

УДК 621.18

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ОТОПИТЕЛЬНОГО КОТЛА

Хаустов Сергей Александрович¹,
khaustovSA@tpu.ru

Хаустова Ольга Владимировна¹,
olgaolga@tpu.ru

Ермолаев Антон Николаевич²,
ermolaevanton03@gmail.com

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

² Тюменский индустриальный университет,
Россия, 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38.

Актуальность работы обусловлена тем, что в настоящее время отсутствует достаточно работоспособный с инженерной точки зрения математический аппарат, позволяющий производить динамическое моделирование твердотопливного отопительного котла на временных интервалах большой длительности, например, для определения годовых расходов с учетом метеорологических и технологических особенностей расположения объекта проектирования. Кроме того, динамическая модель твердотопливного отопительного котла необходима для настройки автоматических систем регулирования и выявления опасных отклонений параметров на стадии проектирования.

Цель исследования: разработать применимую на практике производительную модель твердотопливного отопительного котла с достаточным уровнем детализации.

Методы. Записаны обыкновенные дифференциальные уравнения для динамических характеристик твердотопливного отопительного котла. Решение уравнений производилось методом Эйлера с последующей итерационной обработкой на базе специально разработанного программно-исследовательского комплекса.

Результат. Представлена новая одномерная нестационарная физическая модель твердотопливного жаротрубного котла, которая не требует большого вычислительного времени для качественного моделирования его работы. Приведен алгоритм, используя который предложенная модель может быть легко реализована и применена в инженерной практике. Для апробации разработанной модели произведено численное исследование слоевого сжигания в котле КВр-0,8 твердого топлива двух марок: бурый уголь ирша-бородинский 2Б и каменный уголь Кузнецкого бассейна 1СС. По результатам численного эксперимента установлено, что среднеинтегральные значения производительности и КПД-брутто зависят от аэродинамической схемы в котле и времени между загрузками топлива. Размах вариации значений производительности составил 42 кВт для бурого угля и 75 кВт для каменного. Размах вариации КПД-брутто – 1,8 и 2,9 % для бурого и каменного углей соответственно.

Ключевые слова:

Жаротрубный котел, моделирование, теплопередача, динамические характеристики, твердое топливо, уголь, тренажер.

Введение

Известно, что нагрузка отопительного котла определяется тепловой энергией, которая потребляется системой отопления [1]. Поскольку уровень потребления тепловой энергии изменяется во времени, варьируется и нагрузка на отопительный котел соответственно. Режим работы котла при смене нагрузки принято характеризовать как переходный [2]. В переходном режиме изменяются теплофизические характеристики поверхностей нагрева, коэффициент полезного действия котла и отпускаемая потребителям мощность. При этом тепловая инерция водяного тракта котла увеличивает время перехода с одного режима на другой.

Длительность изменения и численные значения перечисленных параметров при переходных режимах работы котла отображаются его динамическими характеристиками. В общем случае динамические характеристики представляют собой зависимости изменения во времени производительности и эффективности котла при варьировании его режимными параметрами [3]. В мировой прак-

тике проектирования для определения динамических характеристик котла применяется метод динамического моделирования [4]. Этим методом изучают, например, влияние тепловой инерции вторичных переизлучателей на уменьшение вредных выбросов в камере сгорания трехходового котла [5] и системы испарения водотрубных котлов [6–9]. Тем не менее, представленные в литературе модели, как правило, не рассматривают все протекающие в котле процессы, а сосредоточены на каком-то одном из аспектов производительности при номинальных рабочих условиях.

На стадии проектирования динамическая модель отопительного котла незаменима для выявления опасных отклонений теплотехнических характеристик топлива и режимных параметров, а также для разработки и настройки систем автоматического регулирования. Кроме того, динамические характеристики котла являются определяющими при разработке различных тренажеров для обучения операторов и персонала котельной. Поэтому динамическая модель котла должна адекват-

но описывать нестационарные процессы в его газо-воздушном и водяном трактах при пуске, останове и длительном номинальном режиме работы котла [10].

С развитием вычислительной техники широкое распространение получили математические модели, которые позволяют откорректировать конструктивные решения еще на стадии проектирования с учетом рабочих параметров и характеристик эффективности котла. Наиболее часто используются так называемые CFD-модели (от англ. Computational Fluid Dynamics) в стационарной постановке [11–16] с высокой степенью детализации, в которых течение, смешивание, сгорание и теплообмен считаются постоянными во времени. Однако нагрузка на отопительные котлы небольшой мощности значительно изменяется в течение всего года, вслед за изменением температуры наружного воздуха. Кроме того, в процессе длительной эксплуатации твердотопливных котлоагрегатов, как правило, меняются характеристики топлива, что также требует корректировки режима работы. Детальное CFD-моделирование физических процессов требует получения устойчивого решения системы сложных дифференциальных уравнений ресурсоёмким методом конечных элементов, что делает неэффективным применение CFD-моделей для решения практико-ориентированных нестационарных задач теплообмена на временных интервалах большой длительности [17, 18]. По этой причине CFD-модели преимущественно применяются для моделирования газовых и жидкотопливных отопительных котлов, где при постоянной тепловой нагрузке соблюдается стационарный режим горения. В топках твердотопливных отопительных котлов даже при постоянной тепловой нагрузке процессы горения протекают в нестационарном режиме: топливо обычно сжигается на колосниковой решетке слоевым способом, с периодической дозагрузкой, шуровкой и очисткой колосников от шлака. В процессе сжигания изменяется толщина слоя, что приводит к изменению воздушного режима топки, характеризуемого расходом воздуха через колосниковую решетку [19].

В настоящее время отсутствует достаточно работоспособный с инженерной точки зрения математический аппарат, позволяющий производить динамическое моделирование твердотопливного отопительного котла на временных интервалах большой длительности, например, для определения годовых расходов с учетом метеорологических и технологических особенностей расположения объекта проектирования. Для таких объектов трудно производить многофакторную оптимизацию регулируемых величин, устанавливать взаимосвязь между возможными режимными параметрами и эффективностью [20]. Таким образом, для моделирования твердотопливного отопительного котла следует разработать производительную модель с достаточным уровнем детализации. Целью работы является реализация такой модели.

