэ-Овооского месторождения Монголии. В качестве основного энергетического оборудования для КЭС предложен энергоблок КСВТ-2650 мощностью 800 МВт с использованием перспективного парогенератора с вихревой технологией сжигания распыленного угля, а именно, рассматривается использование вихревой топки (ВТ) с жидким шлакоудалением. Преимуществами применения в проекте парогенератора с ВТ, особенности внутренней аэродинамики которой исследовались ранее в работах авторов [1–2], являются: – высокая эффективность сжигания широкой гаммы топлив при пониженном образовании вредных выбросов, благодаря наличию устойчивой структуры вихрей и высокому уровню турбулентности в вихревой камере горения; – рациональные массогабаритные характеристики топки. В результате проведения численного моделирования аэродинамики и всей совокупности топочных процессов при факельном сжигании распыленного Шивэ-Овооского бурого угля в предложенном парогенераторе с вихревой топкой получена детальная предсказательная информация о трехмерной аэротермохимической структуре двухфазного турбулентного реагирующего течения в ВТ, а также интегральные теплотехнические и экологические характеристики этого парогенератора. С целью сопоставления технико-экономических показателей привлекаются известные данные действующего энергоблока мощностью 800 МВт Березовской ГРЭС-1 с парогенератором П-67 на березовском угле Канско-Ачинского бассейна.

2. Основные конструктивные и режимные параметры проектируемого энергоблока КЭС

В качестве основного оборудования энергоблока 800 МВт в проекте рассмотрены для сопоставления два типа парогенераторов, имеющих нижеследующие характеристики:

а) Котел П-67 на сильношлакующихся углях Березовского месторождения КАБ, эксплуатирующийся на Березовской ГРЭС-1. Для него приняты: открытая тангенциальная камерная топка; низкотемпературное сжигание; сухое шлакоудаление; схема пылеприготовления с прямым вдуванием; размол топлива в мельницах-вентиляторах. Следует отметить, что парогенератор П-67 имеет очень большие габариты – это отразилось на металлоемкости котла, расходе металла на каркас главного корпуса и на его стоимости.

б) Парогенератор для энергоблока КСВТ-2650 Шивэ-Овооской КЭС на Шивэ-Овооском угле (ШОУ) качественно отличается от функционирующего котла П-67: – применением вихревой топки, состоящей из футерованной камеры горения с высоким теплонапряжением и камеры охлаждения, насыщенной двухсветными экранами; – жидким шлакоудалением; – замкнутой системой пылеприготовления.

Основными элементами конструкции парогенератора с вихревой топкой [1] являются: вихревая камера сгорания с тангенциальным подводом струи аэро-смеси, создающей вихревой факел с горизонтально расположенной осью вращения, диффузор и камера охлаждения, заканчивающаяся выпускным газоходом (рис. 1). Таким образом, в проекте предусматривается следующий тип парогенератора:

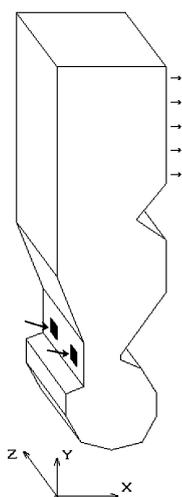


Рис. 1. Схема вихревой топки

парогенератор с вихревой топкой самоопорный, секционированный с помощью горизонтальных цельносварных панелей, с сомкнутыми газоходами, с ширмо-конвективными поверхностями нагрева. Заложенные в расчет этого парогенератора вышеуказанные исходные положения, а также конструктивные решения поверхностей нагрева, приводят к уменьшению габаритов, металлоемкости, а следовательно, стоимости парогенератора, сокращению расхода металла и снижению капитальных затрат на главный корпус. Характеристики рассмотренных парогенераторов представлены в (табл. 1).

Таблица 1. Характеристики парогенераторов энергоблоков 800 МВт

Параметр, размерность	Тип парогенератора	
	П-67	с вихревой топкой, самоопорный
Номинальная паропроизводительность (т/ч):		
– по первичному пару	2650	2650
– по вторичному пару	2190	2190
Давление первичного пара, ата	255	255
Температура первичного пара, °С	545	545
КПД парогенератора, %	91,89	93,02
Габаритная высота, м	89	30,60
Габаритная ширина, м	79,67	24,61
Металлоемкость парогенератора, в т.ч. металл под давлением, т	19660 9360	9800 5280
Расход стали на котельное отделение (на один энергоблок), тыс.т	76,2	18,4
Удельный объем котельного отделения (на один энергоблок), м ³ /кВт	0,612	0,205

По проекту в блоке с парогенератором принята серийная турбоустановка К-800-240-5, установленная также на Березовской ГРЭС-1. Эта турбина одновальная, пятицилиндровая (ЦВД+ЦСД+3ЦНД), имеет 8 нерегулируемых отборов пара, используемых для подогрева питательной воды. Она обладает следующими характеристиками: номинальная мощность – 800 МВт, параметры пара – 240 ата, 540/540 °С, расход пара на турбину – 2540 т/ч.

Опыт проектирования парогенераторов большой единичной паропроизводительности показывает, что с ростом единичной мощности блока существенная доля капложений в главный корпус приходится на строительную часть и, в основном, на котельное отделение. Учитывая, что тип котла и его компоновка в значительной мере определяют компоновку главного здания, для проектируемого блока КСВТ-2650 Шивэ-Овооской КЭС выбрана ширина ячейки блока, равная 72 м. Последнее обеспечивает оптимальное размещение парогенератора, электрофильтров, системы пылеприготовления. Также используется типовая компоновка турбины К-800-240-5.

Для действующего парогенератора П-67 с двухсветными экранами, сухим шлакоудалением, со схемой пылеприготовления с прямым вдуванием характерным для компоновки является:

- 1) требование обеспечения максимального приближения мельниц-вентиляторов к горелкам приводит к необходимости (в целях оптимальной раздачи топлива по мельницам) создания двух бункерных этажерок с фронтальной и задней стенок парогенератора;
- 2) подвеска парогенератора к каркасу котельного отделения жестко связывает схему каркаса;
- 3) в каркас котельной включены четыре ряда колонн: два ряда колонн, приближенных к парогенератору (топке) с целью сокращения пролета хребтовых балок, а два других ряда колонн одновременно являются колоннами бункерных этажерок. Пространство между этими рядами колонн используется для размещения мельниц, обдувочных аппаратов и др.

Для компоновки проектируемого парогенератора с вихревой топкой характерным является:

- 1) замкнутая система пылеприготовления, а также однофронтальное расположение горелок, что позволяет компоновать оборудование пылеприготовления независимо от парогенератора. Все оборудование в этом случае располагается перед фронтом парогенератора в одной бункерной этажерке;
- 2) бункера пыли размещаются непосредственно в самой котельной;
- 3) парогенератор самоопорного типа располагается на своем каркасе и не влияет на схему каркаса котельного отделения, что значительно облегчает строительные конструкции.

Основные конструктивные параметры проектируемого парогенератора с вихревой топкой имеют значения: высота – 30,6 м, ширина по фронту – 64 м, по глубине – 24,6 м, число горелок – 32 шт., число двухсветных экранов – 15 шт., диаметр вихревой камеры сгорания $D_T = 6,2$ м, угол наклона горелочной струи – 15°. Ширина горловины диффузора составляет $0,4D_T$, углы раскрытия диффузора: 20° – переднего, 30° – заднего. Из сравнения габаритных размеров парогене-

раторов П-67 и проектируемого с ВТ по высоте и ширине (табл. 1) видно практически трехкратное различие в размерах двух котлоагрегатов. Таким образом, при той же мощности 800 МВт проектируемый парогенератор КСВТ-2650 с ВТ обладает значительно уменьшенными массогабаритными свойствами.

Экономическая эффективность принятых в проекте решений и рекомендуемого оборудования определена путем сравнения основных технико-экономических показателей по вариантам главных корпусов Шивэ-Овооской КЭС и Березовской ГРЭС-I. Анализировались следующие показатели: капитальные вложения в главный корпус; металлоемкость оборудования и его стоимость; расход строительных материалов (металл, железобетон) на каркас главного корпуса; эксплуатационные затраты; трудозатраты на строительство главного корпуса; монтаж и ремонтпригодность оборудования. Результаты сравнения приведены в (табл. 2). Из анализа технико-экономических показателей следует, что установка в энергоблоке КСВТ-2650 800 МВт вместо парогенератора П-67 парогенератора с вихревой топкой позволит:

- сократить расход металла на парогенераторы на ~ 60000 т;
- уменьшить расход строительных материалов на главный корпус: железобетона на ~ 170500 м³, металла на ~58100 т;
- сократить годовой расход угля на ~7500 т.у.т./год.

