



УДК 004.942

**Валеев Марат Рафаэлевич**

инженер

E-mail: [valeyev76@mail.ru](mailto:valeyev76@mail.ru)

**ООО «Газпром трансгаз Казань»**

Адрес организации: 420073, Россия, г. Казань, ул. Аделя Кутуя, д. 41

**Дюдина Ангелина Александровна**

инженер-проектировщик II категории

E-mail: [ange.jazz@yandex.ru](mailto:ange.jazz@yandex.ru)

**ООО «КЭР-Энерджи»**

Адрес организации: 420036, Россия, г. Казань, ул. Восход, д. 45

**Фатихов Алмаз Радикович**

заместитель директора

E-mail: [fatihov95@mail.ru](mailto:fatihov95@mail.ru)

**ООО «Стройтранском»**

Адрес организации: 420029, Россия, г. Казань, ул. Сибирский Тракт, д. 34/1

**Зиганшин Малик Гарифович**

доктор технических наук, доцент

E-mail: [mjihan@mail.ru](mailto:mjihhan@mail.ru)

**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зелёная, д. 1

### **Численные исследования совершенства сжигания газа в топках бытовых теплогенераторов**

#### **Аннотация**

*Постановка задачи.* Цель исследования – совершенствование топочных устройств, с позиции стесненности факела и полноты завершения процесса окисления горючих компонентов топливовоздушной смеси, что особенно актуально для бытовых генераторов, поскольку стремление к компактности топки значительно влияет на габариты устройства.

*Результаты.* В ходе проведения численных исследований определяются характеристики горения в зависимости от конструктивных особенностей топок котла «Bosch» Unimat UT-L18, газового отопительного конвектора «FEG» Beata 2 и конденсационного котла «Viessmann» Vitodens 100-W. Указанные типы теплогенераторов подобраны исходя из степени стесненности факела в топке. Под степенью стесненности здесь понимается отношение геометрических объемов факела и топки, с учетом конструктивных особенностей их форм и взаимного расположения. Обеспечивается возможность количественного анализа степени совершенства конструктивных параметров топок газоиспользующих устройств с целью нахождения резерва энергосбережения и экономного использования топлива.

*Выводы.* Значимость полученных результатов для строительной отрасли состоит в возможности совершенствования энергосберегающих технологий для проектирования и строительства систем теплоснабжения зданий различного назначения. Их использование позволяет конструировать топочные устройства, исключающие гибель активных центров на стенках экранных поверхностей с обрывом элементарных стадий реакции окисления метана и других горючих компонентов при сжигании природного газа.

**Ключевые слова:** вычислительная гидродинамика, Computational Fluid Dynamics, Gambit, Fluent, котлы, энергоэффективность, горение, топочные устройства.

#### **Введение**

Распространенные в настоящее время теплогенераторы малой и средней производительности имеют, как правило, высокие паспортные показатели коэффициента использования топлива. При их конструировании и модернизации производители часто основываются на данных численных исследований тех или иных элементов. Достаточно много работ традиционно посвящается исследованиям параметров, влияющих на

образование оксидов азота при горении топлива [1-5] и других загрязнителей, однако резервы энергоэффективности и экологичности аппаратов еще далеко не исчерпаны.

### Анализ исследований кинетики топочных процессов в стесненных условиях

Исследование совершенства топочных устройств с позиции стесненности факела и полноты завершения процесса окисления горючих компонентов топливовоздушной смеси – одно из перспективных направлений. Проблема особенно актуальна для бытовых генераторов, поскольку стремление к компактности значительно повлияло на габариты топок современных устройств. Вместе с тем данный вопрос затрагивается исследователями нечасто. Одна из причин состоит в том, что для крупных теплогенераторов острой проблемы в этом направлении нет, а методология их исследования является классической и традиционно служит основой для организации исследований других классов теплогенерирующих устройств. В данной работе рассмотрены способы построения и результаты исследований методами вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics-CFD) численных моделей трех бытовых теплогенераторов с различной степенью стесненности факела.

