

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-50-65>

УДК 532.5+621.181.7

Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов

Часть 3

Ю. П. Ярмольчик¹⁾, Р. Шрёгер²⁾, Х. Хаберфельнер²⁾, М. Пихлер²⁾,
Д. Костич²⁾, Г. В. Мороз³⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь),

²⁾Компания DUMAG GmbH (Гумпольдскирхен, Австрийская Республика),

³⁾РУП «Белнипиэнергопром» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2024
Belarusian National Technical University, 2024

Реферат. Для решения проблемы полезной утилизации (сжигание в теплогенераторах) жидких и газообразных отходов промышленного производства, определенных в части 1 статьи, были рассмотрены процессы теплопередачи в теплогенерирующих установках (часть 2 статьи). Для эффективного решения этой задачи применяется комплекс оборудования, состоящего из горелочного устройства и камеры сгорания с передачей теплоты внешнему теплоносителю, например топка котла или котел-утилизатор. В настоящей статье рассмотрен пример расчета подобного процесса для характерной смеси отходов предприятия химической промышленности с применением моделирования возможных схем системы пламенного сжигания характерной комбинации различных видов газообразных и жидких горючих продуктов. Для этого был применен метод вычислительной гидродинамики CFD (Computational fluid dynamics), который определяется как наиболее эффективный при анализе поведения потоков сред и процессов горения. CFD-анализ позволяет прогнозировать гидродинамические и тепловые процессы (особенно в сложных многокомпонентных системах) и оптимизировать их для достижения наилучших результатов. Важнейшим фактором качественного сжигания является процесс атомизации (мелкодисперсного распыления) высоковязких жидкостей с большими коэффициентами поверхностного натяжения. Наиболее эффективным для таких жидкостей принят ультразвуковой способ. Кроме того, рассматривается качество распределения потоков сгорающих смесей и дымовых газов в камере сгорания. Для этого необходимо организовать отдельные потоки осевого и периферийного воздуха, которые позволяют не только изменять конфигурацию пламени, но и направлять конвективные потоки дымовых газов в наиболее эффективные области камеры сгорания. В статье рассмотрены различные варианты теплообмена (конвективного и лучевого) в зависимости от разных факторов, учитывая степень вероятности образования загрязняющих веществ (прежде всего NO_x) в продуктах сгорания. Приведены результаты численного решения поставленной задачи. Проведен анализ результатов по оптимальному соотношению долей первичного и вторичного потоков воздуха на горение. В заключение приведен сравнительный анализ вариантов сжигания топлива непосредственно в котле и предварительной камере сгорания. Показана эффективность прямого сжигания.

Ключевые слова: мультитопливная горелка, метод вычислительной гидродинамики, распределение потоков, конфигурация пламени, теплообмен

Для цитирования: Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов. Часть 3 / Ю. П. Ярмольчик [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2024. Т. 67, № 1. С. 50–65. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-50-65>

Адрес для переписки

Ярмольчик Юрий Петрович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-16
dr.yury.yarmolchick@gmail.com

Address for correspondence

Yarmolchick Yury P.
Belarusian National Technical University
65/2, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
dr.yury.yarmolchick@gmail.com

Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces

Part 3

Yu. P. Yarmolchick¹⁾, R. Schröger²⁾, H. Haberfelner²⁾, M. Pichler²⁾,
D. Kostić²⁾, G. V. Moroz³⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾Dumag GmbH (Gumpoldskirchen, Republic of Austria),