Выполненные расчетные обоснования и проектные проработки показали несомненное преимущество применения в пылеугольных энергоблоках 800 МВт парогенераторов с вихревой технологией сжигания.

Таблица 2. Основные технико-экономические проектные показатели для Шивэ-Овооской КЭС (6 × 800 МВт) на буром угле ШОУ

Наименование показателя	Березовская ГРЭС-I	Шивэ-Овооская КЭС с вихревой топкой
Среднегодовая нагрузка блока, %	95,9	95,9
Число часов использования установленной мощности, час	6800	7037
Расход электроэнергии на собственные нужды, %	3,38	4,05
Удельный расход условного топлива, кг/кВт·ч	0,329	0,327
Удельные капитальные вложения в установленный кВт, руб/кВт	54000	46500
Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб/кВт·ч	0,445	0,41

3. Численное моделирование процессов сжигания угля в вихревой топке

В настоящее время проведение предпроектных исследований на основе методов численного моделирования является необходимым этапом при разработке новых (или модернизации существующих) аппаратов и технологий в теплоэнергетике. С целью расчетного обоснования интегральных теплотехнических и экологических характеристик проектируемого парогенератора с вихревой топкой и анализа распределений основных величин в объеме такой топки, проведено численное моделирование 3-D аэродинамики и всех основных топочных процессов при факельном сжигании ШОУ в исследуемой вихревой топке.

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 в тензорном виде (с суммированием по повторяющимся индексам):

$$\frac{\partial \rho U_k}{\partial x_k} = \langle \kappa^{coke} \rangle + \langle \kappa^{volat} \rangle \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] - \rho g \delta_{2i} + \langle \phi_i \rangle \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho U_k H}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial H}{\partial x_k} \right) - \text{div } q_{rad,g} + \langle \mathcal{G} \rangle + H \left(\langle \kappa^{coke} \rangle + \langle \kappa^{volat} \rangle \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho U_k C_\alpha}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left((\rho D_\alpha + \frac{\mu_t}{Sc_t}) \frac{\partial C_\alpha}{\partial x_k} \right) + r_\alpha \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t |S|^2 - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho U_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 \varepsilon |S| - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \quad (6)$$

$$\alpha_g E_r = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{1}{3\zeta} \frac{\partial E_r}{\partial x_k} \right) + \sigma_0 \alpha_g T_g^4 - \langle s_{rad} \rangle \quad (7)$$

В системе (1–7) уравнение (1) есть уравнение неразрывности, (2) – уравнения количества движения ($i = 1, 2, 3$), (3) – уравнение переноса энтальпии газовой смеси, (4) – уравнение переноса концентраций компонент α газовой смеси, (5, 6) – уравнения k - ε модели турбулентности, (7) – уравнение радиационного переноса. 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 [3]. Эта модель за счет более точной формулировки членов уравнения переноса скорости диссипации турбулентности обеспечивает улучшенную предсказательную способность (по сравнению со «стандартной» k - ε моделью [4]), 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 $\alpha = \{O_2, CH_nO_m, CO, CO_2, H_2O, N_2\}$. 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 бурый Шивэ-Овооский уголь (ШОУ), исходный элементный состав которого был задан согласно [5]. В (табл. 3) приведены эти данные, а также пересчет свойств ШОУ на подсушенную массу угля.

Таблица 3. Исходные и расчетные свойства Шивэ-Овооского бурого угля

Параметр	Заданное содержание		Расчетное * содержание на рабочую массу подсушенного угля
	на рабочую массу сырого (исходного) угля	на горючую массу (d.a.f.)	
влажность, %	32.1	–	0
зольность, %	9.9	–	15.022*
углерод, %	39.8	–	58.763*
водород, %	2.4	–	3.535
кислород, %	15.4	–	22.680
азот, %	0.2	–	0*
сера, %	0.2	–	0*
контрольная сумма, %	100	–	100
летучие, %	–	41.5	35.266
теплота сгорания низшая, ккал/кг	3710	–	5463.92
то же, МДж/кг	15.533	–	22.8763

* При пересчете элементного состава на подсушенное топливо дополнительно предполагается, что все содержание азота включается в состав минеральной части (зола), также 50% содержания серы включается в состав золы и оставшиеся 50% содержания серы включается в состав углерода.

По данным (табл. 3) для ШОУ были получены следующие значения химической формулы летучих: $n = 4.653$, $m = 1.881$, молярная масса выделившихся-

ся летучих = 46.8 г/моль. Теплоемкость летучих в составе газовой смеси C_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 C_nO_m описывается на основе известной модели дробления турбулентных вихрей [6].

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 [7], а коэффициенты поглощения и рассеяния в дисперсной фазе определяются из приближения оптически крупных частиц [8]. В результате задача моделирования лучистого теплообмена сводится к решению дополнительного уравнения (7) переноса величины плотности энергии излучения [8].

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 [8]. Были проведены два варианта расчетов с различной тониной помола: в варианте «А» величина массового остатка на сите 90 мкм принималась равной $R_{90}=12\%$, а в варианте «Б» – равной $R_{90}=15\%$. Коэффициент полидисперсности помола в обоих вариантах принимался равным 1.3. Минимальный размер частиц был ограничен значением 5 мкм, а максимальный размер – значением 250 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 золотого 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 численной модели дополнительно решаются дифференциальные уравнения пространственного переноса концентраций монооксида азота NO, а также промежуточных соединений (радикалы HCN, NH₃), учитываемых в общей кинетической схеме образования оксидов азота. Ввиду того, что концентрации этих веществ малы по сравнению с концентрациями основных компонент газовой смеси, и при этом энергетический вклад этих реакций также пренебрежимо мал по сравнению с тепловыми эффектами реакций горения топлива, общепринятым подходом является проведение расчета образования оксидов азота на этапе пост-процессинга, т.е. с использованием «замороженных» пространственных полей величин (скорости, температуры, концентраций O₂, CH_nO_m, CO, CO₂, H₂O, N₂ и т.д.), полученных на основном этапе расчета. В принятой схеме образования оксидов азота [9] при сжигании угля в вихревой топке учитываются следующие механизмы:

- 1) «термический» – окисление азота воздуха N₂ по расширенному механизму Я.Б.Зельдовича, важнейшую роль в котором играет диссоциация кислорода O₂ при повышенных температурах;
- 2) «быстрый» – реагирование азота воздуха N₂ с углеводородными радикалами по механизму Фенимора, которое может происходить в области выделения летучих;
- 3) «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. В проведенных расчетах полагалось, что весь азот топлива (0.2 % на рабочую массу сырого угля) выделяется с летучими;
- 4) механизм с промежуточным образованием N₂O при окислении азота воздуха N₂ – может играть существенную роль при повышенном давлении, что, однако, не характерно для условий топочного процесса в вихревой топке.

Также в модели образования оксидов азота [9] учитываются и факторы, приводящие к уменьшению концентрации NO: – путем «teburn-механизма» при реагировании оксидов азота с углеводородными радикалами CH_i, – и за счет гетерогенной реакции поглощения NO на поверхности углеродных частиц.

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 взаимодействие фаз осуществляется согласно алгоритму PSI-CELL (Particle-Source -In-Cell) [10], 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 уравнений (1–7). После сходимости итерационного процесса решение оказывается самосогласованным.

3.2. Постановка граничных условий

Проектируемый энергоблок 800 МВт имеет 16 секций (шириной 4 м каждая) по 2 горелки, разделенных двухсветными экранами. Также, согласно проекту, посередине каждой секции в камере охлаждения установлены ширмы для дополнительного теплосъема. При численном моделировании, с учетом необходимости ограничения размера сетки, рассматривался объем половины секции, имеющий ширину 2 м по трансверсальной координате z и содержащий одну горелку. Таким образом, 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 $z = 2$ м – плоскостью симметрии S_{xy} секции. При этом в той части камеры охлаждения, где установлена ширма, граничные условия зеркальной симметрии заменяются условиями на твердой стенке (в сечении $z = 2$ м) в виде тепловоспринимающего экрана ширмы. Расположение горелки внутри полусекции по трансверсальной координате z является симметричным, так что ось симметрии горелки находится в сечении $z = 1$ м, соответственно левая стенка горелки находится в сечении $z = 0.65$ м, а правая – в сечении $z = 1.35$ м. Угол наклона каналов горелки по отношению к горизонту (плоскости XZ) составляет 15° . Построенная для конечнообъемной дискретизации уравнений расчетная неструктурированная сетка состоит из 227302 гексаэдрических ячеек, ее вид на граничной поверхности моделируемого объема топки представлен на (рис. 2), где для увеличения показана только область вихревой камеры и диффузорная часть топки.