Физико-математическая постановка задачи

При слоевом сжигании топлива процесс горения сосредоточен в пределах довольно тонкого слоя и имеет свойство саморегулирования, т. е. количество прореагировавшего угля будет соответствовать количеству поданного воздуха [21].

Предположим, что имеет место диффузионный режим горения и скорость реакции регулируют путем изменения давления дутья. Обозначим: F – площадь (м^2) колосниковой решетки, на которой происходит сжигание топлива; m – масса (кг) топлива на решетке в произвольный момент времени t . Как уже было отмечено, m – переменная величина, которая будет изменяться пропорционально расходу подаваемого на горение воздуха. Величина расхода топлива, которая определяет тепловую мощность котла, есть первая производная m по

времени t : $\dot{m} = \frac{\partial m}{\partial t}$. На практике тепловую мощность водогрейного котла принято определять как

количество теплоты (кВт), переданное теплоносителю (воде) в процессе сгорания топлива в топке. По известным значениям теплотворной способности топлива Q (кДж/кг) и коэффициенту полезного действия котла η это количество тепла (кВт) можно записать как

$$P = Q \cdot \eta \cdot \dot{m}.$$

Однако в действительности из-за влияния тепловой инерции при переходных режимах работы котла количество теплоты, переданное потребителю, отличается от этого значения и в общем случае выражается как

$$P = \dot{m}_b \cdot c_b \cdot (T_{out} - T_{in}),$$

где $\dot{m}_b$ – массовый расход котловой воды, кг/с (производительность насоса котлового контура); c_b – удельная теплоемкость воды ($\text{кДж}\cdot\text{кг}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$); T_{out} и T_{in} – температуры прямой и обратной сетевой воды соответственно, $^{\circ}\text{C}$.

Слоевой процесс сжигания углей на неподвижной колосниковой решетке с ручной загрузкой топлива имеет выраженную цикличность. Каждый цикл включает следующие стадии: испарение влаги, выделение летучих веществ и их горение, активное горение коксового остатка в слое, его догорание. Каждая из стадий требует подачи в топку определенного количества воздуха для горения. На практике это количество принято определять коэффициентом избытка воздуха α – эмпирическим безразмерным коэффициентом, который показывает, во сколько раз действительный объем воздуха, расходуемого на сгорание 1 кг топлива, отличается от V_0 – теоретически необходимого объема воздуха, который согласно стехиометрической реакции горения требуется для полного сгорания 1 кг топлива [22].

Циклическое изменение коэффициента избытка воздуха в топках, работающих с периодической загрузкой твердого топлива, хорошо изучено и

представлено в литературе в виде эмпирических зависимостей [23–25]. При моделировании α может быть математически представлен в виде неко-

торой функции вида $\alpha = f\left(\frac{m_0 - m}{m_0}\right)$, где m_0 – ис-

ходная масса топлива, а все выражение в скобках – степень завершенности процесса горения. Таким образом, можно избежать ресурсоемкой вычислительной задачи моделирования множества взаимосвязанных химических реакций, участвующих в сгорании топлива.

При изучении слоевого сжигания часто используется понятие скорости фильтрации, которое определяется как секундный расход воздуха, отнесенный к полной площади сечения слоя. Используя это понятие, объемный расход воздуха запишем произведением $F \cdot \varpi$, где ϖ – средняя скорость фильтрации в произвольный момент времени t , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, тогда расход топлива запишется уравнением:

$$\dot{m} = \frac{F \cdot \varpi}{V_0 \cdot \alpha}, \text{ кг / с.} \quad (1)$$

Управление процессом горения угля на решетке обеспечивается регулированием подаваемого дутья и отвода дымовых газов за котлом. Регулирующими параметрами является давление воздуха в нагнетательном воздухопроводе p_{in} и давление дымовых газов за котлом p_{out} (Па). Управляя этими параметрами, можно контролировать сумму сопротивлений газового Δp_r и воздушного Δp_v трактов котла (Па):

$$p_{in} - p_{out} = \Delta p_r + \Delta p_v.$$

Выразим аэродинамическое сопротивление воздушного тракта Δp_v через среднюю скорость фильтрации ϖ по нормативному методу аэродинамического расчета котлов [26]:

$$\Delta p_v = p_{in} - p_{out} - \Delta p_r = (\zeta + \lambda \cdot \delta) \frac{\varpi^2 \rho_v}{2}, \quad (2)$$

где ϖ – средняя скорость фильтрации; ρ_v – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, а ζ – коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного тракта; λ – коэффициент аэродинамического сопротивления слоя, м^{-1} ; δ – толщина слоя угля (м) в произвольный момент времени t , которая может быть рассчитана по формуле:

$$\delta = \frac{m}{\rho_c \cdot F}, \quad (3)$$

где ρ_c – средняя насыпная плотность угля в слое.

Воздушный тракт исследуемого котла имеет несложную схему (выход из нагнетательного воздухопровода через решетку), коэффициент аэродинамического сопротивления которой [26]:

$$\zeta = \left(\frac{F}{H} + 0,707 \cdot \frac{F}{H} \sqrt{1 - \frac{F}{H}} \right)^2,$$

где H – проходное сечение решетки.

Выражая из формулы (2) значение скорости фильтрации и подставляя его в (1), получим итоговую расчетную формулу для расхода топлива:

$$\dot{m} = \frac{F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{in} - p_{out} - \Delta p_r)}{\rho_v \cdot (\zeta + \lambda \cdot \delta)}}}{V_0 \cdot \alpha}. \quad (4)$$