³⁾RUE “Belniplerienergoprom” (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. To solve the problem of useful utilization (by combustion in heat generators) of liquid and gaseous industrial waste (that was defined in Part 1 of the present article), heat transfer processes in heat generating units were considered in Part 2. The main equipment for the effective solution of this process is a burner device and a combustion chamber with heat transfer to an external heat carrier, for example, a boiler furnace or a heat recovery boiler. The present article considers an example of calculating such a process for a distinctive mixture of waste from a chemical industry enterprise using modeling of possible schemes of a flame combustion system for a characteristic combination of various types of gaseous and liquid combustible products. For this purpose, the CFD (Computational Fluid Dynamics) computational hydrodynamics method was applied, which is determined to be the most effective one, in analyzing the behavior of media flows and combustion processes. CFD analysis makes it possible to predict hydrodynamic and thermal processes (especially in complex multicomponent systems) and optimize them to achieve the best results. The most important factor in high-quality combustion is the atomization process (fine atomization) of highly viscous liquids with high surface tension coefficients. The ultrasonic method has been adopted as the most effective for such liquids. Besides, the quality of the distribution of flows of combustion mixtures and flue gases in the combustion chamber is considered. For doing this, it is necessary to arrange separate flows of axial and peripheral air, which make it possible not only to change the configuration of the flame, but also to direct convective flue gas flows to the most efficient areas of the combustion chamber. The article considers various options for heat transfer (convective and radial) depending on various factors, taking into account the degree of probability of formation of pollutants (primarily NO_x) in combustion products. The results of the numerical solution of the problem are presented. The analysis of the results on the optimal ratio of the shares of primary and secondary air flows for combustion was carried out. In conclusion, a comparative analysis of the options for burning fuel directly in the boiler and in the pre-combustion chamber is presented. The efficiency of direct combustion has been demonstrated.

Keywords: multifuel burner, computational hydrodynamics method, flow distribution, flame configuration, heat transfer

For citation: Yarmolchick Yu. P., Schröger R., Haberfelner H., Pichler M., Kostić D., Moroz G. V. (2024) Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces. Part 3. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 67 (1), 50–65 <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-50-65> (in Russian)

Постановка задачи и цель исследования

Рассмотрим пример прямого сжигания технологических отходов [1] непосредственно в топке парового котла. При прямом сжигании в первой секции котла тепловая энергия передается к его стенкам в основном за счет излучения. Вторая секция опциональна для достаточного времени пребывания дымовых газов в зоне теплопередачи [2]. Третья секция имеет теплообменники для достижения желаемой эффективности котла и для перегрева пара от температуры насыщения 250 до 430 °С. Наконец, экономайзер

используется для предварительного нагрева воды до температуры, близкой к температуре насыщения пара. На рис. 1 представлен общий обзор процесса в водотрубном вертикальном трехсекционном котле с экономайзером с указанием потоков энергоносителей и их характерных температур.

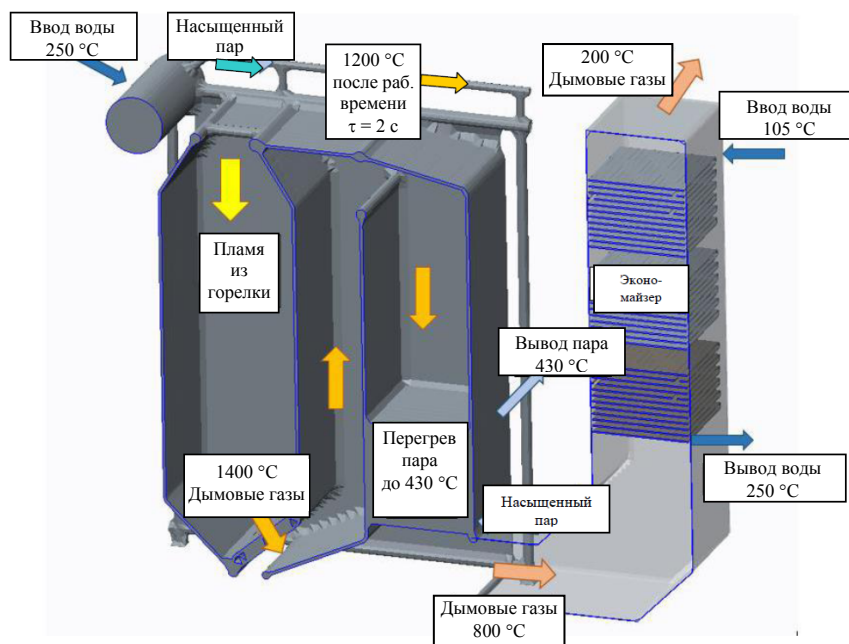


Рис. 1. Схема котла

Fig. 1. Scheme of Boiler

Целью настоящего исследования является показать эффективность:

- использования котла с прямым сжиганием отходов в топке;
- применения мультитопливного горелочного устройства с индивидуально контролируемым распределением воздуха (типа IBX от компании DUMAG).