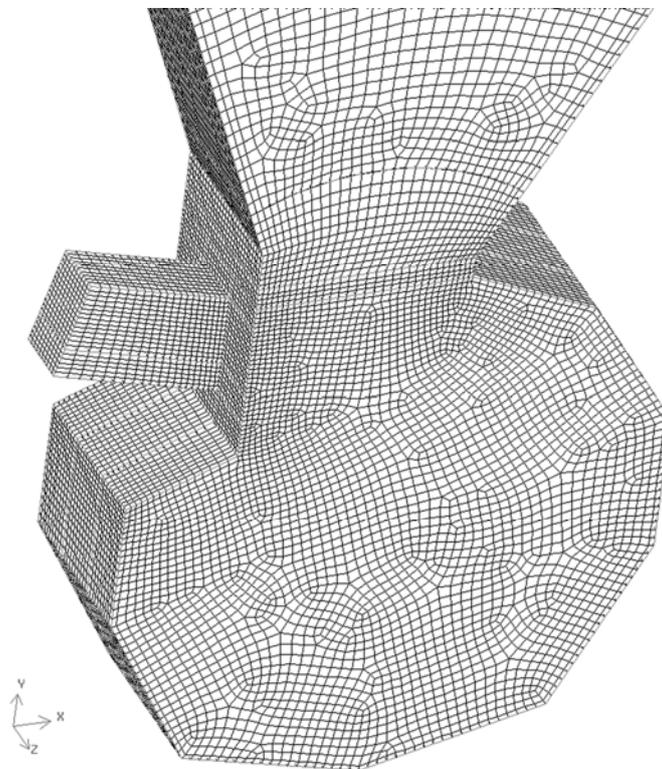


Рис. 2. Вид расчетной сетки на поверхности вихревой топки (для увеличения показана нижняя часть топки).

Горелка разделена по высоте на два канала: канал 1 подачи аэросмеси и расположенный над ним канал 2 подачи вторичного сухого воздуха. 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, т.е. через канал 1 в топку подается аэросмесь – влажный первичный воздух с распыленным в нем углем. Расход подсушенного Шивэ-Овооского угля через каждую горелку (т.е. на моделируемый объем полусекции ВТ) был принят равным 3 кг/с, что соответствует расходу исходного сырого угля 509 т/ч в пересчете на весь энергоблок КСВТ-2650 с 32 горелками. Коэффициент избытка воздуха в топке был задан равным 1,15. Остальные значения параметров во входных сечениях каналов горелки приведены в (табл. 4).

Для компонент скорости на стенках задаются граничные условия прилипания, при этом для моделирования турбулентности в пристеночной области используется метод пристеночных функций [4, 9], в т.ч. с учетом шероховатости стенок. При задании граничных условий как лучистого, так и конвективного теплообмена на поверхности экранов и ширмы топки используется интегральный коэффициент теплопередачи α_w стенок топки (от поверхности золовых отложений до пароводяной смеси). Значения этого коэффициента, заданные на различных экранных поверхностях вихревой топки, приведены в (табл. 5). 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 [8].

Таблица 4. Расчетные параметры каналов горелочного устройства ВТ

Параметр	Канал 1 первичного воздуха	Канал 2 вторичного воздуха
Ширина канала, м	0.7	
Высота амбразуры канала (в сечении YZ), м	0.36	0.84
Массовый расход сухого воздуха, кг/с	9.5886	14.3829
Массовый расход водяного пара, кг/с	1.4175	0
Температура потока, °С	180	320
Плотность газа, кг/м ³	0.7201	0.5927
Скорость потока, м/с	62.7910	42.7225

Таблица 5. Заданные на экранных поверхностях значения коэффициента теплопередачи

Наименование и местоположение поверхности	α_w , Вт/(м ² ·К)
Ширма (в камере охлаждения в сечении $z=2$ м)	250
Двухсветный экран (в камере охлаждения в сечении $z=0$)	200
Остальные экранные поверхности (фронтальные, тыловые, потолочные в камере охлаждения)	150
Футерованные стенки (в камере горения)	10

3.3. Результаты численного моделирования процессов сжигания ШОУ в вихревой топке

Результаты численного моделирования трехмерного турбулентного двухфазного реагирующего течения при факельном сжигании ШОУ в вихревой топке проектируемого энергоблока КСВТ-2650 представлены ниже для вариантов «А» и «Б», различающихся тониной помола угля.

Структура течения в виде векторного поля осредненной скорости в сечении XU топки по центру горелки показана на (рис. 3), где для увеличения показана вихревая камера горения и диффузорная часть топки. Видны следующие

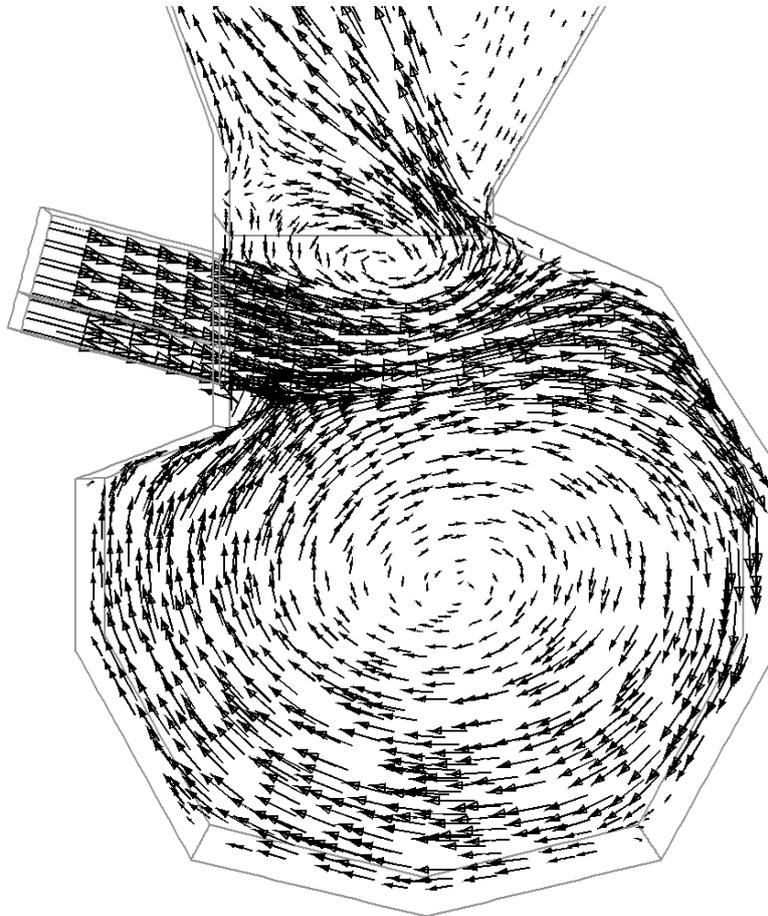


Рис. 3. Векторное поле скорости в сечении по центру горелки ($z = 1$ м)

особенности аэродинамической картины в исследуемой вихревой топке. Истекающая из горелки струя, подпираемая снизу закрученным потоком вихревой камеры, присоединяется к противоположной стенке и далее распространяется вниз как пристенная струя вдоль вогнутой поверхности камеры. Поток выходит из вихревой камеры сгорания в виде струи в плоскости симметрии S_{XY} между двумя соплами, а также вблизи торцевой стенки – т.е. структура течения в диффузорной части топки носит «перчаточный» характер. В области над горелкой присутствуют возвратные течения и рециркуляционные зоны. Вблизи центра вихревой камеры четко выражена область вихревого ядра, положение которой зависит от координаты z , что может указывать на наличие прецессии вихревого ядра. Также это свидетельствует о том, что закрученный поток в камере сгорания имеет сложную пространственную структуру. 3-D вид изоконтуров модуля скорости во всем объеме ВТ показан на (рис. 4). Распределения температур в ВТ показаны для варианта «А» в сечениях XY по центру горелки ($z = 1$ м) и вблизи плоскости симметрии ($z = 1,85$ м) на (рис. 5), а пространственный вид поля температур (в ряде сечений) – на (рис. 6). Результаты расчетов подтверждают высокий уровень температур в вихревой камере горения (стенки которой защищены футеровкой), свидетельствующий о высокофорсированном режиме сжигания в ней, а также режим жидкого удаления шлака. Изоконтуры концентрации кислорода и водяного пара в сечении по центру горелки ($z = 1$ м) показаны для варианта «А» на (рис. 7–8). Следует отметить, что первичный воздух, подаваемый в нижний канал «1» горелки, является влажным, в то время как вторичный, подаваемый