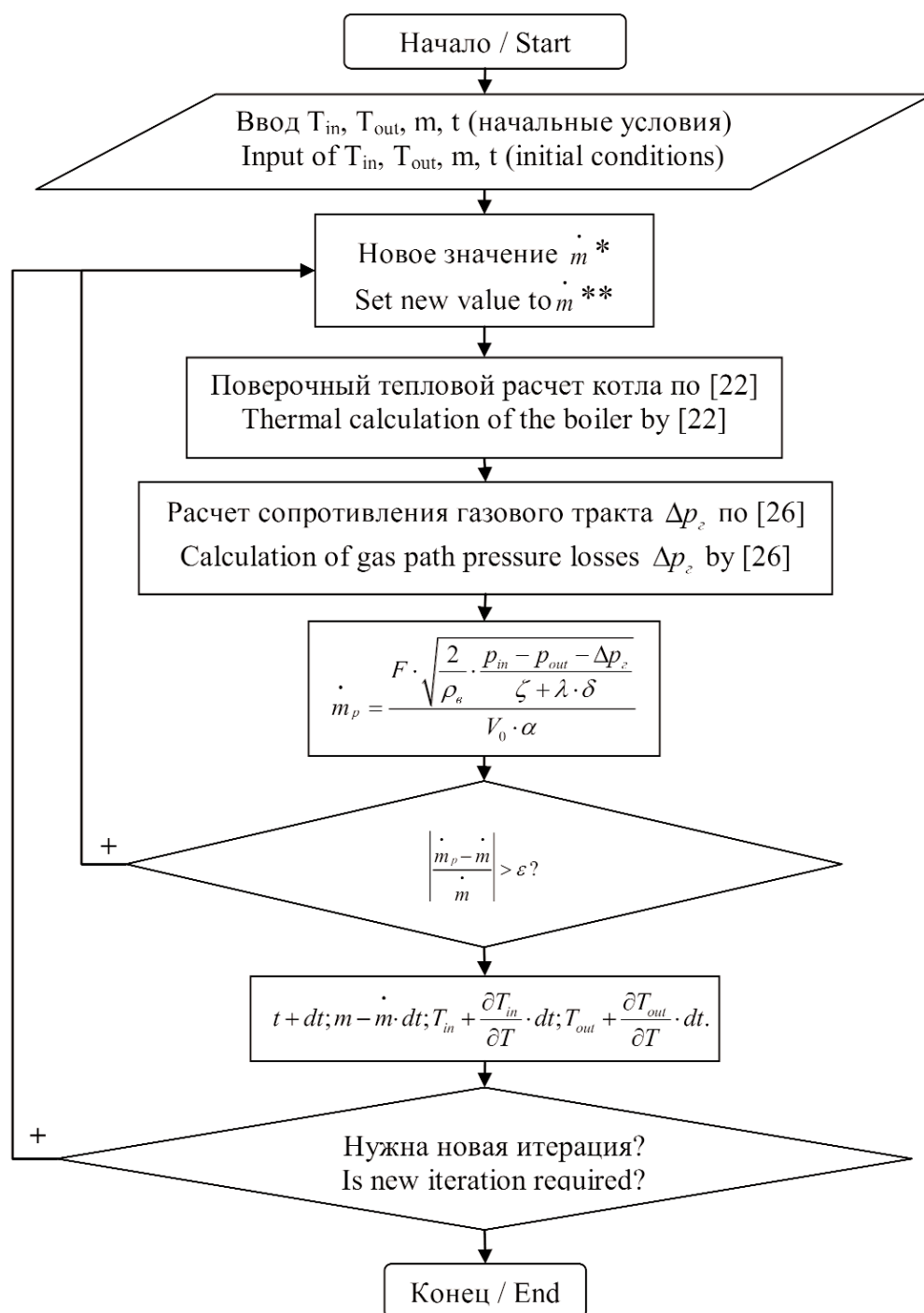
Несмотря на допущение (1), аналитическое решение уравнения (4) является сложной задачей из-за его нелинейности. Наиболее универсальным и простым численным методом решения обыкновенных дифференциальных уравнений является метод Эйлера [19]. Согласно этому методу, заменяем производную, входящую в уравнение (4), конечно-разностным аналогом таким образом, что временная ось дискретизируется на интервалы, в пределах которых расход топлива принимается постоянным. В результате получаем конечно-разностное уравнение, решение которого сводится к вычислению значений динамических характеристик котла по алгоритму (рис. 1) методом итераций. Для интеграции алгоритма был разработан и применен специальный программно-исследовательский комплекс.

Для моделирования возможных неравномерностей в толщине или плотности слоя угля производится его дискретизация на N участков с массой топлива m_i и площадью решетки F_i , где индекс i – номер участка в диапазоне $1 \dots N$. Проходное сечение решетки H_i также может задаваться неравномерным, что позволяет моделировать сжигание угля на колосниковых решетках со сложной геометрией. Такой подход позволяет спрогнозировать распределение скоростей фильтрации воздуха и выгорания угля в слое и смоделировать изменение геометрии слоя во времени (рис. 2).

Скорость фильтрации, а вместе с тем и скорость выгорания топлива (рис. 3), перераспределяются обратно пропорционально сопротивлениям параллельных участков. Даже при небольшой неравномерности в толщине или плотности слоя угля он прогорает в местах наименьшего аэродинамического сопротивления, стремясь к образованию участков без топлива (кратеров). Образование кратеров, в свою очередь, приводит к бесполезному прорыву дутьевого воздуха в топку через оголенные участки решетки. Вместе с тем резко снижается скорость фильтрации через участки, покрытые слоем угля. В [27] приводятся данные о том, что при живом сечении решетки $H=0,1F$ скорость фильтрации через оголенные участки решетки в 6–10 раз выше, чем через участки, покрытые слоем угля толщиной 165 мм.

Для прогнозирования возникновения кратерного горения, имеющего низкую эффективность, для каждого участка по формуле (3) рассчитывается толщина слоя δ_i и решается уравнение (4) в следующем виде:

$$\dot{m}_i = \frac{F_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{in} - p_{out} - \Delta p_r)}{\rho_v \cdot (\zeta_i + \lambda \cdot \delta_i)}}}{V_0 \cdot \alpha_i}.$$



* В первом приближении первой итерации расход топлива $\dot{m}$ принимается по паспортным данным котла. В первом приближении каждой следующей итерации расход топлива принимается равным значению, рассчитанному на предыдущей итерации.

** The first approximation of the fuel consumption $\dot{m}$ is assumed to be equal to the value calculated at the previous iteration. In case of the first iteration, the first approximation of the fuel consumption is taken from the boiler's passport.