В процессе исследования методом вычислительной гидродинамики (CFD-анализ) были смоделированы процессы факельного сжигания [3] мультитопливной горелкой одновременно нескольких характерных видов промышленных газообразных и жидких отходов непосредственно в топке котла при разном соотношении осевого и периферийного воздушных потоков [4]. В качестве проектного решения рассматривался вертикальный водотрубный котел паропроизводительностью 30 т/ч с температурой перегрева пара 430 °С. Основная цель этого анализа – определить температурные поля, скорости потоков, длину пламени, радиационные и конвективные поверхности. Преимущество мультитопливной горелки со ступенчатым подводом воздуха для горения (в качестве аналога рассматривалась горелка DUMAG IBX) – оптимальное распределение температуры на стенках котла, что приводит к повышению энергоэффективности и увеличению продолжительности эксплуатации. Это достигается, прежде всего, за счет

распределения расходов и направления воздуха для горения по двум ступеням – осевому и периферийному с тангенциальной закруткой потока.

Физико-химические свойства компонентов топлива

В качестве характерного примера компонентов, поступающих в горелочное устройство по независимым топливопроводам, рассматривались фракции метанола (смесь из продувочных, танковых и эфирных газов), X-масел и МЭА (моноэтаноламин $\text{NH}_2\text{-CH}_2\text{-CH}_2\text{-OH}$) с использованием природного газа в качестве топлива подсветки. Топливо подсветки (обычно – природный газ) необходимо не только для стабилизации горения, но и для поддержания теплогенератора на требуемой мощности. Система включает в себя линии клапанов безопасности и регулирования для каждой среды, мультитопливную горелку со всеми принадлежностями, систему контроля, а также водотрубный котел с датчиками и системой управления. Мультитопливная горелка типа IBX DUMAG используется для непрерывного сжигания технологических сред в любой комбинации вместе с природным газом. Дымовой газ служит энергоносителем для парового котла. Характеристики потоков и свойства применяемых топлив представлены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики потоков и свойства применяемых топлив
Characteristics of flows and properties of fuels used

1. Природный газ	
Расход, мин./макс., $\text{нм}^3/\text{ч}$	260/2600
Температура, $^{\circ}\text{C}$	20
Давление избыточное, бар	1,5
Плотность, $\text{кг}/\text{нм}^3$	0,78
Низшая теплота сгорания (H_v), $\text{МДж}/\text{нм}^3$	33,54
2. Фракция метанола (смесь из трех газов: продувочных, танковых и эфирных)	
Расход, мин./макс., $\text{нм}^3/\text{ч}$	740/3700
Температура, $^{\circ}\text{C}$	20
Давление избыточное, бар	0,06
Плотность, $\text{кг}/\text{нм}^3$	0,65
Низшая теплота сгорания (H_v), $\text{МДж}/\text{нм}^3$	9,69
3. X-масла (жидкий остаток, состоящий из различных тяжелых масел)	
Расход, мин./макс., $\text{кг}/\text{ч}$	73/365
Температура, $^{\circ}\text{C}$	20
Давление избыточное, бар	0,5
Плотность, $\text{кг}/\text{нм}^3$	911
Низшая теплота сгорания (H_v), $\text{МДж}/\text{кг}$	38,274
4. МЭА (жидкий остаток, состоящий из различных эфиров)	
Расход, мин./макс., $\text{кг}/\text{ч}$	380/1900
Температура, $^{\circ}\text{C}$	60
Давление избыточное, бар	0,08
Плотность, $\text{кг}/\text{нм}^3$	1055
Низшая теплота сгорания (H_v), $\text{МДж}/\text{кг}$	17,672

Проектные данные

В табл. 2 приведены данные, которые представляют собой базовые значения для расчета системы «горелка – котел» при работе на максимальной мощности, основанной на методике CFD-анализа.