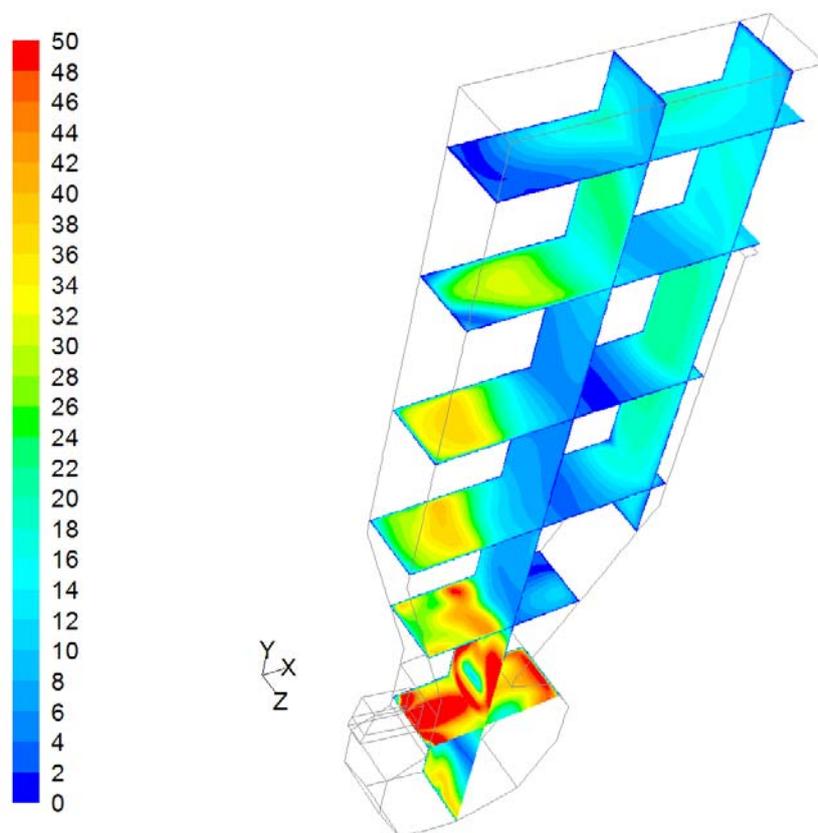
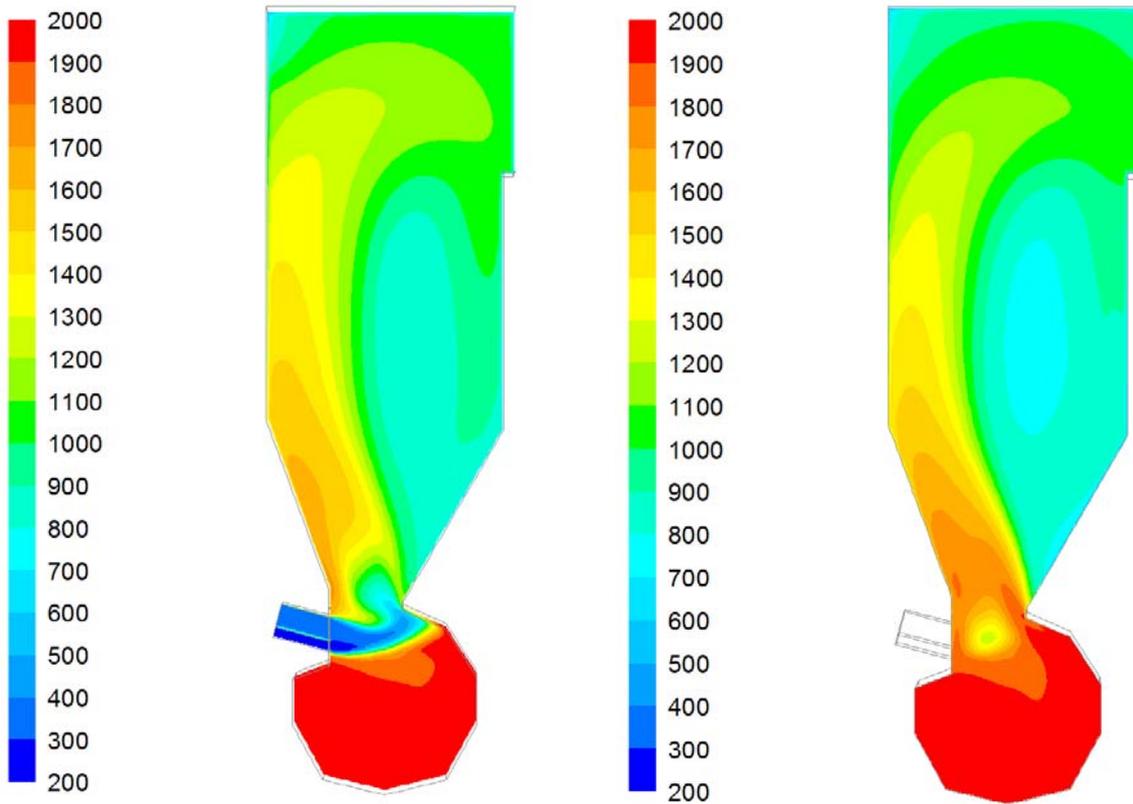


Рис. 4. Поле модуля скорости в ряде сечений ВТ, м/с



а) сечение по центру горелки $z = 1$ м

б) сечение $z = 1,85$ м

Рис. 5. Поле температуры, °C

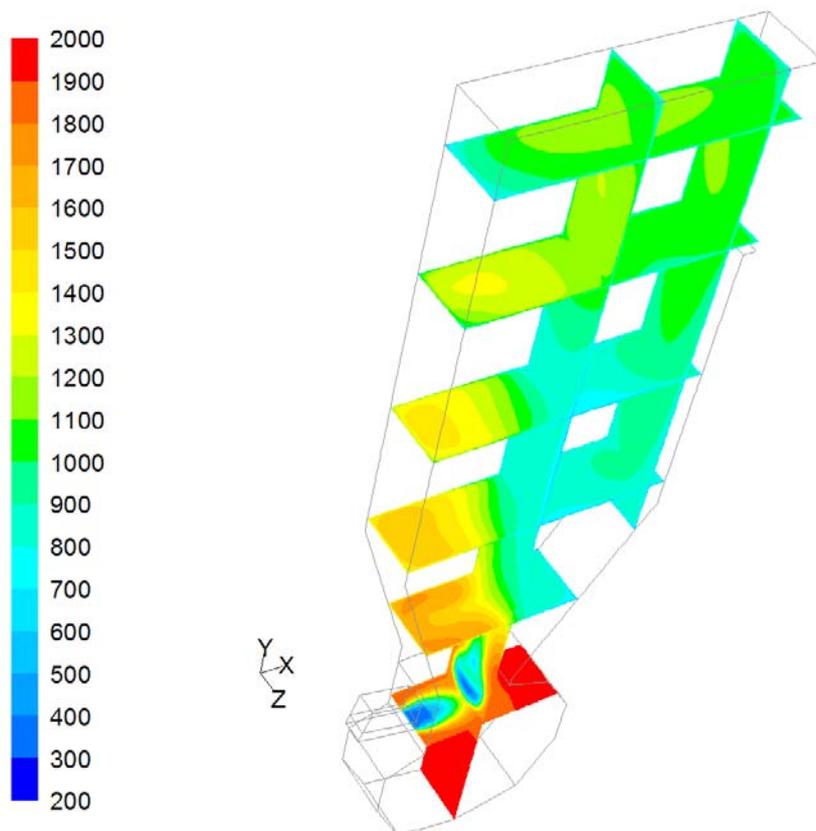


Рис. 6. Поле температуры в ряде сечений, °C

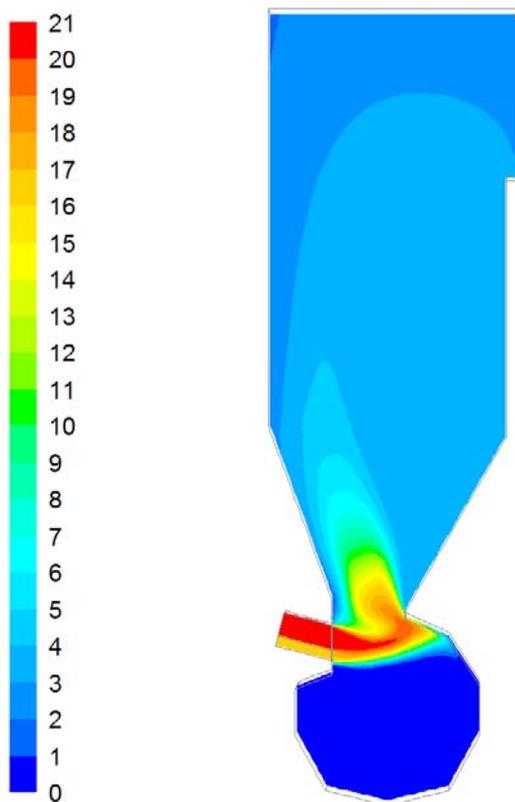


Рис. 7. Поле концентрации O_2 (по объему, %) в сечении по центру горелки ($z = 1$ м)