Хотя численные исследования кинетики факела проводятся регулярно [6], исследования по сжиганию газа в стесненных условиях встречаются нечасто. Из исследований непосредственно на данную тему, выполненных за последние 15 лет, можно отметить работу Вуталуру Р., Вуталуру Х. Б. [7]. Фундаментальное рассмотрение проблемы кинетики горения в стесненных условиях, с анализом имевшихся на то время работ экспериментального характера, приведено в работе Льюиса Б. и фон Эльбе Г. [8]. В работе подробно рассмотрено условие, при котором происходит обрыв или зарождение цепей элементарных стадий окисления горючего на стенках. Скорость обрыва реакций на стенке связывается со скоростью диффузии к ней молекул горючего и с интенсивностью разветвления цепей элементарных стадий реакций. В предположении (в соответствии с МКТ) пропорциональности скорости диффузии числу ударов молекул о поверхность, получено выражение для средней концентрации активных центров  $\bar{n}$ :

$$\bar{n} = \frac{3m_0 r}{p^2 D \frac{1}{r^2} \frac{1}{1 + (2l/er)(1-e)} - \alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – константа скорости разветвления,  $r$  – радиус сосуда,  $\varepsilon$  – вероятность обрыва цепи на стенке,  $D$  – коэффициент диффузии.

На основании численных расчетов авторами [8] установлено, что погрешность вычислений по данной формуле не превышает 40 %, что считается приемлемым результатом при кинетических исследованиях.

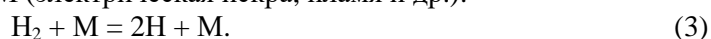
В соответствии с работой Зельдовича Я. Б., Баренблата Г. И., Либровича В. Б., Махвеладзе Г. М. [9], кроме процессов, порождающих активные частицы, всегда есть процессы, которые приводят к их гибели. Если активный центр выводится из реакции при столкновении со стабильной молекулой или в результате диффузии к стенкам сосуда, то скорость этого процесса тоже пропорциональна концентрации активных центров. Выражение для изменения концентрации активных центров будет иметь вид:

$$dn/dt = W_0 + fn - gn, \quad (2)$$

где  $W_0$  – скорость зарождения активных центров;  $f$ ,  $g$  – константы скоростей разветвления и обрыва цепей.

Если скорость обрыва цепей больше скорости разветвления, то концентрация активного продукта с течением времени стремится к стационарному значению, далее остается неизменной, а реакция протекает с постоянной скоростью при постоянных концентрациях исходных веществ (стационарное горение).

Типичным примером разветвленной цепной реакции является окисление водорода кислородом. Зарождение цепи при этой реакции связано с образованием атомарного водорода, возникающего, например, под влиянием света или при столкновении молекулы водорода с раскаленным телом  $M$  (электрическая искра, пламя и др.):



Далее последовательно протекает следующая цепь реакций:



Складывая данные три реакции, получаем итоговый результат этого цикла:



Таким образом, вступление в реакцию одного активного центра (в данном случае атома водорода) параллельно с образованием конечного продукта (в данном случае молекулы  $\text{H}_2\text{O}$ ) вызывает появление трех новых атомов водорода, каждый из которых должен стать началом новой цепи превращений. Следовательно, уничтожение одного активного центра на стенке приводит к незавершенности цепи элементарных стадий непосредственно данной реакции окисления, а также к обрыву последующих трех цепей.

Горение метана –  $\text{CH}_4$ , являющегося основным компонентом природного газа, протекает по более сложному механизму. В реакции продукта его деструкции в зоне высоких температур радикала метила  $\text{CH}_3$  с молекулой кислорода образуется промежуточный стабильный продукт – формальдегид, который и обеспечивает в дальнейшем образование разветвляющихся цепных реакций радикалов и других активных центров:



Очевидно, что в условиях, приводящих к гибели активных центров на стенках, реакция окисления метана не будет завершаться конечными продуктами  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , то есть сжигание природного газа будет проходить с заметным химическим недожогом.

Имеются также работы (например, работа авторов Чжоу Ю., Сюй Т., Хюэй С. [10]), в которых обеспечение полного развития процесса сжигания топлива для завершения реакций окисления и образования конечных продуктов сгорания в пределах топки связывается с решениями по конструктивной оптимизации топочных устройств и таких теплотехнических и гидродинамических параметров потока в них, как полей скоростей, температур, давлений, линий тока, зон отрыва и вращения в целом по исследуемой топке и возле ее характерных элементов.