Таблица 2

Проектные данные для максимальной мощности

Design data for maximum capacity

№ п/п	Наименование	Теплота сгорания низшая, кВт·ч/кг	Теплота сгорания низшая, кВт·ч/нм ³	Плотность, кг/нм ³ кг/м ³	Расход, кг/ч	Расход, нм ³ /ч	Мощность входа на горелку, МВт	Характеристика общего входа горелки, МВт	Фазовое состояние
Среда 1	Природный газ	11,86	9,28	0,78	20	25	0,26	0,02	Газ
Среда 2	Продувочный газ	5,62	2,65	0,47	1.417	3.000	8,67	0,71	Газ
Среда 3	Танковые газы	1,54	2,1	1,35	811	600	1,37	0,12	Газ
Среда 4	Эфирные газы	4,76	7,64	1,60	160	100	0,84	0,07	Газ
Среда 5	Х-масла	10,63	9.694,23	911,83	365	0	4,28	0,40	Жидкость
Среда 6	МЭА	4,91	5.142,25	1.047,54	1.900	2	10,27	0,94	Жидкость

$\Sigma = 25.68 \text{ МВт}$

Для определения основных характеристик системы «горелка – котел» рассчитаны усредненные значения (табл. 3). Они позволяют определить конструкционные размеры для основных комплектующих горелочного устройства, прежде всего внутренних патрубков топливоподдачи, смесительного устройства, запальной (пилотной) горелки, насадок ультразвуковых распылителей [5], воздухопроводов. Необходимо обратить внимание на то, что с увеличением доли воздуха, поступающего на горение по осевому патрубку, повышается длина пламени, которую необходимо спроецировать на длину топки так, чтобы пламя не доставало до задней стенки. При близких значениях длин пламени и топки требуется уменьшить его длину путем перевода доли воздуха на горение на воздухопровод периферийного подвода.

В табл. 4 приведены данные, которые представляют собой базовые значения для расчета системы «горелка – котел» при работе на минимальной мощности и при диапазоне глубины регулирования горелкой 1:5. Предполагается, что в этом случае горелка будет сжигать только природный газ, так как при изменении расходов опциональных топлив поддержание стабильного горения при малой мощности усложняется, а эффективность утилизации промышленных отходов нивелируется. Таким образом, представляется рациональным в этом случае применять для сжигания монотопливо.

Таблица 3

Расчет для всех сред вместе с расходами для максимальной мощности
 Calculation for all media together with the consumption for maximum capacity

Общая мощность	25,68	МВт		
Средняя теплота сгорания	5,01	кВт·ч/кг =	18,0	МДж/кг
Средняя теплота сгорания	6,28	кВт·ч/нм ³ =	22,6	МДж/нм ³
Стехиометрическое количество воздуха	5,6	нм ³ /нм ³ =	5,76	кг/кг
Коэффициент избытка воздуха λ	1,20	–		
Требуемый расход воздуха	25,151	нм ³ /ч	При температуре дымовых газов 1097 °С	
Температура воздуха на горение	240	°С		
Объем дымовых газов (влажных)	28,662	нм ³ /ч		
Остаточный кислород (влажные дымовые газы)	3,00	%		
Остаточный кислород (сухие дымовые газы)	3,67	%		
Давление в камере сгорания	–2,00	мбар (избыточное)		

Таблица 4

Расчет для природного газа с расходом для минимальной мощности
 Calculation for natural gas with the consumption for minimum capacity