Рис. 1. Алгоритм расчета значений динамических характеристик котла

Fig. 1. Algorithm for calculating the values of a boiler dynamic characteristics

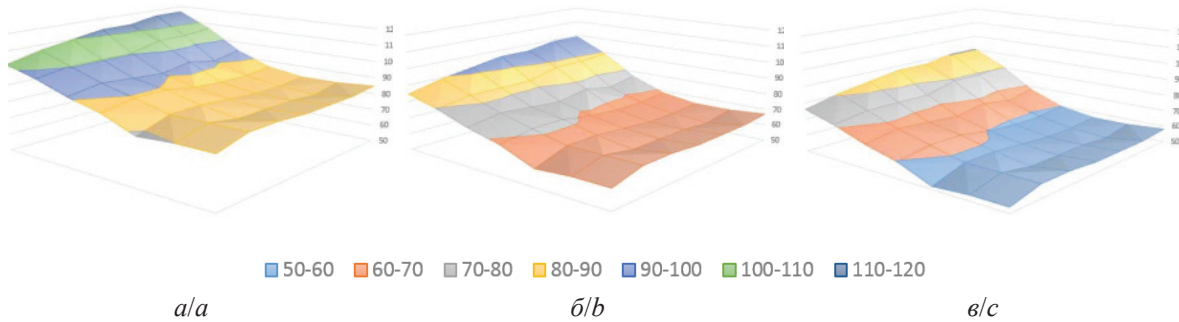


Рис. 2. Распределение толщины слоя угля (мм) на решетке в моменты времени: а) при пуске котла; б) время работы котла 30 мин; в) время работы котла 1 час

Fig. 2. Distribution of coal layer thickness (mm) on a fire-grate at time points: a) when starting the boiler; b) the combustion time is 30 minutes; c) the combustion time is 1 hour

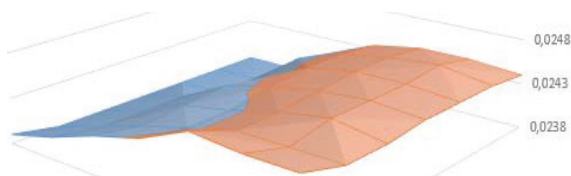


Рис. 3. Распределение скорости выгорания угля ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$) на решетке

Fig. 3. Distribution of coal burning rate ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$) on the grate

Суммарный расход воздуха и топлива через котел определяются как $\sum_{i=1}^N F_i \cdot \varpi_i$ и $\sum_{i=1}^N \dot{m}_i$ соответственно. По известным значениям теплотворной способности топлива Q (кДж/кг) и коэффициента полезного действия котла η количество тепла (кВт), которое передается теплоносителю (воде) в процессе сгорания топлива, можно записать как $Q \cdot \eta \cdot \sum_{i=1}^N \dot{m}_i$. Тогда тепловой баланс водяного тракта будет иметь вид:

$$Q \cdot \eta \cdot \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_b \cdot c_b \cdot T_{in} = \dot{m}_b \cdot c_b \cdot T_{out}, \quad (5)$$

где слагаемые в левой части – это теплоступления в водяной тракт, в правой – тепло, уходящее из водяного тракта.

Для того, чтобы учесть тепловую инерцию водяного объема котла, делаем допущение, что это единый водяной объем со средней температурой T_{out} . Тогда из балансового уравнения (5) запишем выражение для изменения средней температуры водяного объема во времени:

$$\frac{\partial T_{out}}{\partial t} = \frac{Q \cdot \eta \cdot \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_b \cdot c_b \cdot (T_{in} - T_{out})}{m_b \cdot c_b}, \quad (6)$$

где m_b – масса воды в котле, кг.

Предположение о равномерной средней температуре в водяном объеме является обоснованным допущением при прогнозировании теплообмена в котле жаротрубного типа, т. к. подтверждается сравнением экспериментальных результатов с подобными математическими моделями [28, 29].

Для принятой схемы (рис. 4) подключения котла к сети уравнение для температуры обратной сетевой воды запишется аналогично уравнению (6).

$$\frac{\partial T_{in}}{\partial t} = \frac{\dot{m}_b \cdot c_b \cdot (T_{out} - T_{in}) - Q_c}{m_b \cdot c_b},$$

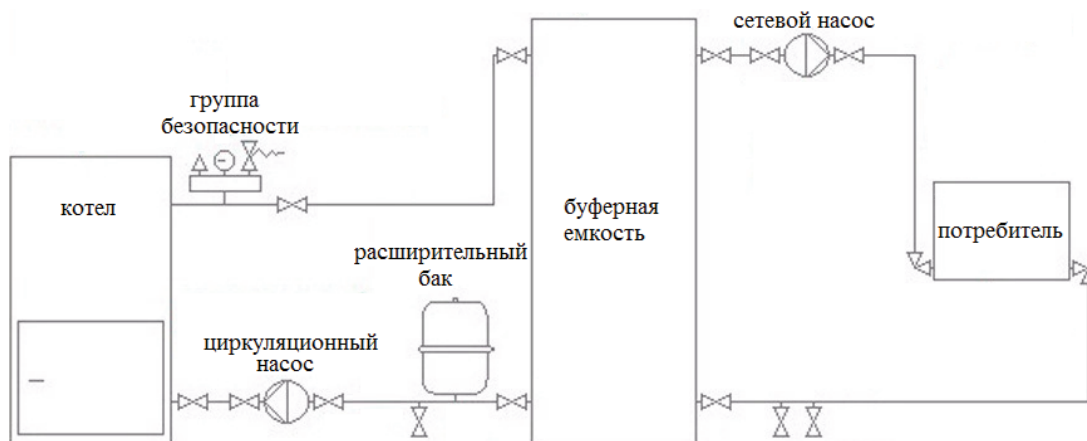


Рис. 4. Схема подключения котла к сети

Fig. 4. Diagram of boiler connection to the network

где Q_c – тепловая нагрузка сети, кВт; m_6 – масса воды в буферной емкости, кг.

Апробация модели

Для численного исследования был выбран твердотопливный водогрейный котел КВр-0,8 (рис. 5), оборудованный топкой слоевого типа с неподвижной колосниковой решеткой и ручной загрузкой топлива. Этот котел предназначен для теплоснабжения зданий и сооружений различного назначения, оборудованных системами водяного отопления с принудительной циркуляцией теплоносителя. Котлы типа КВр-0,8 имеют номинальную мощность 800 кВт, давление и температуру котловой воды 0,4 МПа и 115 °С соответственно.

