

А.А. Редько, д-р техн. наук, проф., ORCID 0000-0003-2331-7273

А.А. Павловская, асп., ORCID 0000-0003-3281-7771

А.В. Давиденко, асп., ORCID 0000-0002-6675-2649

Н.В. Куликова, канд. техн. наук, асс., ORCID 0000-0001-8226-7961

И.А. Редько, канд. техн. наук, доц., ORCID 0000-0002-98634487

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры,  
Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.М. Бекетова

## ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРЕВОГО ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ ПАРОВОГО КОТЛА

*В Украине находится в эксплуатации значительное количество бытовых и промышленных котлов. В данной работе приведены результаты численного исследования процессов сжигания газообразного топлива в топке парового водотрубного котла ДЕ-10/14. Горелочное устройство ГМГ-7 производительностью 728 м<sup>3</sup>/ч природного газа обеспечивает вихревой короткий и широкий факел. Топливоздушная смесь образуется путём предварительного смешения 15% части воздуха, с первичным коэффициентом крутки горелки  $n=2,4$ , и вторичным коэффициенте крутки горелки  $n=1,6$ , и коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_6=1,10$ . Рассматривался вариант установки лопаток в канале первичного воздуха с углом  $\varphi_1=45^\circ$ , а в канале вторичного воздуха с углом  $\varphi_2=60^\circ$ . Амбразура горелки коническая с углом раскрытия  $60^\circ$ . Закрутка первичного и вторичного воздуха – в одну сторону. В результате исследований определены распределения температуры и скорости газов в топочном объёме, плотности тепловых потоков на экранные трубчатые поверхности, концентрации компонентов горения. Математическая модель радиационно-конвективного теплообмена в газовом тракте котла сформирована на основе усреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса с учётом гравитации и с пренебрежением сжимаемостью. Модель составляют уравнение неразрывности, переноса импульса, энергии и химических компонентов газовой смеси, записанные в стационарной форме. Уравнения замкнуты законом Ньютона для тензора давления, законом Фурье для теплового потока, законом Фика для потока массы, законом Клайперона – Менделеева для термодинамического состояния смеси газов, уравнениями модели турбулентности  $k-\varepsilon$  Лаундера – Сполдинга и модели турбулентного горения Магнусена – Хертагера. Моделирование выполнено методом контрольного объёма. При значении угла наклона лопаток регистра  $\varphi_2=60^\circ$  в канале потока вторичного воздуха и  $\varphi_1=45^\circ$  в канале первичного воздуха наблюдается широкое раскрытие факела  $V$ -образного вида вблизи среза горелки на расстоянии 0,5 – 0,6 м. Горение газозвушной смеси происходит в узких струях раскрытого факела на расстоянии 1,0 – 1,5 м. Температура газов в струях факела составляет около 1500 – 1700°C. При этом, узкие струи движутся вблизи экранных поверхностей теплообменных труб. Установлено, что структура факела при угле установки лопаток  $\varphi_2=45^\circ$  симметричная и устойчивая, а размеры факела больше соответствуют геометрии топочного объёма. При этом, не наблюдается наброс факела на экранные боковые поверхности и днище топки, затягивания факела в конвективный пучок. Однако, температура газов и плотности теплового потока недостаточно высокие – средние значения составляют около  $q=100$  кВт/м<sup>2</sup> (при  $q^{cp}=76,8$  кВт/м<sup>2</sup>).*

**Ключевые слова:** численное моделирование, теплообмен, паровой водотрубный котёл, вихревая горелка, угол установки лопаток.

**Постановка проблемы.** В настоящее время на жилищно-коммунальных предприятиях находится в эксплуатации значительное количество водотрубных паровых котлов типа ДКВР. Водотрубные котлы характеризуются экономичностью, взрывобезопасностью и работой в автоматическом режиме [1-3]. Их наименее затратная реконструкция выполняется в основном путём замены горелочного устройства. Эффективность замены горелки оценивается применением компьютерных технологий [4-10]. Численное моделирование котельного оборудования становится одним из важнейших способов получения наиболее полной информации об аэродинамике, локальных и интегральных характеристиках теплообмена. Применение численных методов исследования позволяет определить распределение температуры и скорости газов в топочном объёме, локальную плотность теплового потока и другие параметры.