Общая мощность	5,34	МВт		
Средняя теплота сгорания	11,86	кВт·ч/кг =	42,7	МДж/кг
Средняя теплота сгорания	9,28	кВт·ч/нм ³ =	33,4	МДж/нм ³
Стехиометрическое количество воздуха	9,2	нм ³ /нм ³ =	15,02	кг/кг
Коэффициент избытка воздуха λ	1,20	–		
Требуемый расход воздуха	5,714	нм ³ /ч	При температуре дымовых газов 1097 °С	
Температура воздуха на горение	240	°С		
Объем дымовых газов (влажных)	6,183	нм ³ /ч		
Остаточный кислород (влажные дымовые газы)	3,16	%		
Остаточный кислород (сухие дымовые газы)	3,79	%		
Давление в камере сгорания	–2,00	мбар (избыточное)		

CFD-моделирование

Для расчета процессов горения часто используется CFD-программа Simcenter FloEFD от Siemens Digital Industries. Это полностью интегрированное с САПР программное обеспечение с мультифизическими функциями, позволяющее выполнять моделирование потоков и термический анализ с использованием собственных данных геометрии камеры сгорания. Однако в камере сгорания очень важную функцию выполняет лучистый теплообмен, который не входит в пакет указанного программного обеспечения. Помимо этого, оно не имеет возможности ограничить химические реакции. Экспериментальные установки и связанные с ними сопутствующие затраты значительно дороже CFD-моделирования. Кроме того, такой подход более надежен, так как имеет возможность прогнозировать работу системы в более широком диапазоне, чем это позволяет натурное эксперименталь-

ное исследование. Особенно это важно для прогнозирования выбросов загрязняющих веществ. Однако FloEFD не поддерживает эту функцию из-за базовой архитектуры. Программное обеспечение имеет узкие ограничения в приложениях со сложными составами или несколькими различными видами топлива. Для охвата широкого спектра моделирования CFD и достижения более точных результатов требуется использовать программный продукт с дополнительным функционалом. В результате большого количества экспериментальных испытаний приняты основные эмпирические уравнения, приведенные в [1, 2], которые позволили создать программное обеспечение совместно с ACAM Engineering [6]. Однако для него требуется ручной ввод всех критериев в виде математических формул (в 20 раз больше времени в сравнении с Simcenter FloEFD). В результате создано программное обеспечение Simcenter STAR-CCM+ от Siemens Digital, которое охватывает физические темы, выходящие далеко за рамки моделирования течения жидкости и теплопередачи, и позволяет проводить профессиональную обработку через сеть посредством мультифизического моделирования и анализа данных для фотореалистичной визуализации. Однако стоимость лицензии Simcenter STAR-CCM+ также выше, чем у FloEFD. Принятый для подобных типов задач продукт является экономичной альтернативой для многих проектов. Simcenter FloEFD также показал явное превосходство, если рассматривается моделирование взаимодействия между жидкостью и твердыми телами (особенно для периферийных потоков и теплообмена – так называемой технологии интеллектуальных ячеек). Поэтому для подобных задач было решено продолжать использовать Simcenter FloEFD для стандартных расчетов и при необходимости Simcenter STAR-CCM+ для лучшего представления синтезируемых задач физики и химии. Расширенное моделирование также снижает конструктивный риск и уменьшает количество тестовых запусков. В результате для настоящего исследования использована комбинация пакетов Simcenter FloEFD и Simcenter STAR-CCM+, которая значительно расширяет возможности моделирования.

Результаты исследования

CFD-модель включала в себя конструктивную систему, состоящую из двух элементов – первой секции вертикального водотрубного котла, в объеме которой происходит непосредственно горение указанных выше сред, и смонтированной сверху котла мультитопливной горелки типа IBX DUMAG.

С применением CFD-анализа проведен программный расчет, который позволил получить прогнозирование: температурных полей, скоростей потоков, расчетной длины пламени, радиационных и конвективных поверхностей.

Внутренние стенки котла были настроены на температуру 400 °С.