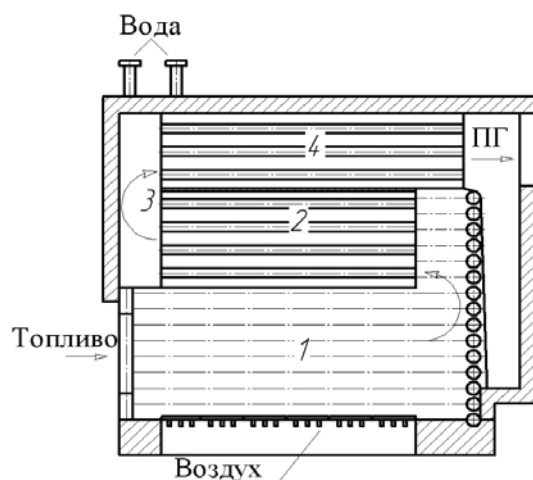


Рис. 5. Схема отопительного водогрейного котла КВр-0,8: 1 – топочный блок; 2 – первый газотрубный пучок; 3 – передняя дымовая коробка, 4 – второй газотрубный пучок; ПГ – выход продуктов горения

Fig. 5. Water-heating boiler «KВr-0,8»: 1 is the furnace unit; 2 is the first gas-tube bundle; 3 is the front smoke box; 4 is the second gas-tube bundle; ПГ is the output of combustion products

Котлы, в соответствии требованиями ГОСТ 30735–2001 и ТУ 4931-001-59680616–2005, изготавливаются газоплотными в виде трубных цельносварных панелей с проставками между трубами из стальных полос.

Котел КВр-0,8 состоит из топочного блока и двух газотрубных пучков (рис. 5).

Топочный блок – 1 представляет собой конструкцию из пятнадцати горизонтально-параллельных труб диаметром 42×3,5 мм с шагом 102 мм, вваренных в два вертикальных коллектора. Сгорание топлива происходит в топочном блоке, затем горячие газы перемещаются через конвективную поверхность нагрева (водоохлаждаемые дымогарные трубы диаметром 60×3 мм) к дымовой трубе.

Жаротрубные котлы часто характеризуют числом ходов дымовых газов. Топка котла КВр-0,8 используется в качестве первого хода дымовых газов, далее следует два конвективных хода дымо-

вых газов с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°. Трехходовая компоновка исследуемого котла имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) по сравнению с двухходовой и за счет этого позволяет увеличить полноту охлаждения дымовых газов [30].

Поворотные зоны могут быть двух конструкций: неохлаждаемые (в англоязычных источниках «dry-back») или охлаждаемые («water-back»). В исследуемой конструкции котла первая поворотная зона на входе в первый газотрубный пучок имеет водяное охлаждение. Передняя дымовая коробка – 3, которая является зоной разворота продуктов сгорания после первого газотрубного пучка – 2, футеруется огнеупорным материалом, т. е. имеет dry-back исполнение. Задняя дымовая коробка ПГ выполнена из листовой углеродистой стали, покрытой снаружи теплоизоляцией из минеральных матов, и служит для сбора дымовых газов из второго газотрубного пучка и отвода их далее к дымовой трубе (дымососу).

Газовоздушный тракт котла (рис. 5) имеет следующую схему: продукты сгорания топлива, сжигаемого на колосниках, поднимаясь в топке – 1 вверх, омывают поверхности экранов топочного блока, проходят через дымогарные трубы первого пучка – 2, разворачиваются на 180° в передней дымовой коробке – 3, проходят через дымогарные трубы второго газотрубного пучка – 4. После чего газы попадают в заднюю дымовую коробку, откуда направляются к дымососу и в дымовую трубу.

Для апробации разработанной модели и программного комплекса произведено численное исследование сжигания в котле КВр-0,8 твердого топлива двух марок: бурый уголь 2Б Ирша-Бородинского месторождения и каменный уголь 1СС Кузнецкого бассейна. Итоговая интегральная оценка производительности (рис. 6) приведена для разных режимов работы котла. По результатам численного эксперимента установлено, что среднеинтегральные значения производительности и КПД-брутто зависят от аэродинамической схемы котла (под наддувом или под разрежением) и времени между загрузками топлива. Размах вариации значений производительности при этом составляет 42 кВт для бурого угля и 75 кВт для каменного. Размах вариации КПД-брутто – 1,8 и 2,9 % для бурого и каменного углей соответственно.

Согласно разработанной математической модели, главным фактором, влияющим на мгновенное значение КПД-брутто исследуемого котла, является степень завершенности процесса горения, которая, в свою очередь, определяет толщину и аэродинамическое сопротивление слоя, тепловыделение и избыток воздуха в топке. Мгновенный КПД (рис. 7) значительно изменяется во времени и минимален во время загрузки топлива, когда дверца топки открыта. Снижение мгновенного значения КПД-брутто котла во время загрузки топлива качественно зависит от его аэродинамической схемы.



Рис. 6. Интегральные характеристики (КПД и производительность) котла KWr-0,8 с различной реализацией аэродинамики при сжигании твердого топлива марок 2Б (Ирша-Бородинское месторождения) и 1СС (Кузнецкий бассейн)

Fig. 6. Integral characteristics (efficiency and capacity) of the «KWr-0,8» boiler while burning Irsha-Borodinsky lignite and Kuznetsky coal with various gas-dynamics

При избыточном давлении в топке (так называемый наддув) загрузка топлива сопровождается попаданием разогретых продуктов сгорания в помещение котельной, при этом понижается теплоотдача конвекцией в дымогарных трубах и значительно увеличиваются потери тепла с уходящими газами. Расчетное значение мгновенного КПД-брутто котла при загрузке топлива под наддувом на 8...10 % ниже номинального.

В противоположность этому, при разрежении во время загрузки топлива происходит увеличение присосов воздуха в топку исследуемого котла на 7 %. В результате увеличивается удельный объем дымовых газов, возрастает сопротивление газового тракта и потери тепла с уходящими газами. В самой топке интенсифицируется горение летучих веществ, но часть выделившегося тепла расходуется на нагрев поступившего холодного воздуха, отчего на 5 % снижается теплоотдача излу-

чением, пропорциональная четвертой степени температуры газов. В результате во время загрузки топлива расчетное значение КПД-брутто котла на 2...3 % ниже, чем в номинальном режиме. Следует отметить, что мгновенные теплотери во время загрузки топлива для рассмотренных аэродинамических схем количественно зависят от значения избыточного давления в топке, а их влияние на среднеинтегральные значения производительности котла определяется интервалом между загрузками и средней длительностью загрузки топлива. В настоящей работе при численном моделировании имитировались следующие режимы ручной загрузки 100 кг топлива со скоростью 0,5 кг/с:

- каждые 20 минут вне зависимости от полноты выгорания предыдущей партии топлива;
- после полного выгорания предыдущей партии топлива.