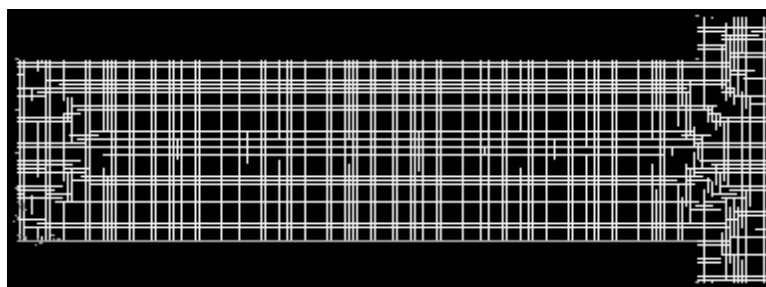
### Численное моделирование топок теплогенераторов с различной степенью стесненности факела

В данной работе проведено численное исследование трех газоиспользующих аппаратов, различающихся степенью стесненности факела в топке. Под степенью стесненности здесь и далее понимается отношение геометрических объемов факела и топки, с учетом конструктивных особенностей их форм и взаимного расположения. Исследование выполнено на основе связки программных продуктов: препроцессор Gambit (среда эмуляции Exceed), решатель ANSYS Fluent и постобработка результатов средствами Tecplot.

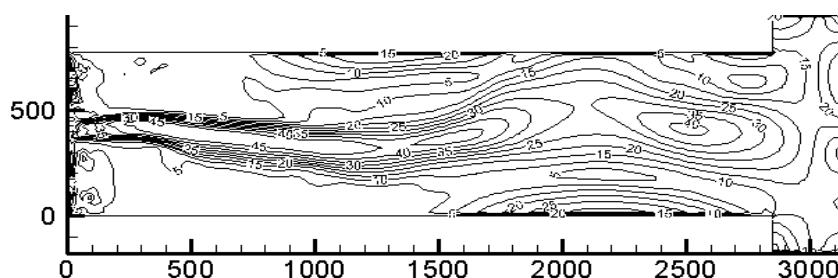
#### Модель топки котла Buderus Logano

Наименьшая степень стесненности из рассмотренных устройств у топки водогрейного жаротрубного котла «Bosch» Unimat UT-L18 («Buderus» Logano S825L), который специально сконструирован с низкой объемной нагрузкой топки при ее достаточно больших размерах с целью снижения выброса  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ . Для создания численной двумерной модели в препроцессоре принят типоразмер котла с номинальной теплопроизводительностью 2500 кВт (длина топки 3148 мм, диаметр жаровой трубы 776 мм). Из трехходовой конструкции топки выполнено моделирование первого и части второго хода топочного устройства, в пределах которых завершается реакционная зона факела. Принята следующая технология построения геометрии топки. По данным каталога производителя (Технические характеристики водогрейного котла Unimat UT-L. URL: <https://www.bosch-climate.ru/bosch-products/promyslennyye-kotly/utl.html>) строятся координаты точек – узлы (vertex). После этого точки соединяются в ребра (edge), а ребра в грани (face). После получения плоской модели топки в ее внутренней области генерируется расчетная сетка (рис. 1а). Созданная модель экспортируется далее в процессор ANSYS Fluent, задаются начальные и граничные условия для расчета процесса горения. Тип материала «MaterialType» – воздух+метан. Движение смеси турбулентное,

модель турбулентности k-epsilon, модель горения – без предварительного смешения (Species Transport). Так как в топке происходит сложный лучисто-конвективный теплообмен, дополнительно к дифференциальным уравнениям движения и сплошности включены уравнения энергии «EnergyEquation» и излучения DO.



а



б

Рис. 1. Моделирование топки котла UT-L18:

а – расчетная сетка в препроцессоре Gambit; б – поле скоростей в характерных зонах, м/с, длина и диаметр топки указаны в мм (иллюстрация авторов)

Граничные условия для потоков в топке принимались в соответствии с работой Логачева К.И., Зиганшина А.М., Аверковой О.А., Логачева А.К. [11]. В качестве граничных условий на входе газа и воздуха принято постоянство скорости потока «Velocity-inlet». Поскольку большая часть второго хода и третий ход котла UT-L18 не рассматривались, то на выходе из первого хода было принято граничное условие удаления потока (оттока) без уточнения «Outflow».

На выходе из газовой рампы принято условие постоянства избыточного давления  $P = 102034$  Па, т.к. топка под наддувом. При расходе воздуха  $G = 0,81$  м<sup>3</sup>/с его начальная скорость  $v$  задана равной 9 м/с. Расход природного газа усредненного состава принят в соотношении с воздухом 1:10 из расчета коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  до 1,05. Гидравлический диаметр выходного отверстия для газа  $d = 0,338$  мм. Температура смеси на выходе из газовой рампы 19°C.