Вначале выполнялся внутренний анализ без учета конвективного переноса теплоты через внешние стенки котла. Абсолютные значения, показанные в этом анализе, не совсем точны. Но тенденции очевидны.

Применяемая модель горения определена «без предварительной смеси топлив», поскольку реакции происходят во временных масштабах, на

несколько величин меньших, чем скорости потока. Поэтому для кинетических наблюдений важно только время смешивания топлива и окислителя.

Далее были рассмотрены два типичных случая: сжигание монотоплива – природного газа и комбинации газообразных и жидких сред (табл. 2). Такой подход выбран для того, чтобы объяснить влияние сжигания топлива на передачу энергии стенкам, особенно в первой секции котла, где теплообмен излучением является доминирующим.

Простой вариант для исследования данной системы – сжигание одного вида топлива с легкопрогнозируемыми химическими реакциями (природного газа) при следующих условиях распределения потоков в горелке: объемный расход природного газа 2500 м³/ч; массовый расход природного газа 1956 кг/ч; общий массовый расход воздуха 35256 кг/ч; первичный воздух ($\alpha = 0,7$) 20566 кг/ч; вторичный воздух ($\alpha = 0,5$) 14690 кг/ч.

Вначале были определены температурные поля (рис. 2).

Второй шаг расчета – определение полей скоростей (рис. 3).

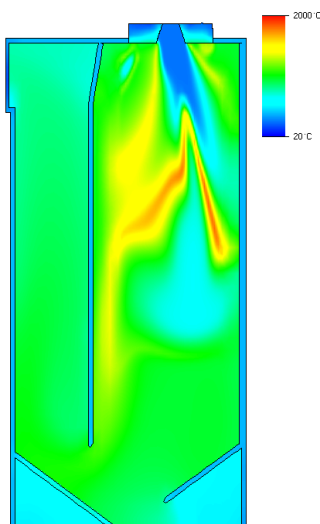


Рис. 2. Температурное поле в котле при сжигании природного газа: $t_{\max} = 2013,6$ °C; $t_{\min} = 19,9$ °C; итераций 603
Fig. 2. The temperature field in the boiler when burning natural gas: $t_{\max} = 2013.6$ °C; $t_{\min} = 19.9$ °C; 603 iterations

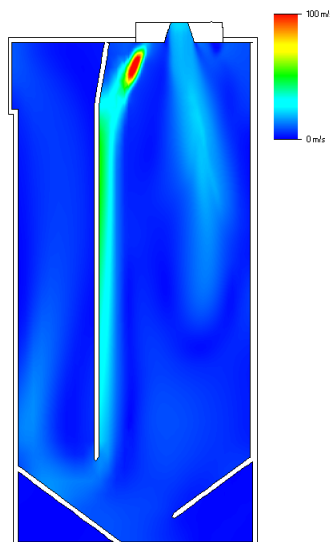


Рис. 3. Поле скоростей в котле при сжигании природного газа: $v_{\max} = 154,6$ м/с; $v_{\min} = 0$; итераций 603
Fig. 3. The velocity field in the boiler when burning natural gas: $v_{\max} = 154.6$ m/s; $v_{\min} = 0$; 603 iterations

Затем были рассчитаны температурные поля в объеме факела и конфигурация пламени при различных массовых долях топлива (рис. 4).

И в завершение первого этапа проведены расчеты плотности излучения (рис. 5) и конвективных потоков (рис. 6) на стенки котла в Вт/м².

Далее рассчитаны альтернативные варианты при других долях распределения первичного (периферийного) и вторичного (осевого) воздуха ($\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3; 0,5/0,7$).