© А.А. Редько, А.А. Павловская, А.В. Давиденко, Н.В. Куликова, И.А. Редько, 2018

**Анализ литературы.** В последние годы численными методами получены результаты теплообмена в топках различных паровых котлов [3-10]. В основном широко исследовались топки жаротрубных котлов [3-7]. В работе [3] приведены результаты исследования парового двухбарабанного водотрубного котла ДКВР-20, который конструктивно отличается от других котлов типа ДКВР (ДЕ). При этом в [3] не указаны характеристики горелок котла, что затрудняет анализ полученных результатов, так как эффективность теплообмена существенно зависит от процесса горения и аэродинамических течений в топочном объеме котла. В [8] выполнено численное исследование по интеграции горелки ГБГМ-0,85НД в топочное пространство котла НИИСТУ-5. Результаты расчёта распределений скорости топочных газов, полей температур и концентраций оксидов азота показали необходимость защиты заднего экрана топки котла, позволили сформулировать обоснованные технические предложения по установке горелки и режимам эксплуатации котла. В [9] выполнены численные исследования рабочих процессов при сжигании газообразного топлива в котлах типа ДКВР. Получены распределения полей скорости, концентрации и температуры в топочном объеме котла ДКВР-4/13 с двумя газомазутными горелками ГМГ-2,0. Расчёты показали сложный трёхмерный характер потоков в топке. Закрученные потоки раскрываются с образованием зоны обратного течения на оси каждой горелки. Совместная работа горелок образует два отдельных факела длиной около 1,5 м. Анализ полей концентрации топлива показал, что основная часть топлива сгорает на расстоянии 0,5 м от среза горелок, а процесс дожигания завершается на расстоянии 1,2 м от среза горелок.

Однако, конструкции котлов существенно отличаются геометрическими параметрами и конфигурацией, типом горелок, их количеством, мощностью и расположением в топочном объеме, что в значительной мере определяет эффективность рабочих процессов. Поэтому, при модернизации конкретного типа котла требуется детальное исследование влияния изменений процессов сжигания топлива, теплообмена и аэродинамики в топочном объеме, вызванных конструктивными и технологическими мероприятиями.

В работах [3-10] показана эффективность применения компьютерного моделирования при модернизации котлов и камер сгорания, что и определило актуальность дальнейших исследований по повышению эффективности теплообмена в топке парового котла.

**Цель статьи.** Численное исследование влияния характеристик вихревых горелок на эффективность процессов сжигания газообразного топлива (метана).

**Объект и методика исследования.** Исследован вертикально-водотрубный газомазутный котел ДЕ-10-14ГМ с горелочным устройством ГМГ-7, предназначенный для производства, насыщенного и слабо перегретого пара с температурой 225°C с абсолютным давлением 14 кгс/см<sup>2</sup>, номинальной производительностью 10 т/ч.

На рисунке 1 представлена геометрическая модель горелки и котла.

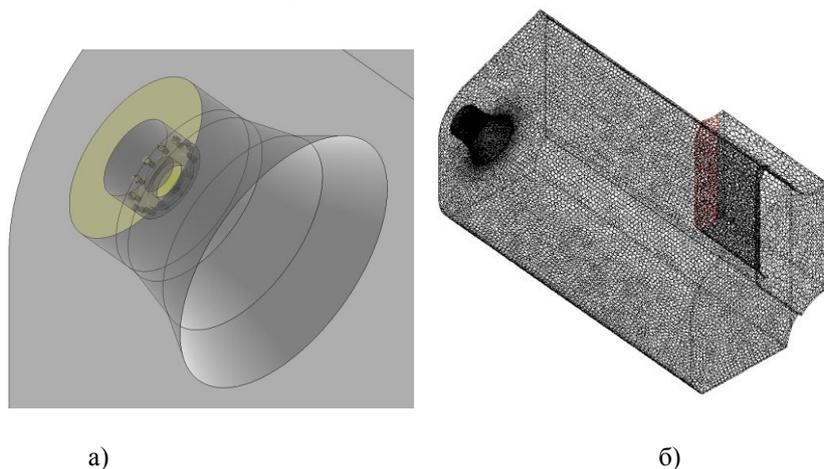


Рисунок 1 – Расчётные модели: а) – модель горелки; б) – расчётная сетка топки котла.