### Модель топки конвектора «FEG» Beata 2

Далее рассмотрен аппарат с более высокой степенью стеснения факела в топке – газовый отопительный конвектор «FEG» Beata 2 с герметичной камерой сгорания и забором наружного воздуха на горение через коаксиальный газоход. Данный аппарат представляет собой отопительный прибор, размещаемый непосредственно в отапливаемом помещении, ввиду чего при его конструировании компактности придается большое значение. Однако влияние стенок сказывается на завершении процесса горения и на рациональности использования газового топлива в конвекторе. Численное моделирование топочного процесса позволяет выявить возможности усовершенствования конструкции топки с целью снижения влияния стенок и повышения коэффициента использования топлива.

Построена 3D-геометрия топки газового конвектора «FEG» Beata 2 в программе Gambit (рис. 2а). Для построения выбран тетраэдрально-гибридный тип сетки, с расстоянием между элементами 0,005 м. Начальное число узлов в модели 9794, количество ячеек – 49897. Как и в предыдущем случае, полученная модель была экспортирована в решатель ANSYS Fluent, и в качестве расчетной модели турбулентности была выбрана k-ε модель со стандартными пристеночными функциями, с учетом влияния нагрева на вязкость потока. В расчеты также включены уравнение энергии и уравнение излучения по модели DO.

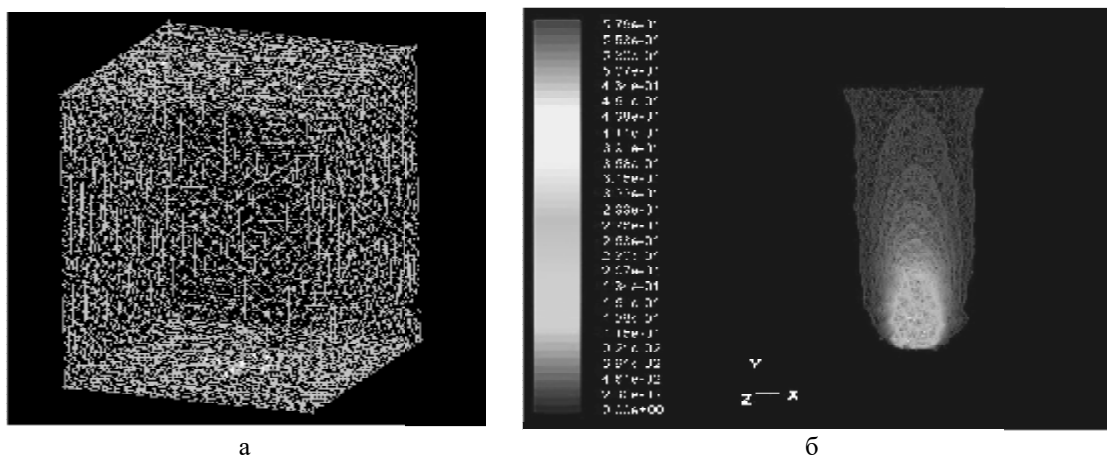


Рис. 2. Трехмерное моделирование топки конвектора Feg Beata 2:

а – расчетная сетка в препроцессоре Gambit;

б – массовые концентрации, %, метана в топочном пространстве (иллюстрация авторов)

Граничные условия были выбраны аналогично предыдущей модели: на входе газа и воздуха принято постоянство скорости потока «Velocity-inlet», на выходе из топки – отток «Outflow». При расходе газа (метана)  $G_{\Gamma} = 0,25 \text{ м}^3/\text{с}$  (0,178 кг/с), начальная скорость его  $V_{\Gamma}$  задана равной 5 м/с. Расход воздуха определен по объему из расчета 10 частей воздуха на 1 часть газа. Соответственно, расход воздуха  $G_{\text{в}} = 2,5 \text{ м}^3/\text{с}$  (3,219 кг/с), а скорость воздуха  $V_{\text{в}}$  на выходе из 4 сопел составляет 1 м/с. Следовательно, исходная массовая концентрация воздуха в газозудной смеси составляет 94,75 %, метана 5,25 %.

### Модель топки котла Vitodens 100-W

Далее было выполнено моделирование аппарата с наибольшей стесненностью факела в топке – конденсационного одноконтурного котла «Viessmann» Vitodens 100-W. Вместе с тем необходимо отметить, что в данной линейке котлов при минимизации габаритов топки использована специальная конструкция горелки с множеством огневых отверстий. Рассредоточение фронта пламени на большое число отдельных пламен сокращает их высоту до 10-20 мм и исключает соприкосновение зоны горения с экранной поверхностью топки.