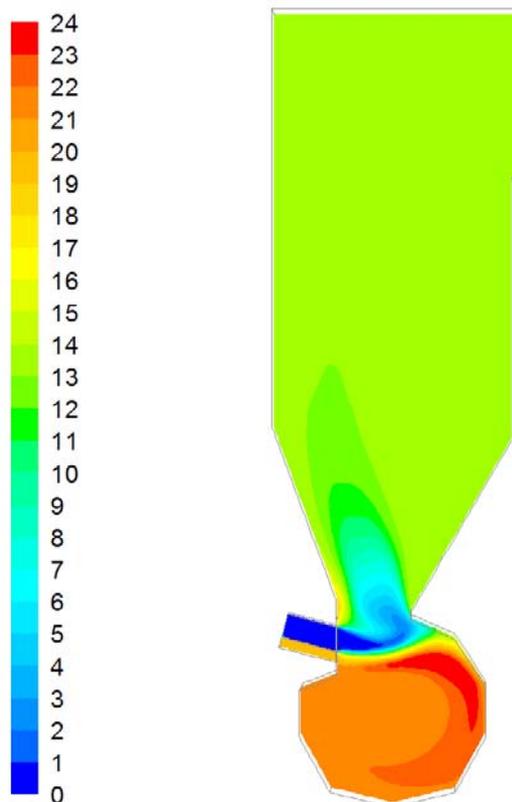
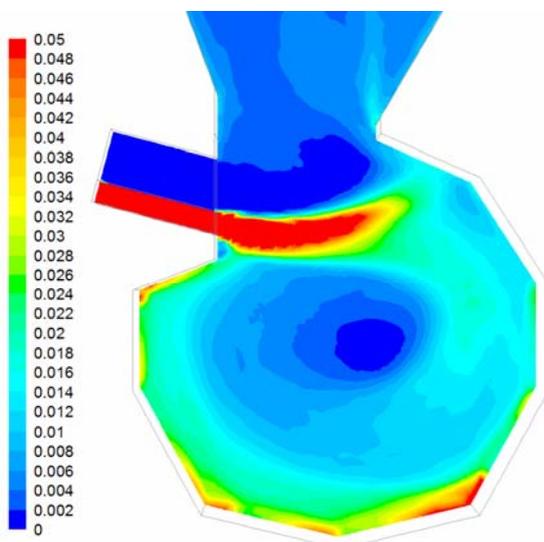
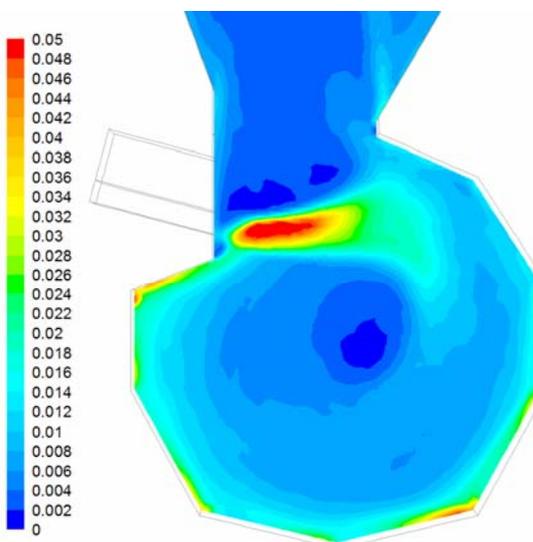


Рис. 8. Поле концентрации H_2O (по объему, %) в сечении по центру горелки ($z = 1$ м)



а) сечение по центру горелки $z = 1$ м



б) сечение $z = 1,5$ м

Рис. 9. Поле концентрации дисперсной фазы, kg/m^3
(для увеличения показана камера горения и диффузная часть)

в верхний канал «2» – сухим (см. табл. 4). Картины распределения массовой концентрации угольных частиц в сечениях по центру горелки и $z = 1,5$ м представлены на (рис. 9), откуда видно влияние вихревого характера течения в камере горения на распространение факела дисперсных частиц и, как следствие, на интенсификацию процесса перемешивания твердого топлива.

Разогрев входной струи пылеугольного факела сопровождается интенсивным процессом выхода летучих, поле концентрации которых показано на (рис. 10а). Сгорание летучих в газовой фазе обуславливает интенсивный прогрев и зажигание коксовых частиц, в результате чего выделяется монооксид углерода CO – см. (рис. 10б). Из (рис. 10) видно, что максимум концентрации CO достигается ниже по течению пристенной факельной струи, чем фронт максимальной концентрации летучих. Газофазное выгорание CO происходит в камере горения и завершается в камере охлаждения, так что в выходном сечении топки концентрация CO составляет менее 71 ppm по объему в обоих вариантах (см. табл. 6).

С целью предсказания уровня эмиссии оксидов азота в ВТ, на этапе пост-процессинга численных результатов было получено распределение концентрации NO, показанное в сечениях по центру горелки ($z = 1$ м) и вблизи плоскости симметрии ($z = 1,85$ м) на (рис. 11). При этом в выходном сечении топки концентрация NO по объему составила в варианте «А» ~233 ppm (см. табл. 6), что в пересчете на NO₂ (при 6% O₂) дает величину эмиссии оксидов азота 390 мг/нм³, которая укладывается в нормативные требования.

Распределения результирующих тепловых потоков $Q_{рез}$ и температур T_w на тепловоспринимающих поверхностях топки показаны на (рис. 12–13), откуда видно, что максимальные значения воспринятых тепловых потоков приходятся на нижнюю часть двухсветного экрана (в сечении $z = 0$) и нижнюю часть ширмы (в сечении $z = 2$ м). Также из сравнения (рис. 12) и (рис. 13) видно полное соответствие картин распределений тепловых потоков и температур на стенках ВТ. При этом также можно видеть, что поле тепловых потоков (и температур) на тепловоспринимающих поверхностях отслеживает поле температуры внутри камеры охлаждения (см. рис. 5–6). Следует отметить, что уровень температур на поверхности футерованных стенок достигает 2000 °С – ввиду адиабатических условий на стенках в камере горения. Поэтому наличие защитной футеровки является необходимым условием для организации высокотемпературного режима сжигания угля и жидкого шлакоудаления в вихревой камере ВТ.