Воздух в горелку ГМГ поступает двумя потоками – около 15 % в виде первичного воздуха через регистр с углом лопаток 60° (коэффициент крутки  $n_1=2,4$ ), другая часть в виде вторичного воздуха в объеме около 95% закручивается в лопаточном аппарате регистра, лопатками, установленными под углом 45°, коэффициент крутки  $n_2=1,6$ . Подача газа – центральная (42 отверстия), параллельно воздушному потоку при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha=1,10$ . Рассматривался вариант установки лопаток в канале первичного воздуха с углом  $\varphi_1=45^\circ$ , а в канале вторичного воздуха с углом  $\varphi_2=60^\circ$ . Амбразура горелки

коническая с углом раскрытия  $60^\circ$ . Закрутка первичного и вторичного воздуха – в одну сторону. Математическая модель радиационно-конвективного теплообмена в газовом тракте котла сформирована на основе усреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса с учётом гравитации и с пренебрежением сжимаемостью [11-16]. Модель составляют уравнение неразрывности, переноса импульса, энергии и химических компонентов газовой смеси, записанные в стационарной форме. Уравнения замкнуты законом Ньютона для тензора давления, законом Фурье для теплового потока, законом Фика для потока массы, законом Клайперона – Менделеева для термодинамического состояния смеси газов, уравнениями модели турбулентности к-ε Лаундера – Сполдинга и модели турбулентного горения Магнусена – Хертагера. Моделирование выполнено методом контрольного объёма.

**Основные результаты и их анализ.** Угол наклона лопаток влияет на структуру факела и процессы теплообмена в топке котла. При значении угла наклона лопаток регистра  $\varphi_2=60^\circ$  в канале потока вторичного воздуха и  $\varphi_1=45^\circ$  в канале первичного воздуха наблюдается широкое раскрытие факела V – образного вида вблизи среза горелки на расстоянии 0,5 – 0,6 м (рис. 1). Горение газовой смеси происходит в узких струях раскрытого факела на расстоянии 1,0 – 1,5 м. Температура газов в струях факела составляет около 1500 – 1700°C. При этом, узкие струи движутся вблизи экранных поверхностей теплообменных труб. На рисунке 2 показаны горизонтальные сечения распределения температуры газов в объёме топki.

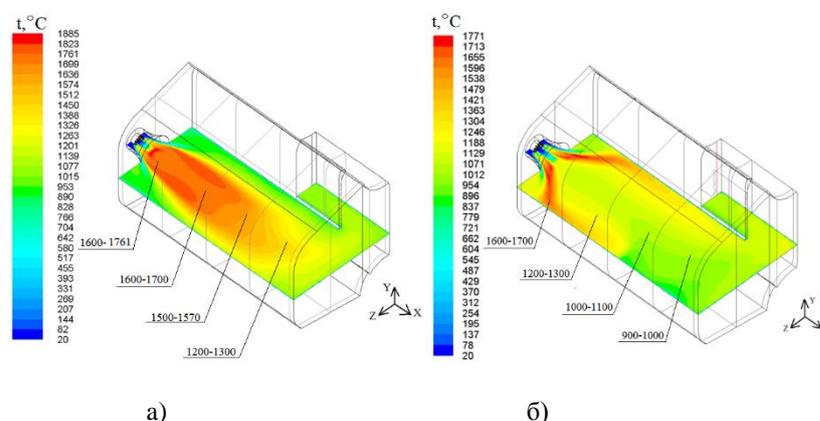


Рисунок 2 – Распределение температуры газового потока в топке:  
а) –  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$ ; б) –  $\varphi_1=45^\circ$  и  $\varphi_2=60^\circ$

Температура газов в струйном факеле составляет 1700 – 1750°C, а температура газов вблизи боковых стенок теплообменных поверхностей изменяется от 1400 до 800°C. На рисунке 3 приведены средние значения температуры газов по глубине топki.