Для построения модели топки в препроцессоре был выбран тетраэдрально-гибридный тип сетки с расстоянием 0,008 м между элементами. Начальное число ячеек составило 63758. Конструкция газовой горелки котла, по сути, представляет собой пористый металлический излучатель. На поверхности горелки в тонкой реакционной зоне толщиной до 0,01 м происходит окисление горючих компонентов топлива кислородом. Поэтому она смоделирована в виде пористой зоны (внутренний цилиндр на рис. 3а). Топка котла также цилиндрическая и образуется экранными тороидальными элементами, которые одновременно выполняют и роль конвективных поверхностей нагрева, так как между ними проходят продукты сгорания топливного газа. Поэтому топка также смоделирована как пористая зона (внешний цилиндр на рис. 3а).

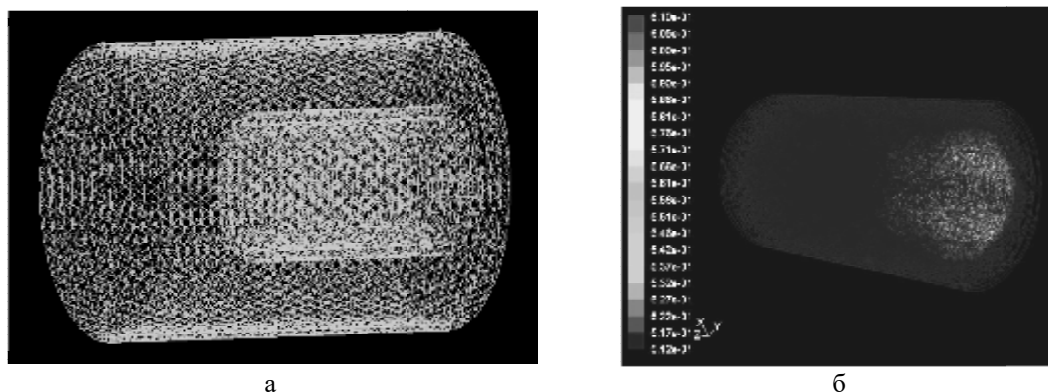


Рис. 3. Моделирование топки котла Vitodens 100-W: а – расчетная сетка в препроцессоре Gambit; б – массовые концентрации метана в пробных расчетах (иллюстрация авторов)

Полученная модель была экспортирована в решатель ANSYS Fluent. Как и в предыдущих случаях, в качестве расчетной модели турбулентности была выбрана  $k-\epsilon$  модель со стандартными пристеночными функциями, с учетом влияния нагрева на вязкость. Были включены в расчет уравнение энергии и уравнение излучения по модели DO. Граничным условием для смеси газа и кислорода на входе принято постоянство скорости потока «Velocity-inlet». На выходе из топки (поверхность теплообменника) в качестве граничного условия выбран отток «Outflow».

В отличие от предыдущих моделей, поставлены условия для пористых зон посредством задания исходных значений их вязкостных и инерционных сопротивлений (Inertial Resistance and Viscous Resistance). В пробных расчетах расход кислорода принят в количестве 1 части на 2 части газа (по объему). При расходе газа  $G_r = 0,45 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $0,321 \text{ кг/с}$ ) соответственно, расход кислорода  $G_k = 0,9 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $1,286 \text{ кг/с}$ ), газокислородной смеси  $G_{гкс} = 1,35 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $1,607 \text{ кг/с}$ ). Следовательно, исходная массовая концентрация кислорода в газокислородной смеси составляет 66,7 %, метана 33,3 %.

#### Обсуждение результатов численных исследований

В результате численных расчетов 2D-модели топки водогрейного котла «Bosch» Unimat UT-L18 получены поля скоростей (рис. 1б), температур и концентрации метана в характерных зонах топки, а также линии тока. Численные расчеты также показали, что влияние стенок топки на завершение процесса горения метана незначительное. Результаты расчетов показали, что факел развивается в центральной части жаровой трубы. На расстоянии от входа до 1000 мм факел имеет диаметр до 400 мм и располагается на расстоянии от стенок порядка 150-200 мм. Далее зона горения постепенно сужается, и на расстоянии около 2000 мм температура становится ниже 1300 К, что было приближенно принято за завершение стадии окисления с максимальной высокой скоростью реакций вследствие их прохождения по радикально-цепному механизму. Данные расчетов по метану показали, что влияние стенок топки на завершение процесса горения метана незначительное. На рис. 1б зона интенсивного окисления на длине топки до 2000 мм приближенно ограничивается изотопами 15 м/с. Внутри нее скорость продуктов горения повышается до 50 м/с из-за их расширения вследствие роста температуры к ядру факела. Можно также наблюдать зону повышенных скоростей по центру жаровой трубы (до 40 м/с) на диапазоне ее длины 2200-3000 мм. Однако здесь причина не в повышении температуры, а в торможении центральной струи и в возникновении вихря вследствие затрудненности выхода из первого хода топки, поскольку для двумерной геометрии и принятого в задаче условия выхода потока «Outflow» без уточнения параметров. Такой выход представляется как местное сопротивление типа «внезапное расширение». Таким образом, полученные в результате расчетов поля скоростей позволяют говорить об отсутствии физической неадекватности построенной и рассчитанной модели. Кроме того, по линиям тока были определены