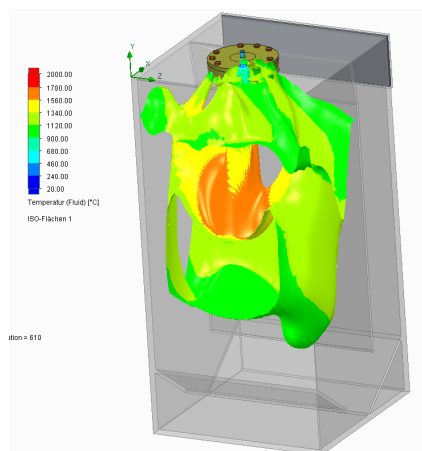


Рис. 4. Массовая доля топлива 0,0597; итераций 610

Fig. 4. Mass fraction of fuel is 0.0597; 610 iterations

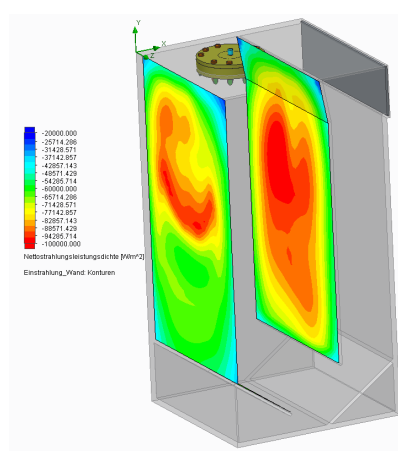


Рис. 5. Излучение к стенкам

Fig. 5. Radiation to the walls

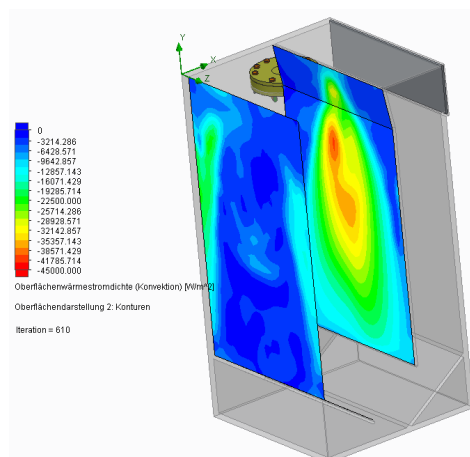


Рис. 6. Конвекция к стенкам

Fig. 6. Convection to the walls

Вторичный воздух служит трем целям:

- «толкает» пламя в определенном направлении, может удлинить его или укоротить (геометрия и расположение пламени важны для оптимизации излучения на стены);

- влияет на характер потока внутри камеры сгорания, создавая так называемые зоны рециркуляции, которые крайне важны для более равномерного распределения конвекционных потоков;

- уменьшает образование загрязняющих веществ, потому что сгоревшие газы рециркулируют в корень пламени, где CO образуется в стехиометрических условиях. В результате CO окисляется до CO₂.

А вероятность образования NO по тепловому механизму Зельдовича значительно уменьшается [7]. Надо отметить, что доля первично образовавшихся молекул NO, в основном за счет топливного азота и «быстрого» механизма, не велика. Поэтому такой способ понижения выбросов оксидов азота весьма эффективный [8] и соответствует принятым нормам [9].

Таким образом, оптимизация подачи вторичного воздуха имеет решающее значение для качества работы системы. В результате анализа было выбрано наиболее оптимальное соотношение $\alpha_1/\alpha_2 = 0,7/0,5$ для данной камеры сгорания – первой секции вертикального водотрубного котла с верхним монтажом мультитопливной горелки.

Следующий этап исследования – моделирование системы для принятого комплекса топлив. Состав топлива определяется путем объединения всех видов топлива, вводимых через сепаратные патрубки горелки. Хотя исходное топливо является и жидким, и газообразным, полученная смесь представляет собой газ, если предположить, что процесс испарения жидкостей не влияет на изучаемое поведение. Это предположение верно, так как при использовании технологии ультразвукового сопла DUMAG капли настолько малы, что не влияют на структуру потока за пределами блока горелки. Кроме того, эти капли жидких фракций очень быстро испаряются, что также важно для модели сжигания (без предварительного смешивания).