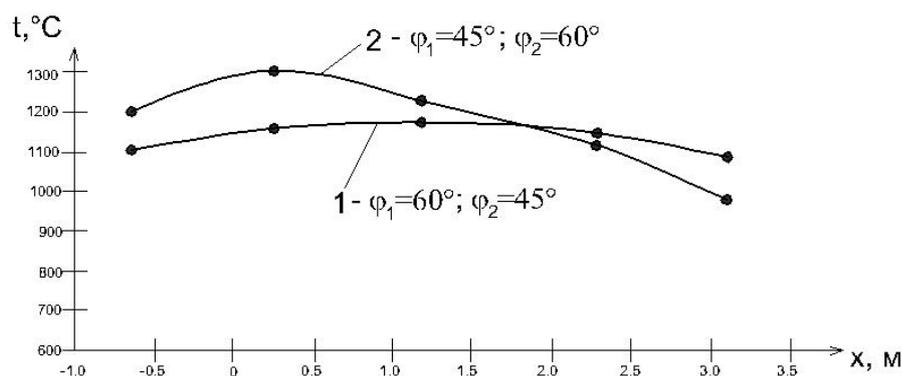


Рисунок 3 – Температура газов по глубине топki.

Температура газов изменяется от 1376°C до 1046°C на выходе из топki. Заполненность газами топчного объёма неполная, и составляет около 0,7 – 0,75 объёма топki.

На рисунке 4 показаны распределения лучистой плотности теплового потока в трёхмерном изображении.

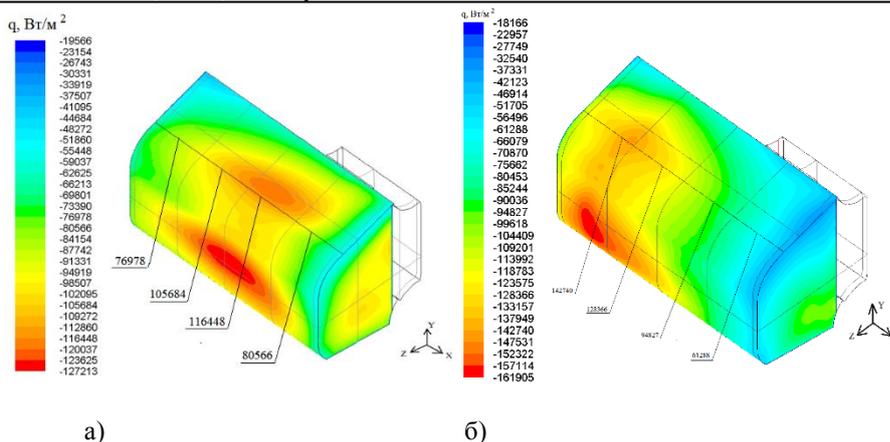


Рисунок 4 – Интенсивность радиационного теплового потока на стенках:  
 а) –  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$ ; б) –  $\varphi_1=45^\circ$  и  $\varphi_2=60^\circ$

Плотность теплового потока неравномерная по площади теплообменной поверхности. Максимальные локальные значения плотности суммарного теплового потока для варианта  $\varphi_1=45^\circ$  и  $\varphi_2=60^\circ$  наблюдаются вблизи горелки на расстоянии  $0,7=0,8$  м и составляют  $202-207$  кВт/м<sup>2</sup>, затем снижаются до значения  $70-80$  кВт/м<sup>2</sup> на расстоянии  $2-2,2$  м, а дальше до значения  $55-65$  кВт/м<sup>2</sup> на остальном расстоянии глубины топки. Для варианта  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$  максимальные значения плотности суммарного теплового потока составляют  $151-154$  кВт/м<sup>2</sup>. Значение плотности лучистого теплового потока характеризуется неравномерностью по глубине топки. Максимальные значения локальной плотности лучистого потока для варианта  $\varphi_1=45^\circ$  и  $\varphi_2=60^\circ$  составляют  $152-157$  кВт/м<sup>2</sup>, т.е.  $78-80\%$  от суммарного теплового потока. Затем плотность теплового потока понижается до значений  $80$  кВт/м<sup>2</sup>. Для варианта  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$  максимальные значения плотности лучистого теплового потока составляют  $123-127$  кВт/м<sup>2</sup> и понижаются до значений  $90-80$  кВт/м<sup>2</sup>. На рисунке 5 приведены средние значения плотности теплового потока по глубине топки.