расходы продуктов сгорания. Их сопоставление с расходами дымовых газов, подсчитанными по исходным данным, позволило окончательно установить физическую адекватность модели. Это облегчило проведение анализа на физичность последующих трехмерных моделей, для которых были приняты такие же общие граничные условия.

Для проверки результатов построения 3D-модели топки конвектора Feg Beata 2 на физическую адекватность были выполнены пробные расчеты (до 1000 итераций). Далее сетка была адаптирована в программе Fluent «по региону» до исключения сеточной зависимости. После адаптации конечное число узлов стало равно 72326, а количество ячеек сетки составило 399176. На этой сетке получено распределение концентрации метана в топочном пространстве (рис. 2б), а также линий тока, скоростей и температур в топке. В качестве контролируемых величин в ходе решения задачи приняты температура, статическое давление и массовая доля метана в контрольных точках на краях огневых отверстий горелки (в верхней горизонтальной плоскости модели, рис. 2а).

По полученным в численном исследовании данным, представленным на рис. 2а, 2б, можно видеть, что максимальная концентрация не конвертированного метана в начале пламенной зоны составляет  $5,76 \cdot 10^{-1}$  % масс., то есть 11 % его начального количества. Следовательно, 89 % метана, поступившего в зону горения, конвертировались до  $\text{CH}_3$  уже на начальном участке факела. Это позволяет прогнозировать прохождение стадий элементарных реакций (6, 7, 8) и завершение окисления этой части метана в пределах топки. По рис. 2б также можно установить и то, что массовая концентрация не конвертированного метана становится равной нулю только в конце топки, а в ее середине концентрация метана на границе зоны горения еще находится в пределах 0,023–0,0461 % масс. Поскольку размеры зоны горения соизмеримы с шириной топки, то становится очевидным, что стесненность факела приводит к невозможности осуществления реакций (6, 7, 8) для 0,5–0,9 % исходного метана. При этом необходимо заметить, что для полного сгорания топлива требуется еще окисление образовавшегося в реакции (8) угарного газа до  $\text{CO}_2$ . Следовательно, в этом случае можно ожидать величины химического недожога до 1 %, что выше декларируемых показателей.

После проверки результатов построения 3D-модели топки котла «Viessmann» Vitodens 100-W на физическую адекватность на основании пробных расчетов была проведена адаптация «по региону» до исключения сеточной зависимости, после чего конечное число узлов сетки составило 43713, а ячеек – 234978. При данном количестве ячеек сеточная зависимость становится пренебрежимой, а их размер – достаточным для разрешения реакционных зон горения вокруг горелки. Окончательные результаты расчетов топки были также верифицированы на соответствие исходным данным: максимальная температура в зоне горения составила 3100 К. Это очень близко к опытным данным по спектрометрии пламен: по [12], максимальные температуры в свободном пламени на расстоянии 5–10 мм от вершины конусного фронта горения, определенные по обращенным линиям натрия, составляют для газокислородной смеси 2740 °С. Сравнение результатов исследований, приведенных на рис. 3, показывает, что на начальном участке пламени максимальная концентрация не конвертированного метана составляет  $6,1 \cdot 10^{-1}$  % масс., то есть 3 % его начального количества. Ускорение процесса по сравнению с предыдущим случаем хорошо объясняется отсутствием в исходной смеси инертных молекул  $\text{N}_2$ . Вместе с тем приведенные далее данные по исследованию численной модели топки необходимо рассматривать как ориентировочные, поскольку на результаты расчетов пористых зон сильно влияют начальные значения вязкостных и инерционных коэффициентов гидравлических сопротивлений, а для рассмотренных конструкций опытные сведения по ним отсутствуют.