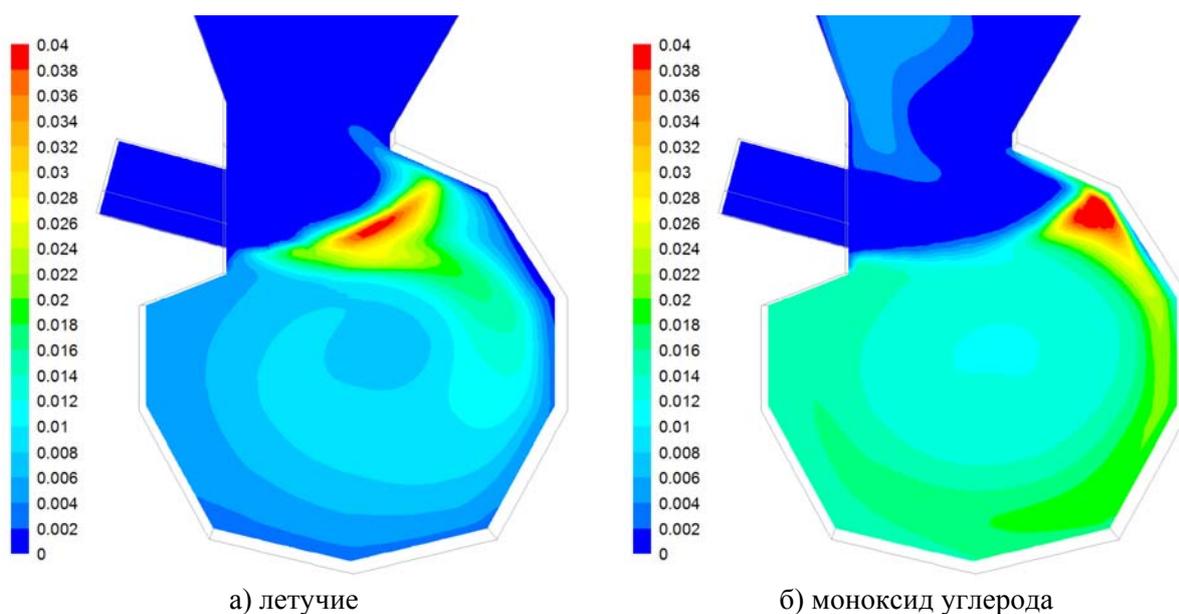
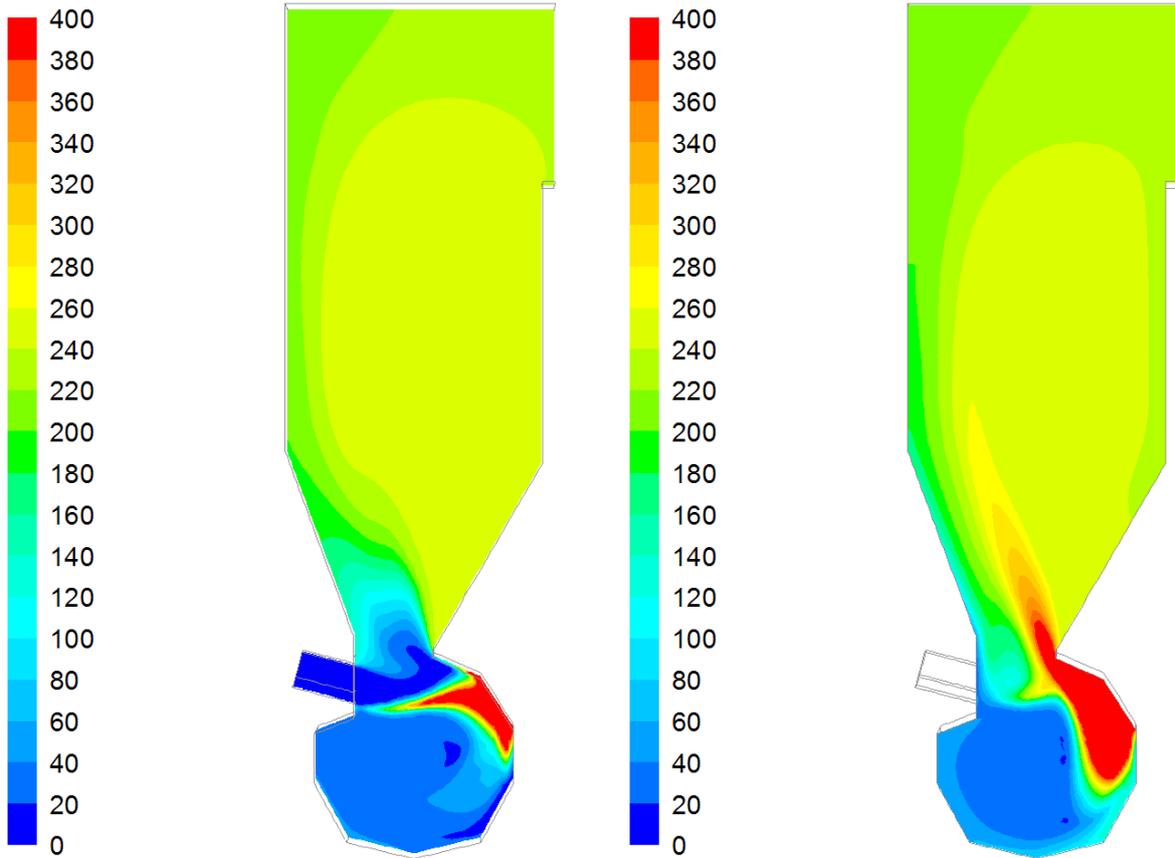


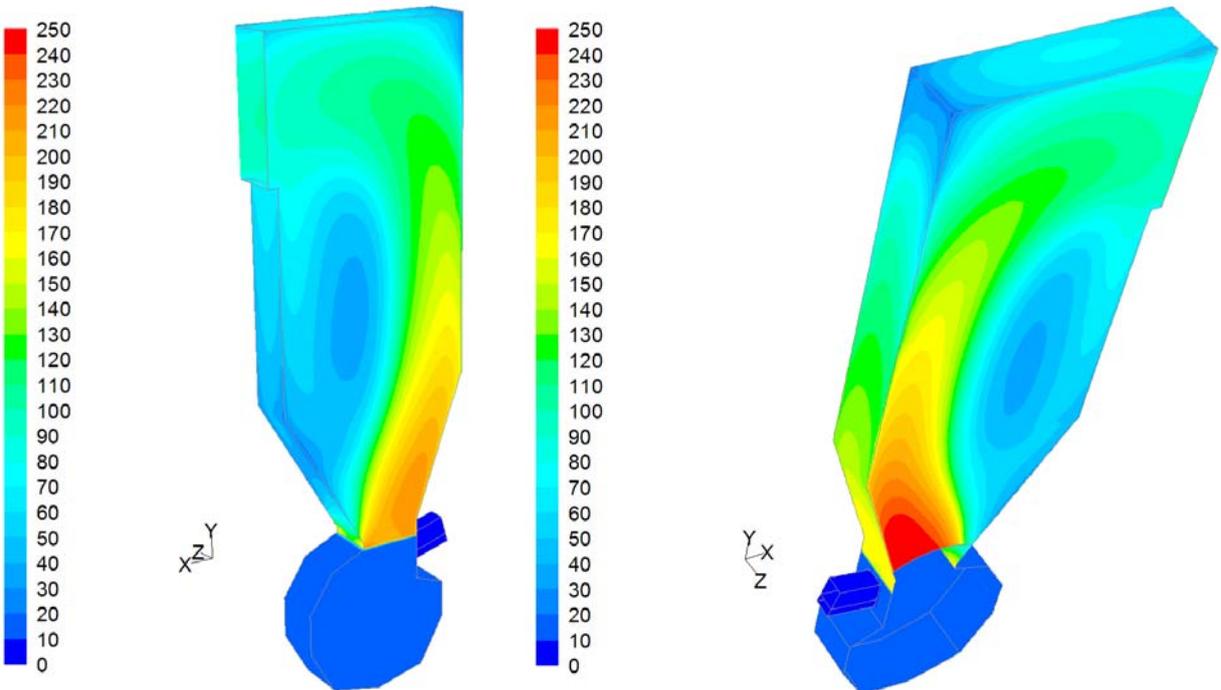
Рис. 10. Поля массовых долей летучих (а) и CO (б) в сечении по центру горелки $z = 1$ м (для увеличения показана камера горения и диффузорная часть)



а) сечение по центру горелки $z = 1$ м

б) сечение $z = 1,85$ м

Рис. 11. Поле концентрации NO, ppm



а) вид на двухцветный экран
($z = 0$ м)

б) вид на ширмовый экран
(в плоскости симметрии $z = 2$ м)