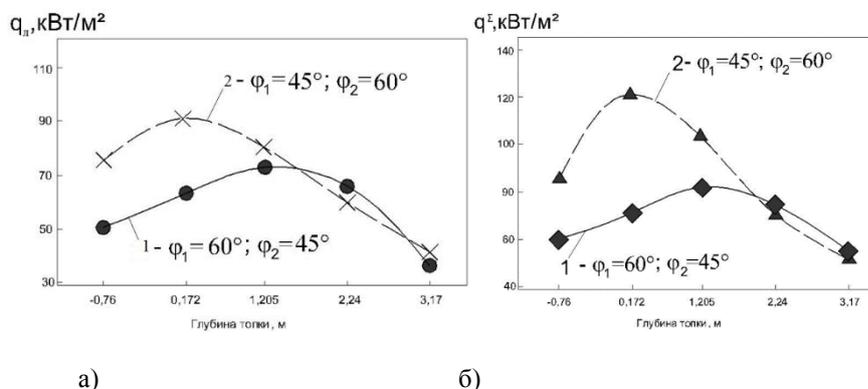


Рисунок 5 – Плотность теплового потока по глубине топки:  
 а) – лучистая составляющая; б) – суммарная составляющая.

При установке лопаток  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$  вблизи стенки температура газов более низкая  $800-900^\circ\text{C}$ , и поэтому плотности лучистого потока более низкие и составляют от  $50$  до  $70$  Вт/м<sup>2</sup>. Следует отметить, что температура поверхности днища топочной камеры, достигает значений  $800-950^\circ\text{C}$  для варианта –  $\varphi_1=60^\circ$  и  $\varphi_2=45^\circ$ ; и  $1030-1070^\circ\text{C}$  для варианта –  $\varphi_1=45^\circ$  и  $\varphi_2=60^\circ$ .

**Выводы:** Результаты численного исследования указывают на существенное влияние угла наклона лопаток в регистрах горелочного устройства на процессы теплообмена газов в топочном объеме водотрубного котла. Установлено, что структура факела при угле установки лопаток  $\varphi_2=45^\circ$  симметричная и устойчивая, а размеры факела больше соответствуют геометрии топочного объема. При этом, не наблюдается наброс факела на экранные боковые поверхности и днище топки, затягивания факела в конвективный пучок. Однако, температура газов и плотности теплового потока недостаточно высокие – средние значения составляют около  $q=100$  кВт/м<sup>2</sup> (при  $q^{\text{cp}}=76,8$  кВт/м<sup>2</sup>).