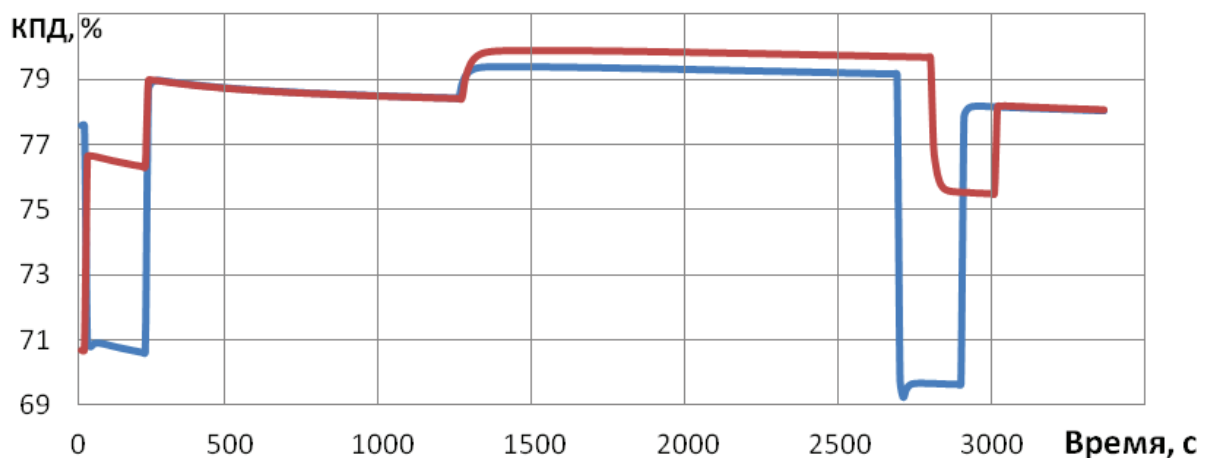


Рис. 7. Динамика расчетного значения КПД брутто котла KWr-0,8 во времени для вариантов с аэродинамическими схемами под наддувом и разрежением при слоевом сжигании бурого угля марки 2Б (Ирша-Бородинское месторождение)

Fig. 7. The «KWr-0,8» boiler gross efficiency dynamics in discrete time for variants with overpressure and underpressure while burning Irsha-Borodinsky lignite

В первом режиме загрузки топлива процесс горения угля все время сопровождается выходом летучих и не переходит в низкопроизводительную и неэффективную стадию догорания углеродного остатка, следствием чего является более высокое среднеинтегральное значение тепловой мощности котла (рис. 6). Чтобы количественно учесть полностью выгорания предыдущей партии топлива при итоговом интегрировании, программный комплекс суммирует произведение значений недогоревшей массы топлива (кг) и калорийности топлива (кДж/кг) с теплопотерями (кДж) от механической неполноты сгорания. Таким образом, работа исследуемого котла без догорания характеризуется меньшим среднеинтегральным значением КПД-брутто по сравнению с другим рассмотренным вариантом ручной загрузки топлива (рис. 6).

Заключение

Представлена новая одномерная нестационарная динамическая модель жаротрубного котла, которая не требует большого вычислительного времени для качественного моделирования его работы. Приведен алгоритм, используя который предложенная модель может быть легко реализована и применена в инженерной практике.

Модель дает полное представление о производительности котла при номинальных и переходных режимах его работы, поэтому может быть применена как тренажер при повышении квалификации персонала. Кроме того, разработанная динамическая модель котла позволяет дать его оценку как объекта автоматизации и производить анализ его динамических характеристик с учетом конструктивных особенностей. С применением модели можно проектировать многопараметрические контроллеры для автоматизации работы котельной установки.

Предлагаемая модель может быть использована для сравнения характеристик котла при работе на различных видах топлива с учетом нестационарности процессов горения и теплообмена.

Апробация модели выполнена при моделировании процессов в жаротрубном твердотопливном водогрейном котле КВр-0,8 для двух вариантов сжигаемого топлива: бурый уголь 2Б Ирша-Бородинского месторождения и каменный уголь 1СС Кузнецкого бассейна.

Исследование выполнено при финансовой поддержке программы повышения конкурентоспособности ТПУ среди ведущих мировых исследовательских центров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. МДК 4–05.2004. Методика определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения – Утверждена Госстроем России 12.08.2003. – М., 2004. – 78 с.
2. Dynamic modeling of a utility once-through pulverized-fuel steam generator / D. Rakopoulos, I. Avagianos, D. Almpantidis, N. Nikolopoulos, P. Grammelis // Journal of Energy Engineering. – 2017. – V. 143 (4). – Article number 04016070.
3. Study of connected system of automatic control of load and operation efficiency of a steam boiler with extremal controller on a simulation model / V.R. Sabanin, A.A. Starostin, A.I. Repin, A.I. Popov // Thermal Engineering. – 2017. – V. 64 (2). – P. 151–160.
4. Behbahani-nia A., Bagheri M., Bahrampoury R. Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm // Appl. Therm. Eng. – 2010. – V. 30 – P. 2378–2385.
5. Aydin O., Erhan Boke Y. An experimental study on carbon monoxide emission reduction at a fire tube water heater // Appl. Therm. Eng. – 2010. – V. 30 – P. 2658–2662.
6. Colonna P., van Putten H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I – Modeling paradigm and validation // Appl. Therm. Eng. – 2007. – V. 27. – P. 467–480.
7. De Mello F.P. Boiler models for system dynamic performance studies // IEEE Trans. Power Syst. – 1991. – V. 6. – P. 66–74.
8. Adam E.J., Marchetti L. Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation // Comput. Chem. Eng. – 1999. – V. 23. – P. 1031–1040.
9. Astrom K.J., Bell R.D. Drum-boiler dynamics // Automatica. – 2000. – V. 36. – P. 363–378.
10. Modeling of boiler-turbine coordinated control system in coal-fired power plants for power system unified dynamic simulation of transient, medium-term and long-term stabilities / X. Song, C. Wang, T. Liu, Y. Tang, X. Tao, X. Ye // Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao / Proc. of the Chinese Society of Electrical Engineering. – 2013. – V. 33 (25). – P. 167–172.
11. Kim H., Choi S. A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers // Int. Commun. Heat Mass. – 2005. – V. 32. – P. 786–796.
12. Coelho P.J., Novo P.A., Carvalho M.G. Modelling of a utility boiler using parallel computing // J. Super Comput. – 1999. – V. 13. – P. 211–232.
13. Bhuiyan A.A., Naser J. CFD modelling of co-firing of biomass with coal under oxy-fuel combustion in a large scale power plant // Fuel. – 2015. – V. 159. – P. 150–168.
14. Gómez A., Fueyo N., Díez L.I. Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler // Appl. Therm. Eng. – 2008. – V. 28. – P. 532–546.
15. Pezo M., Stevanovic V.D., Stevanovic Z. A two-dimensional model of the kettle reboiler shell side thermal-hydraulics // Int. J. Heat Mass Tran. – 2006. – V. 49. – P. 1214–1224.
16. Habibi A., Merci B., Heynderickx G.J. Impact of radiation models in CFD simulations of steam cracking furnaces // Comput. Chem. Eng. – 2007. – V. 31. – P. 1389–1406.
17. Бушланов В.П., Бушланов И.В. Метод расчета теплообмена излучением в топке осесимметричной конфигурации на основе уравнений для компонент суммарного вектора потока лучистой энергии. Инженерная методика // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312. – № 4. – С. 13–19.
18. Weng C.K., Ray A., Dai X. Modeling of power plant dynamics and uncertainties for robust control synthesis // Appl. Math. Model. – 1996. – V. 20. – P. 501–512.
19. Корольченко А.Я. Процессы горения и взрыва. – М.: Пожннаука, 2007. – 266 с.
20. Ismatkhodzhaev S.K., Kuzishchin V.F. Enhancement of the efficiency of the automatic control system to control the thermal load of steam boilers fired with fuels of several types // Thermal Engineering – 2017. – V. 64 (5). – P. 387–398.
21. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Бытовые печи, камини и водонагреватели. – М.: Стройиздат, 1985. – 368 с.

22. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – СПб: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
23. Wang Y.X., Young-Bum K. Real-Time Control for Air Excess Ratio of a PEM Fuel Cell System // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2014. – V. 19 (3). – P. 852–861.
24. Determining the air excess in the heating of coke furnaces. 3. Calculation of the air excess / D.G. Zublev, S.V. Modakalov, A.V. Sizov, A.V. Kravchenko // Coke and Chemistry. – 2017. – № 60 (3). – P. 108–112.
25. Cem Onat. Prediction of Excess Air Factor in Automatic Feed Coal Burners by Processing of Flame Images // Chinese Journal of Mechanical Engineering. – 2017. – № 30 (3). – P. 722–731.
26. Мочан С.И. Аэродинамический расчет котлов (нормативный метод). – Л.: Энергия, 1977. – 31 с.
27. Яворский И.А., Шабанов С.И. Предварительные результаты экспериментального исследования процесса пневматической рассортировки рядового угля на цепной решетке // Известия Томского политехнического института. – 1952. – Т. 69. – С. 166–176.
28. Flynn M.E., O'Malley M.J. A drum boiler model for long term power system dynamic simulation // IEEE T. Power Syst. – 1999. – V. 14. – P. 209–217.
29. Kruger K., Franke R., Rode M. Optimization of boiler start-up using a nonlinear boiler model and hard constraints // Energy. – 2004. – V. 2. – P. 2239–2251.
30. Хаустов С.А., Загорин А.С. Современные тенденции проектирования жаротрубных котлов // Вестник науки Сибири. – 2014. – Т. 12. – № 2. – С. 21–28. URL: <http://sjs.tpu.ru/journal/article/view/988> (дата обращения 01.10.2017).

Поступила 10.10.2017 г.

Информация об авторах

Хаустов С.А., кандидат технических наук, доцент научно-образовательного центра И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Хаустова О.В., инженер Института развития стратегического партнерства и компетенций Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Ермолаев А.Н., ассистент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Тюменского индустриального университета.

UDC 621.18

COMPUTATIONAL MODEL OF A SOLID FUEL HEATING BOILER

Sergey A. Khaustov¹,

khaustovSA@tpu.ru

Olga V. Khaustova¹,

olgaolga@tpu.ru

Anton N. Ermolaev²,

ermolaevanton03@gmail.com

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

² Tyumen Industrial University,
38, Volodarskogo street, Tyumen, 625000, Russia.

The relevance of the research is caused by the fact, that there is no mathematical apparatus for simulating long-timeline dynamics of a solid fuel boiler. Simulation of its long-timeline dynamics is useful for determining annual costs, taking into account meteorological and technological features. In addition, the dynamic model of solid fuel boiler will help set up automatic control systems and detect dangerous deviations of parameters during the project.

The main aim of the research is to develop a practically applicable productive model of a solid fuel boiler with sufficient level of detail.

The methods. Ordinary differential equations for dynamic characteristics of a solid fuel boiler are formulated. The equations were solved by the Euler method with subsequent iterative processing on the basis of the developed research software «TPU-Boiler».

The results. The paper introduces a new one-dimensional nonstationary mathematical model of the fire-tube boiler. This model requires less computational time for qualitative simulation of boiler operation. The proposed model can be easily implemented and applied to solve engineering problems using the algorithm given. To test the developed model, the authors have simulated the operation of a «KVR-0,8» boiler using Irsha–Borodinsky lignite and Kuznetsk coal as fuel. The results of the numerical experiment show that the average integrated performance and gross efficiency are dependent on aerodynamics in the boiler and the time between fuel loads. The range of variation in the output values was 42 kW for the lignite and 75 kW for the coal. The range of variation in efficiency is 1,8 and 2,9 % for the lignite and the coal, respectively.

Key words:

Fire-tube boiler, modeling, heat transfer, dynamic characteristics, solid fuel, coal, simulator.

The research was carried out at Tomsk Polytechnic University within the framework of the Tomsk Polytechnic University Competitiveness Enhancement Program grant.