Рис. 12. Тепловые потоки на стенках, кВт/м²

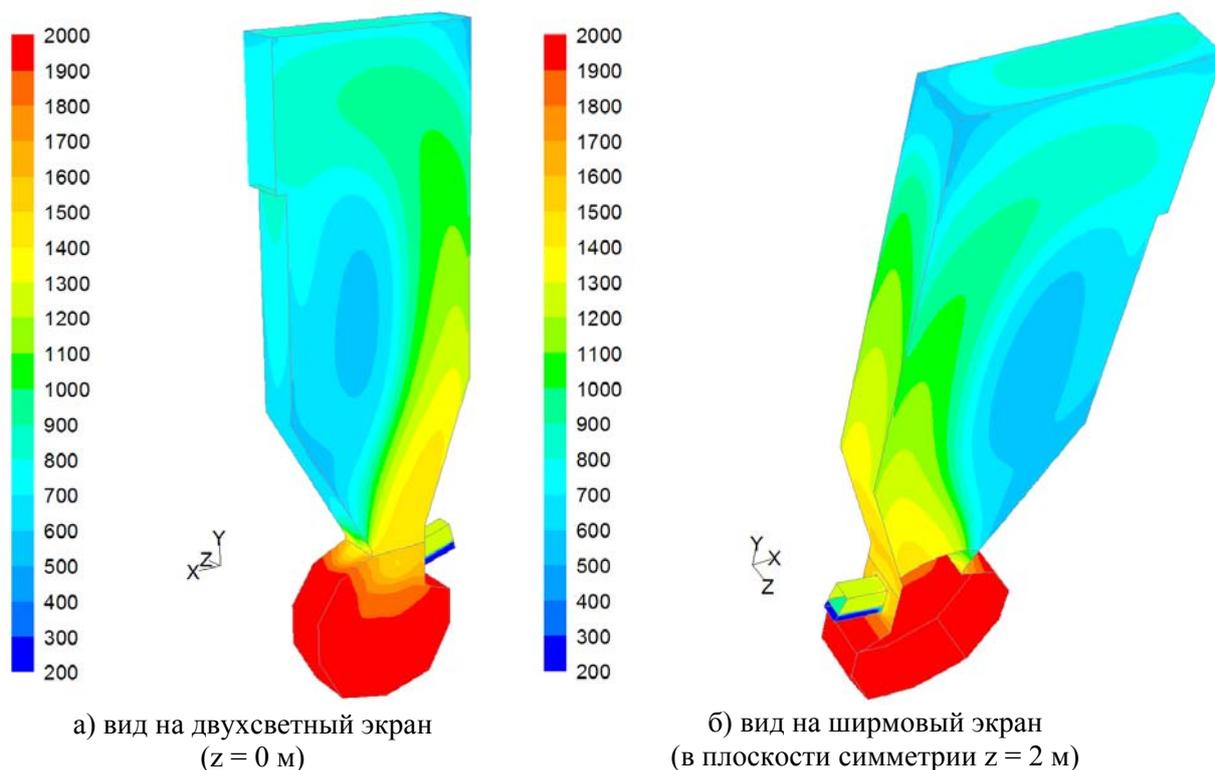


Рис. 13. Распределение температуры на стенках, °С

Распределение коэффициента тепловой эффективности тепловоспринимающих экранов $\Psi = Q_{\text{рез}}/Q_{\text{пад}}$ (где $Q_{\text{пад}}$ – падающий на стенку тепловой поток) показано на (рис. 14). В областях более высоких температур стенок значения этого коэффициента лежат в пределах 0,35–0,45, что является типичным уровнем для топочных устройств, а в областях меньших T_w значения Ψ выше (до 0,7), что указывает на достаточную эффективность отвода тепла из топочного объема камеры охлаждения в теплоноситель парогенератора. Достаточно высокая эффективность охлаждения дымовых газов по высоте топки подтверждается также тем, что максимальное локальное значение температуры в выходном сечении ВТ составило в обоих вариантах расчетов менее 1100 °С при среднем значении в этом сечении ~ 1046 °С (см. табл. 6) – такой уровень температур на выходе из топки укладывается в заданные технические требования.

На (рис. 15) приведено сравнение профилей температур для вариантов «А» (красный цвет линий) и «Б» (синий цвет линий) по высоте ВТ, осредненных по горизонтальным сечениям. Кроме того, штриховыми линиями на этом рисунке показаны максимальные значения температур по высоте топки. Видно, что распределения максимумов температур по высоте в обоих вариантах почти совпадают, а средние по сечениям температуры в камере охлаждения ВТ в варианте «А» оказываются несколько выше (с разницей в пределах 20°С), чем в варианте «Б» с более грубым помолом угля, что объясняется некоторым увеличением полноты выгорания кокса при измельчении тонины помола в варианте «А» и, как следствие, снижением потерь q_4 тепла из-за механической неполноты сгорания топлива (см. табл. 6). Однако в целом наблюдается, что картины полей и профили основных величин в обоих вариантах расчетов достаточно близки между собой.

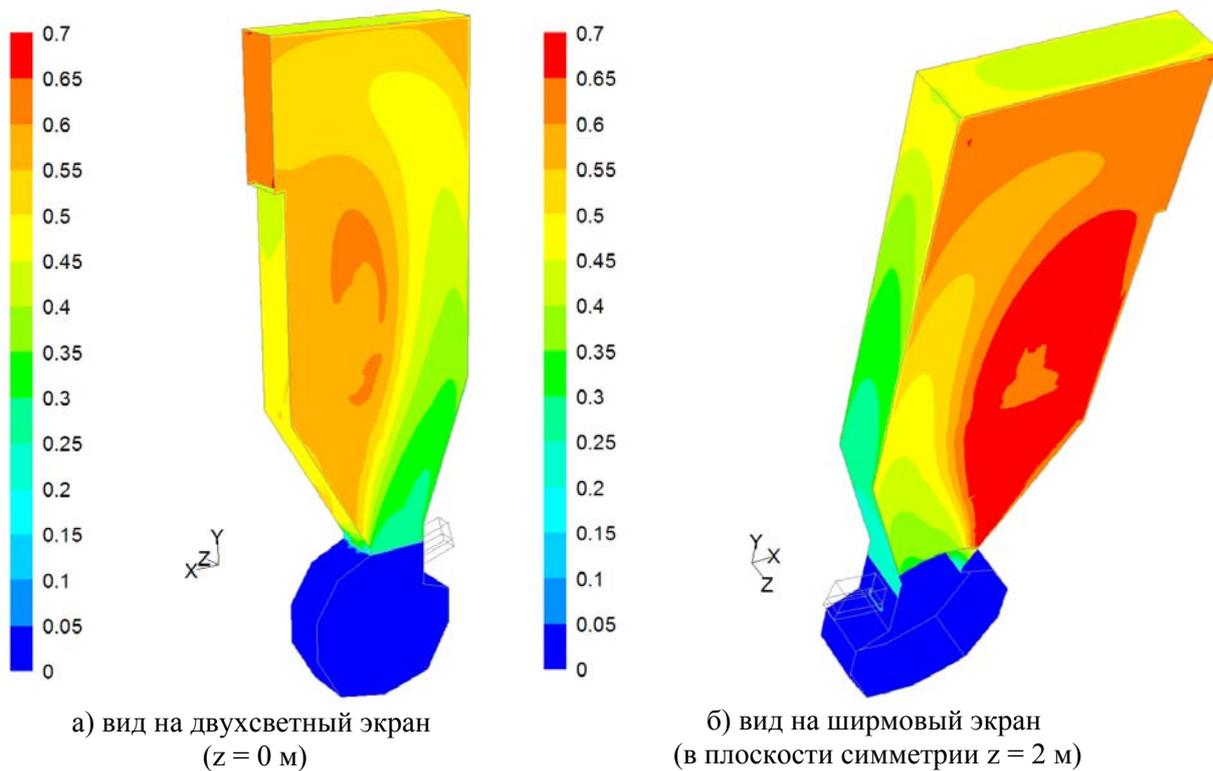


Рис. 14. Распределение коэффициента тепловой эффективности экранов

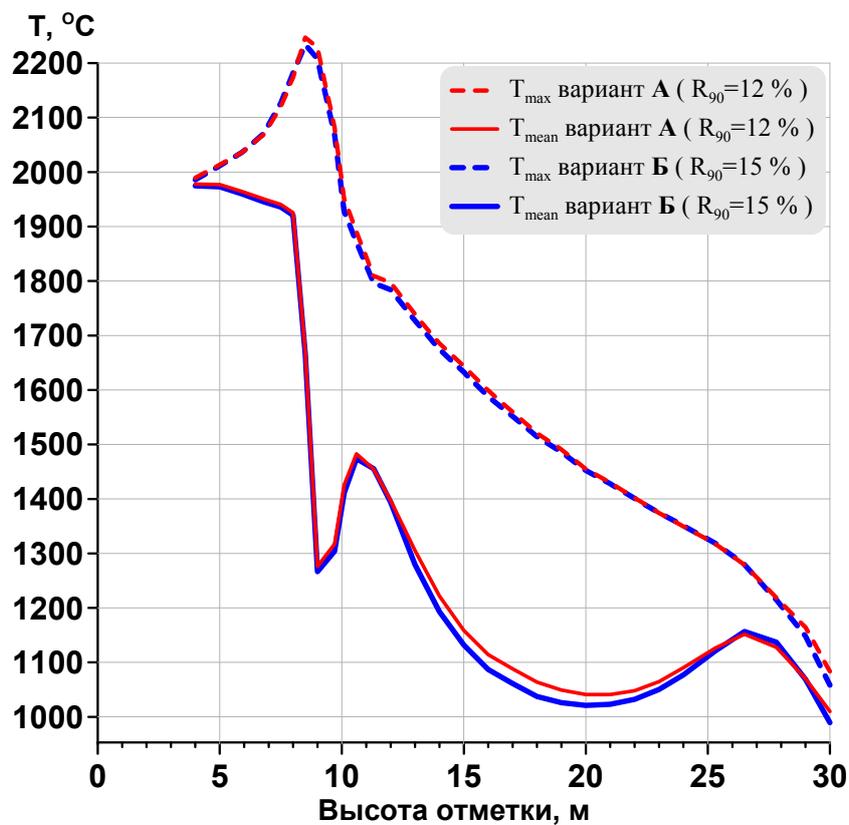


Рис. 15. Профили распределений по высоте топки температуры, °C. Сплошные линии – значения, осредненные по горизонтальным сечениям, штриховые линии – максимальные значения по горизонтальным сечениям. Вариант «А» обозначен линиями красного цвета, вариант «Б» – синего.