Список использованной литературы

1. Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. 232с.
2. Акопянц Б.Е. Недостатки конструкции промышленных котлов ДКВР-20-13 / Б.Е. Акопянц / Новости теплоснабжения. – 2000. – №4. – С. 10-11.
3. Тайлашева Т.С. Анализ опыта эксплуатации котлов типа ДКВР/ Т.С. Тайлашева // Вестник науки Сибири. – 2014. – №3(13). – С. 11-15.
4. Басок Б.И. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла с вторичным излучателем / Б.И. Басок, В.Г. Демченко, М.П. Мартыненко // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 1. – С. 17-22.
5. Герман М.Л. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой / М.Л. Герман, В.А. Бородуля, Е.Ф. Ноготов, Г.И. Пальченок // Теплообмен ММФ-2000: Труды IV Минского Междунар. форума. – Минск, 2000. Т.2. – С. 21-30.
6. Хаустов С.А. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом / С.А. Хаустов, А.С. Загорин, Р.Н. Фисенко // Известия Томского политехнического университета. – 2013. Том 322. – № 4. – С. 43-47.
7. Михайлов А. Г. Методы расчёта теплообмена в топках котлов / А.Г. Михайлов // Омский научный вестник. – 2008. – №3(70). – С. 81-84.
8. Долинский А.А. Использование компьютерного моделирования при малозатратной модернизации котла НИИСТУ-5 / А.А. Долинский, А.А. Халатов, С.Г. Кобзарь, О.А. Назаренко, А.А. Мещеряков // Пром. Теплотехника. – 2007. – т.29, №5. – С. 80-91.
9. Кобзарь С.Г. Снижение выбросов оксидов азота в газовых котлах методом рециркуляции дымовых газов / С.Г. Кобзарь, А.А. Халатов // Пром. теплотехника, 2009, т. 31, №4, С. 5-11.
10. Редько А.О. Моделювання процесів теплообміну в топках водотрубних котлів ДКВР(ДЕ)-10/14 / А.О. Редько, А.В. Давіденко, С.В. Павловський, Н.В. Кулікова, В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш // Вісник НУ «Львівська політехніка». Серія: Теорія та практика будівництва. – 2016. – №844. – С. 180-187.
11. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер // М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.
12. Jakobsen H. A. Chemical Reactor Modeling. – Springer, 2008. – 1244p.
13. Peters N. Turbulent combustion. – Cambridge University Press, 2000. – 304p.
14. Суржигов С. Т. Тепловое излучение газов и плазмы/ С.Т. Суржигов // М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 544 с.
15. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости/ К. Флетчер // М.: Мир, 1991. – Т. 1. – 502 с.
16. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости/ С. Патанкар // М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

УДК 621.184.004

**А.О. Редько**, д-р техн. наук, проф., **ORCID** 0000-0003-2331-7273

**А.О. Павловська**, асп., **ORCID** 0000-0003-3281-7771

**А.В. Давіденко** асп., **ORCID** 0000-0003-3281-7771

**Н.В. Кулікова** канд. техн. наук, асист., **ORCID** 0000-0001-8226-7961

**І.О. Редько**, канд. техн. наук, доц., **ORCID** 0000-0002-9863-4487

**Харківський національний університет будівництва та архітектури,  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова**

## **ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРОВОГО ГОРІЛЧАНОГО ПРИСТРОЮ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОБМІНУ В ТОПЦІ ПАРОВОГО КОТЛА**

*В Україні перебуває в експлуатації значна кількість побутових і промислових котлів. У даній роботі наведені результати чисельного дослідження процесів спалювання газоподібного палива в топці парового водотрубний котла ДЕ-10/14. Пальниковий пристрій ГМГ-7 продуктивністю 728 м<sup>3</sup>/год природного газу забезпечує вихровий короткий і широкий факел. Паливо-повітряна суміш утворюється шляхом попереднього змішування 15% частини повітря, з первинним коефіцієнтом крутки пальники  $n = 2,4$ , і вторинним коефіцієнті крутки пальники  $n=1,6$ , і коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha_a=1,10$ . Розглядався варіант установки лопаток в каналі первинного повітря з кутом  $\phi_1=45^\circ$ , а в каналі*