Расчеты показали также следующее. Несмотря на особую конструкцию горелки, уменьшающую высоту пламенной зоны, и интенсификацию процесса горения вследствие отсутствия в ней молекул  $\text{N}_2$ , из рис. 3б, можно видеть, что у экранной поверхности топки (т.е. у внутренней поверхности внешнего цилиндра) концентрация не конвертированного метана по сравнению с предыдущим случаем остается более высокой. Это свидетельствует о замедлении процесса окисления, что можно объяснить

понижением температуры зоны горения из-за интенсивного отбора лучистой теплоты, вследствие приближения к ней экранной поверхности теплообменника. Следовательно, возрастает вероятность обрыва элементарных стадий (6, 7, 8) реакции окисления метана из-за гибели активных центров на его стенках, а топки с подобным сочетанием конструктивных и теплотехнических характеристик горелок и экранных поверхностей более подходят для сжигания высокотемпературного топлива, например, оксида углерода и/или водорода.

### Заключение

Таким образом, проведенные численные исследования позволили наглядно определить характеристики горения в зависимости от конструктивных особенностей топок исследованных аппаратов. Представленные способы моделирования топочных процессов обеспечивают возможность количественного анализа для совершенствования конструктивных характеристик топочных и горелочных устройств с целью нахождения резерва энергосбережения и экономного использования газового топлива, что важно и с позиции сокращения выброса парниковых газов в строительном секторе. Значимость полученных результатов для строительной отрасли состоит также в возможности совершенствования энергосберегающих технологий, применяемых в настоящее время при проектировании и строительстве систем теплоснабжения зданий различного назначения. Их использование позволит конструировать топочные и горелочные устройства, исключающие гибель активных центров на стенках экранных поверхностей с обрывом элементарных стадий реакции окисления метана и других горючих компонентов при сжигании природного газа.

### Список библиографических ссылок

1. Cao H. L., Sun S. Z., Liu Y. H. Computational fluid dynamics modeling of  $\text{NO}_x$  reduction mechanism in oxy-fuel combustion // *Energy Fuels*. 2010. № 24. P. 131–135.
2. Houshfar E., Skreiberg O., Løvas T. Effect of excess air ratio and temperature on  $\text{NO}_x$  emission from grate combustion of biomass in the staged air combustion scenario // *Energy Fuels*. 2011. № 25. P. 4643–4654.
3. Li S., Xu T., Hui S.  $\text{NO}_x$  emission and thermal efficiency of a 300 MW utility boiler retrofitted by air staging // *Applied Energy*. 2009. № 86. P. 1797–1803.
4. Khanafer K., Aithal S. M. Fluid-dynamic and  $\text{NO}_x$  computation in swirl burners // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. № 54. P. 5030–5038.
5. Li X., Jia L. Investigation on combustion characteristics and  $\text{NO}$  formation of methane with swirling and non-swirling high temperature air // *Thermal Science*. 2014. № 23. P. 472–479.
6. Aspden A. J., Day M. S., Bell J. B. Three-dimensional direct numerical simulation of turbulent lean premixed methane combustion with detailed kinetics // *Combustion and Flame*. 2016. № 166. P. 266–283.
7. Vuthaluru R., Vuthaluru H. B. Modelling of a wall fired furnace for different operating conditions using FLUENT // *Fuel Processing Technology*. 2006. № 87. P. 633–639.
8. Lewis B., von Elbe G. *Combustion, flames and explosions of gases*. New York and London, 1961. 731 p.
9. Зельдович Я. Б., Баренблат Г. И., Либрович В. Б., Махвеладзе Г. М. *Математическая теория горения и взрыва*. М. : Наука, 1980. 480 с.
10. Zhou Y., Xu T., Hui S. Experimental and numerical study on the flow fields in upper furnace for large scale tangentially fired boilers // *Applied Thermal Engineering*. 2009. № 29. P. 732–739.
11. Logachev K. I., Ziganshin A. M., Averkova O. A., Logachev A. K. A survey of separated airflow patterns at inlet of circular exhaust hoods // *Energy & Buildings*. 2018. № 173. P. 58–70.



12. Стаскевич Н. Л., Северинец Г. Н., Вигдорчик Д. Я. Справочник по газоснабжению и использованию газа. Л. : Недра, 1990. 762 с.