REFERENCES

- MDK 4–05.2004. *Metodika opredeleniya potrebnosti v toplivo, elektricheskoy energii i vode pri proizvodstve i peredache teplovooy energii i teplonositeley v sistemakh kommunalnogo teplosnabzheniya* [Methodology for determining the demand for fuel, electric energy and water in production and transfer of thermal energy and heat carriers in public heat supply systems]. Moscow, 2004. 78 p.
- Rakopoulos D., Avagianos I., Almpandis D., Nikolopoulos N., Grammelis P., Dynamic modeling of a utility once-through pulverized-fuel steam generator. *Journal of Energy Engineering*, 2017, vol. 143, no. 4, article number 04016070.
- Sabanin V.R., Starostin A.A., Repin A.I., Popov A.I., Study of connected system of automatic control of load and operation efficiency of a steam boiler with extremal controller on a simulation model. *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64, no. 2, pp. 151–160.
- Behbahani-nia A., Bagheri M., Bahrampoury R., Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. *Appl. Therm. Eng.*, 2010, vol. 30, pp. 2378–2385.
- Aydin O., Erhan Boke Y., An experimental study on carbon monoxide emission reduction at a fire tube water heater. *Appl. Therm. Eng.*, 2010, vol. 30, pp. 2658–2662.
- Colonna P., van Putten H., Dynamic modeling of steam power cycles. Part I – Modeling paradigm and validation. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, pp. 467–480.
- De Mello F.P. Boiler models for system dynamic performance studies. *IEEE Trans. Power Syst.*, 1991, vol. 6, pp. 66–74.
- Adam E.J., Marchetti L. Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation. *Comput. Chem. Eng.*, 1999, vol. 23, pp. 1031–1040.
- Astrom K.J., Bell R.D., Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 2000, vol. 36, pp. 363–378.
- Song X., Wang C., Liu T., Tang Y., Tao X., Ye X. Modeling of boiler-turbine coordinated control system in coal-fired power plants for power system unified dynamic simulation of transient, medium-term and long-term stabilities. *Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao/ Proc. of the Chinese Society of Electrical Engineering*, 2013, vol. 33, no. 25, pp. 167–172.
- Kim H., Choi S., A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers. *Int. Commun. Heat Mass.*, 2005, vol. 32, pp. 786–796.
- Coelho P.J., Novo P.A., Carvalho M.G. Modelling of a utility boiler using parallel computing. *J. Super Comput.*, 1999, vol. 13, pp. 211–232.
- Bhuiyan A.A., Naser J., CFD modelling of co-firing of biomass with coal under oxy-fuel combustion in a large scale power plant. *Fuel*, 2015, vol. 159, pp. 150–168.
- Gómez A., Fueyo N., Díez L.I. Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler. *Appl. Therm. Eng.*, 2008, vol. 28, pp. 532–546.

15. Pezo M., Stevanovic V.D., Stevanovic Z. A two-dimensional model of the kettle reboiler shell side thermal-hydraulics. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2006, vol. 49, pp. 1214–1224.
16. Habibi A., Mercier B., Heynderickx G.J. Impact of radiation models in CFD simulations of steam cracking furnaces. *Comput. Chem. Eng.*, 2007, vol. 31, pp. 1389–1406.
17. Bushlanov V.P., Bushlanov I.V. Method for calculating the heat exchange in the axisymmetric furnace based on the equations for the total flux vector components of radiant energy. Engineering approach. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2008, vol. 312, no. 4, pp. 13–19. In Rus.
18. Weng C.K., Ray A., Dai X. Modeling of power plant dynamics and uncertainties for robust control synthesis. *Appl. Math. Model.*, 1996, vol. 20, pp. 501–512.
19. Korolchenko A.Ya. *Protsessy goreniya i vzryva* [Combustion and explosion processes]. Moscow, Pozhnauka Publ., 2007. 266 p.
20. Ismatkhodzhaev S.K., Kuzishchin V.F. Enhancement of the efficiency of the automatic control system to control the thermal load of steam boilers fired with fuels of several types. *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64, no. 5, pp. 387–398.
21. Sosnin Ju. P., Buharkin E. N., *Bytovye pechi, kaminy i vodonagrevateli* [Household stoves, fireplaces and water heaters]. Moscow, Strogizdat, 1985, 368 p.
22. *Teplovoy raschet kotlov (normativny metod)* [Boiler thermal design (standard approach)]. St-Petersburg, NPO CKTI Publ., 1998. 256 p.
23. Wang Y.X., Young-Bum K. Real-Time Control for Air Excess Ratio of a PEM Fuel Cell System. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, vol. 19, no. 3, pp. 852–861.
24. Zublev D.G., Modakalov S.V., Sizov A.V., Kravchenko A.V. Determining the air excess in the heating of coke furnaces. 3. Calculation of the air excess. *Coke and Chemistry*, 2017, vol. 60, no. 3, pp. 108–112.
25. Cem Onat. Prediction of Excess Air Factor in Automatic Feed Coal Burners by Processing of Flame Images. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2017, vol. 30, no. 3, pp. 722–731.
26. Mochan S.I. *Aerodinamichesky raschet kotlov (normativny metod)* [Boiler aerodynamics design (standard approach)]. St-Petersburg, Energiya Publ., 1977. 31 p.
27. Yavorsky I.A., Shabanov S.I. Predvaritelnye rezultaty eksperimentalnogo issledovaniya protsessa pnevmaticheskoy rassortirovki ryadovogo uglya na tsepnoy reshetke [Preliminary results of experimental study of pneumatic sorting of the raw coal on a chain grate]. *Izvestiya Tomskogo Politehnicheskogo Instituta*, 1952, vol. 69, pp. 166–176.
28. Flynn M.E., O'Malley M.J. A drum boiler model for long term power system dynamic simulation. *IEEE T. Power Syst.*, 1999, vol. 14, pp. 209–217.
29. Kruger K., Franke R., Rode M. Optimization of boiler start-up using a nonlinear boiler model and hard constraints. *Energy*, 2004, vol. 2, pp. 2239–2251.
30. Khaustov S.A., Zavorin A.S. Modern trends in designing fire tube boilers. *Siberian Journal of Science*, 2014, vol. 12, no. 2, pp. 21–28. In Rus. Available at: <http://sjs.tpu.ru/journal/article/view/988> (accessed 1 October 2017).

Received: 10 October 2017

Information about the authors

Sergey A. Khaustov, Cand. Sc., assistant, National Research Tomsk Polytechnic University.

Olga V. Khaustova, engineer, National Research Tomsk Polytechnic University.

Anton N. Ermolaev, assistant, Tyumen Industrial University.