вторинного повітря з кутом  $\varphi_2=60^\circ$ . Амбразура пальника конічна з кутом розкриття  $60^\circ$ . Закручування первинного і вторинного повітря – в одну сторону. В результаті досліджень визначено розподілу температури і швидкості газів в топковому об'ємі, щільності теплових потоків на екранні трубчасті поверхні, концентрації компонентів горіння. Математична модель радіаційно-конвективного теплообміну в газовому тракті котла сформована на основі усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса з урахуванням гравітації і з невагою стисливістю. Модель складають рівняння нерозривності, перенесення імпульсу, енергії і хімічних компонентів газової суміші, записані в стаціонарній формі. Рівняння замкнуті законом Ньютона для тензора тиску, законом Фур'є для теплового потоку, законом Фіка для потоку маси, законом Клайперона-Менделєєва для термодинамічної стану суміші газів, рівняннями моделі турбулентності  $k-\varepsilon$  Лаундер-Сполдинга і моделі турбулентного горіння Магнусена-Хертагера. Моделювання виконано методом контрольованого обсягу. При значенні кута нахилу лопаток реєстра  $\varphi_2=60^\circ$  в каналі потоку вторинного повітря і  $\varphi_1=45^\circ$  в каналі первинного повітря спостерігається широке розкриття факела V-образного виду поблизу зрізу пальника на відстані 0,5 – 0,6 м. Горіння газо-повітряної суміші відбувається в вузьких струменях розкритого факела на відстані 1,0 – 1,5 м. Температура газів в струменях факела становить близько 1500 – 1700°C. При цьому, вузькі струмені рухаються поблизу екранних поверхонь теплообмінних труб. Встановлено, що структура факела при вугіллі установки лопаток  $\varphi_2 = 45^\circ$  симетрична і стійка, а розміри факела більше відповідають геометрії топкового обсягу. При цьому, не спостерігається накид факелу на екранні бічні поверхні і днище топки, затягування факела в конвективний пучок. Однак, температура газів і щільності теплового потоку не досить високі – середні значення складають близько  $q = 100 \text{ кВт/м}^2$  (при  $q^{cp} = 76,8 \text{ кВт/м}^2$ ).

**Ключові слова:** чисельне моделювання, теплообмін, паровий водотрубний котел, вихровий пальник, кут установки лопаток.

**A. Redko**, Dr. Sc. Sciences., Prof., **ORCID** 0000-0003-2331-7273  
**A. Pavlovskay**, post-graduate student, **ORCID** 0000-0003-3281-7771  
**A. Davidenko**, post-graduate student, **ORCID** 0000-0003-3281-7771  
**N. Kulikova**, PhD Tech., assistant, **ORCID** 0000-0001-8226-7961  
**I. Redko**, PhD Tech., associate professor, **ORCID** 0000-0002-9863-4487  
**Kharkiv National University of Construction and Architecture,**  
**O.M.Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv**

#### INFLUENCE OF CHARACTERISTICS VORTEX BURNER FOR HEAT TRANSFER EFFICIENCY IN THE FURNACE BOILER

*In Ukraine, a significant number of domestic and industrial boilers are in operation. In this paper, we present the results of a numerical study of the processes of burning gaseous fuels in a furnace of a steam water-tube boiler DE-10/14. The burner device GMG-7 with a capacity of 728 m<sup>3</sup>/h of natural gas provides a swirling short and wide torch. The fuel-air mixture is formed by premixing 15% of the air, with a primary twist factor  $n = 2.4$ , and a secondary burner twist ratio  $n = 1.6$ , and an excess air factor  $\alpha_a = 1.10$ . The option of installing blades in the primary air duct with an angle  $\varphi_1 = 45^\circ$  was considered, and in the secondary air channel with an angle  $\varphi_2=60^\circ$ . The burner embrasure is conical with an opening angle of  $60^\circ$ . Twist of primary and secondary air – one way. As a result of the research, the temperature and velocity distributions of gases in the combustion chamber, the density of heat flows on the screen tubular surfaces, and the concentrations of the combustion components were determined. The mathematical model of radiation-convective heat transfer in the gas path of the boiler is formed on the basis of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with allowance for gravity and neglect of compressibility. The model is the equation of continuity, momentum transfer, energy and chemical components of the gas mixture recorded in a stationary form. The equations are closed by the Newton law for the pressure tensor, the Fourier law for the heat flux, the Fick law for the mass flow, the Clapeyron-Mendeleev law for the thermodynamic state of the gas mixture, the equations of the Launder-Spaulding turbulence model and the Magnusen-Hertager turbulent combustion model. The simulation is performed by the control volume method. At a slope angle of the blades of the register  $\varphi_2=60^\circ$  in the secondary air flow path and  $\varphi_1 = 45^\circ$  in the primary air duct, a wide opening of the V-shaped flame near the cutoff of the burner at a distance of 0.5 to 0.6 m is observed. Combustion of the gas – in narrow jets of the open torch at a distance of 1.0 – 1.5 m. The temperature of the gases in the streams of the torch is about 1500 – 1700°C. In this case, narrow jets move near the screen surfaces of the heat exchange tubes. It is established that the structure of the flame at the angle of installation of the blades  $\varphi_2 =$*