Это подтверждается сопоставлением профилей концентраций O_2 , CO , NO по высоте ВТ, осредненных по горизонтальным сечениям, представленных на (рис. 16) (вариант «А») и на (рис. 17) (вариант «Б»).

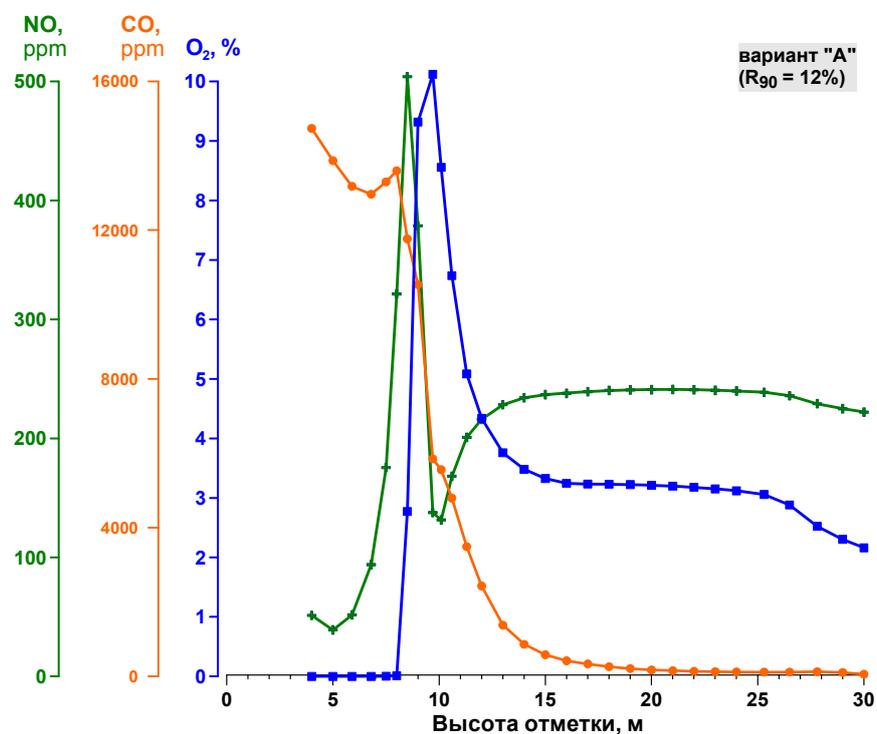


Рис. 16. Профили распределений по высоте топки объемных концентраций O_2 , CO , NO , осредненных по горизонтальным сечениям (вариант «А»).

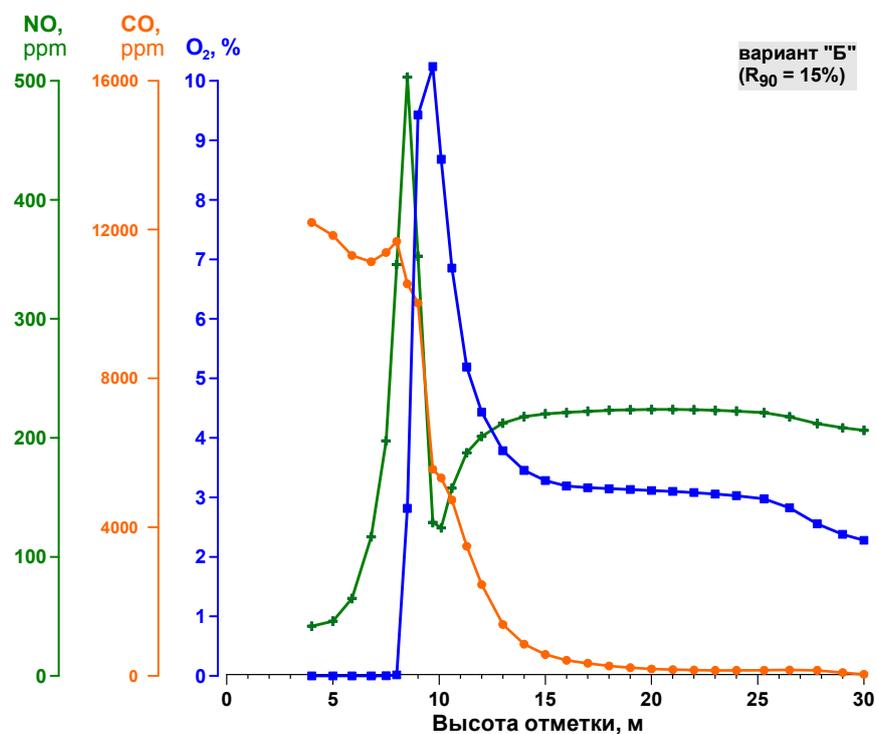


Рис. 17. Профили распределений по высоте топки объемных концентраций O_2 , CO , NO , осредненных по горизонтальным сечениям (вариант «Б»).

Интегральные теплотехнические и экологические параметры в выходном сечении вихревой топки для вариантов «А» и «Б» помола угля сведены в (табл. 6). Из сравнения двух вариантов расчета можно сделать вывод, что в варианте «Б» с более грубой тониной помола угля (что дает некоторую экономию по затратам на помол) значения максимума температур и осредненной концентрации оксидов азота в выходном сечении ВТ несколько ниже, но коэффициент q_4 потерь тепла из-за мехнедожога кокса несколько выше, чем в варианте «А».

Таблица 6. Параметры на выходе из вихревой топки (осредненные* по выходному сечению)

Наименование параметра, размерность	Вариант А ($R_{90} = 12\%$)	Вариант Б ($R_{90} = 15\%$)
температура (максимальное значение) T_{\max} , °С	1089.65	1099.32
температура (осредненное значение) T_{av} , °С	1044.69	1046.07
концентрация O_2 по объему, %	2.633	2.651
концентрация CO по объему, ppm	56.03	70.95
коэффициент q_4 потерь тепла от механической неполноты сгорания топлива, %	1.203	1.524
концентрация NO по объему, ppm	233.1	215.7
концентрация NO_2 (с пересчетом на 6% содержание O_2), мг/м ³	390.3	361.4

*Примечание: в первой строке таблицы приведены не осредненные, а максимальные значения температуры.

4. Заключение

На основе вариантного численного моделирования всей совокупности топочных процессов в перспективном парогенераторе с вихревой технологией сжигания распыленного угля выполнено расчетное обоснование параметров энергоблока КСВТ-2650 проектируемой КЭС мощностью 4800 МВт на буром угле Шивэ-Овооского месторождения Монголии. При этом получена детальная предсказательная информация о трехмерной аэротермохимической структуре двухфазного турбулентного реагирующего течения в вихревой топке, которая включает распределения полей скорости, температур и концентраций в топочном объеме ВТ, а также распределения тепловых потоков, температур и коэффициентов тепловой эффективности на экранных поверхностях ВТ. Полученные на этой основе интегральные теплотехнические и экологические характеристики исследуемого парогенератора энергоблока КСВТ-2650 с вихревой топкой показывают соответствие нормативным показателям, что подтверждает сделанный при проектировании выбор конструктивных и режимных параметров.

Для проведения расчетов использовался CFD-пакет FLUENT версии 6.3, установленный на суперкомпьютерном кластере НКС-160 (ССКЦ СО РАН, г. Новосибирск). Работа выполнена при финансовой 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. 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 // ИФЖ – 2012, Т. 85, № 2, с.266-276.
3. 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 Validation // Computers&Fluids – 1995, vol.24 (3), pp. 227-238.
4. Launder B.E. and Spalding D.B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. – London (England): Academic Press, 1972.
5. Х.Энхжаргал, С.Батмунх, А.С.Заворин, В.В. Саломатов, А.Ю.Долгих Некоторые результаты исследования угля Шивэ-Овооского месторождения Монголии с целью его энергетического использования // Энергетика и теплотехника: сб. науч. трудов / под ред. акад. РАН В.Е.Накорякова. – Новосибирск:изд-во НГТУ, 2009, Вып.14, с.125-132.
6. Magnussen B.F. The Eddy Dissipation Concept. – IEA, 1989.
7. 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.
8. Волков Э.П., Зайчик Л.И., Першуков В.А. Моделирование горения твердого топлива – М.:Наука, 1994, 320 с.
9. FLUENT 6.3 User's Guide // Fluent Inc., 2006.
10. 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.