**Valeev Marat Rafaelevich**

engineer

E-mail: [valeyev76@mail.ru](mailto:valeyev76@mail.ru)

**LLC «Gazprom Transgaz Kazan»**

The organization address: 420073, Russia, Kazan, Adel Kutuya st., 41

**Dyudina Angelina Alexandrovna**

design engineer II category

E-mail: [ange.jazz@yandex.ru](mailto:ange.jazz@yandex.ru)

**LLC «KER-Energy»**

The organization address: 420036, Russia, Kazan, Voshod st., 45

**Fatikhov Almaz Radikovich**

deputy director

E-mail: [fatihov95@mail.ru](mailto:fatihov95@mail.ru)

**LLC «Stroytranscom»**

The organization address: 420029, Russia, Kazan, Sibirskiy trakt st, 34/1

**Ziganshin Malik Garifovich**

doctor of technical sciences, associate professor

E-mail: [mjihan@mail.ru](mailto:mjihhan@mail.ru)

**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

**Numerical investigations of the perfection of gas combustion  
in the furnaces of domestic heat generators**

**Abstract**

*Problem statement.* The purpose of the study is to improve the combustion devices from the standpoint of torch constraint and the completeness of the process of oxidizing the combustible components of the air-fuel mixture is especially important for household generators, since the desire for compactness of the furnace significantly affects the size of the device.

*Results.* In the course of carrying out numerical studies, the combustion characteristics are determined depending on the design features of the furnaces of the Bosch boiler Unimat UT-L18, the gas heating convector FEG Beata 2 and the Viessmann condensing boiler Vitodens 100-W. The equipment is selected based on the degree of tightness of the torch in the furnace. The degree of constraint here is understood as the ratio of the geometric volumes of the torch and the firebox, taking into account the design features of their forms and mutual arrangement. The possibility of a quantitative analysis of the degree of perfection of the design parameters of the furnaces of gas-using devices in order to find a reserve of energy saving and economical use of fuel is provided.

*Conclusions.* The significance of the results obtained for the construction industry consists in the possibility of improving energy-saving technologies for the design and construction of heat supply systems for buildings of various purposes. Their use makes it possible to design furnace devices that exclude the disconnection of elementary stages of methane oxidation and the death of active centers of fuel combustion processes on the walls of screen surfaces.

**Keywords:** computational fluid dynamics, Gambit, Fluent, boilers, energy efficiency, combustion, furnace devices.

**References**

1. Cao H. L., Sun S. Z., Liu Y. H. Computational fluid dynamics modeling of NO<sub>x</sub> reduction mechanism in oxy-fuel combustion // Energy Fuels. 2010. № 24. P. 131–135.

2. Houshfar E., Skreiberg O., Løvas T. Effect of excess air ratio and temperature on  $\text{NO}_x$  emission from grate combustion of biomass in the staged air combustion scenario // *Energy Fuels*. 2011. № 25. P. 4643–4654.
3. Li S., Xu T., Hui S.  $\text{NO}_x$  emission and thermal efficiency of a 300 MW utility boiler retrofitted by air staging // *Applied Energy*. 2009. № 86. P. 1797–1803.
4. Khanafer K., Aithal S. M. Fluid-dynamic and  $\text{NO}_x$  computation in swirl burners // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. № 54. P. 5030–5038.
5. Li X., Jia L. Investigation on combustion characteristics and NO formation of methane with swirling and non-swirling high temperature air // *Thermal Science*. 2014. № 23. P. 472–479.
6. Aspden A. J., Day M. S., Bell J. B. Three-dimensional direct numerical simulation of turbulent lean premixed methane combustion with detailed kinetics // *Combustion and Flame*. 2016. № 166. P. 266–283.
7. Vuthaluru R., Vuthaluru H. B., Modelling of a wall fired furnace for different operating conditions using FLUENT // *Fuel Processing Technology*. 2006. № 87. P. 633–639.
8. Lewis B., von Elbe G. *Combustion, flames and explosions of gases*. New York and London, 1961. 731 p.
9. Zeldovich Ya. B., Barenblat G. I., Librovich V. B., Makhveladze G. M. *Mathematical theory of combustion and explosion*. M. : Nauka, 1980. 480 p.
10. Zhou Y., Xu T., Hui S. Experimental and numerical study on the flow fields in upper furnace for large scale tangentially fired boilers // *Applied Thermal Engineering*. 2009. № 29. P. 732–739.
11. Logachev K. I., Ziganshin A. M., Averkova O. A., Logachev A. K. A survey of separated airflow patterns at inlet of circular exhaust hoods // *Energy & Buildings*. 2018. № 173. P. 58–70.
12. Staskevich N. L., Severinets G. N., Vigdorichik D. Ya. *Handbook of gas supply and use of gas*. L. : Nedra, 1990. 762 p.