*45° is symmetrical and stable, and the dimensions of the torch correspond more to the geometry of the combustion volume. At the same time, no flare is observed on the screen side surfaces and the bottom of the furnace, tightening the torch in a convective beam. However, the temperature of the gases and the density of the heat flow are not high enough – the average values are about  $q=100 \text{ kW/m}^2$  (at  $q^{ep} = 76.8 \text{ kW/m}^2$ ).*

**Keywords:** numerical modeling, heat exchange, steam water-tube boiler, vortex burner, the installation angle of vanes.

#### References

1. The heat calculation of boiler units. Normative method. M.: Energia, 1973. 232 p.
2. Akopyants B.E. “Disadvantages of the design of industrial boilers DKVR-20-13”, Heating News, 2000. – №4. – pp. 10-11.
3. Taylasheva T.S. “Analysis of operating experience DKVR type boilers Siberia”, Bulletin of Science, 2014. – №3 (13), pp.11-15.
4. Basok B.I. Demchenko V.G. and Martynenko M.P. “Numerical simulation of aerodynamic processes in the furnace of the boiler with a secondary transmitter”, Industrial heating engineering, 2006. – Vol. 28, № 1, pp. 17-22.
5. Herman M.L. Borodulya V.A., Nogotov E.F. and Palchenok G.I. “Engineering calculation method of temperature fire-tube boilers with a dead-end furnace”, Heat and Mass Transfer MMF-2000: Proceedings of IV Minsk Internat. offline, 2000. – Vol. 2, pp. 21-30.
6. Khaustov S.A. Zavorin A.S. and Fissenko R.N., “Numerical study of processes in the fire tube furnace with reversible torch”, Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, 2013. – Vol 322, № 4, pp. 43-47.
7. Mikhailov A.G. “Methods for calculating heat transfer in boiler furnaces”, Scientific Bulletin, Omsk, 2008. – №3 (70), pp. 81-84.
8. Dolinsky A.A., Khalatov A.A., Kobzar S.G., Nazarenko O.A. and Meshcheryakov A.A. “Using a computer simulation at low-cost modernization of boiler NIISTU-5”, Prom. Heat, 2007. – Vol.29, №5, pp. 80-91.
9. Kobzar S.G. “Reducing emissions of nitrogen oxides in the gas boiler by flue gas recirculation”, Prom. Heat, Heat Engineering, 2009. – Vol. 31, №4, p. 5-11.
10. Red'ko A.O., Davidenko A.V., Pavlovsky S.V., Kulikova N.V., Kostyuk V.E. and Kyrylash O.I. “Modeling of heat transfer in furnaces water tube boilers DKVR (DE)-10/14”, News NU "Lviv politehnika". Series: Theory and practice of construction, Lviv, 2016. – №844, pp. 180-187.
11. Anderson J., Tannehill G. and Pletcher R. “Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer”, Mir, Moscow, 1990. – Vol. 1, 384 p.
12. Jakobsen H. A. “Chemical Reactor Modeling”, Springer, 2008. – 1244 p.
13. Peters N., “Turbulent combustion”, Cambridge University Press, 2000, 304 p.
14. Surzhikov S.T. “Thermal radiation of gases and plasma”, Publishing House of the MSTU. Bauman, 2004, 544 p.
15. Fletcher K. “Computational methods in fluid dynamics”, Mir, Moscow, 1991. – T.1. - 502.
16. Patankar S. “Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics” Energoatomisdat, Moscow, 1984, 152 p.

Надійшла 31.05.2018  
Received 31.05.2018