В результате испарения жидких фракций и перемешивания их с газообразным топливом результирующий газ, рассчитанный программой Simcenter STAR-CCM+ с функционалом химических реакций, имеет состав, % по массе: C – 37,4903; H – 9,6483; freies H – 0; S – 0; O – 38,2878; freies O – 0; N – 14,5735. Или в виде общей формулы $C_3H_9,2O_2,3N$ [10]. Этот топливный газ в дальнейшем был использован для CFD-анализа на этапе моделирования процессов для принятой задачи. В процессе расчетов получены следующие результаты: температурное поле в первой секции котла (рис. 7); поле скоростей в первой секции котла (рис. 8); геометрия пламени (рис. 9); плотность мощности излучения на стенки топки, кВт/м² (рис. 10); плотность мощности конвективных потоков на стенки топки, кВт/м² (рис. 11).

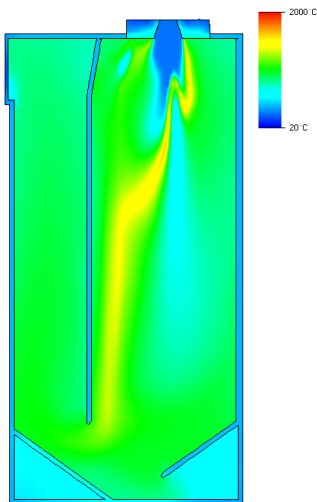


Рис. 7. Конвергентные результаты: температурное поле в котле при сжигании топливного газа: $t_{\max} = 1886,75$ °C; $t_{\min} = 19,3$ °C; итераций 481

Fig. 7. Convergent results: temperature field in the boiler when burning fuel gas: $t_{\max} = 1886.75$ °C; $t_{\min} = 19.3$ °C; 481 iterations

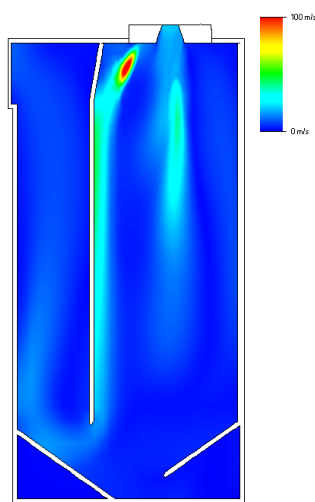


Рис. 8. Конвергентные результаты: поле скоростей в котле при сжигании топливного газа: $v_{\max} = 162,1$ м/с; $v_{\min} = 0$; итераций 481

Fig. 8. Convergent results: the velocity field in the boiler when burning fuel gas: $v_{\max} = 162.1$ m/s; $v_{\min} = 0$; 481 iterations

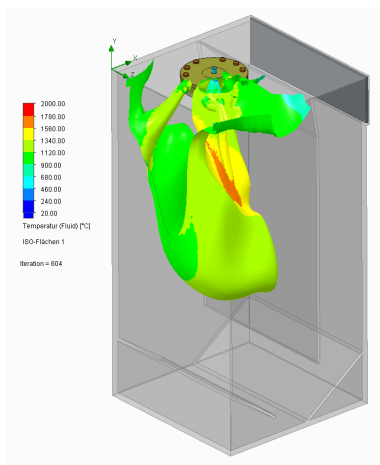


Рис. 9. Массовая доля топлива 0,143; итераций 604

Fig. 9. Mass fraction of fuel 0.143; 604 iterations

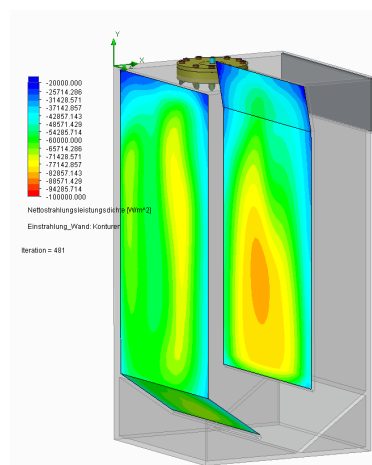


Рис. 10. Излучение к стенкам (итераций 481)

Fig. 10. Radiation to the walls (481 iterations)

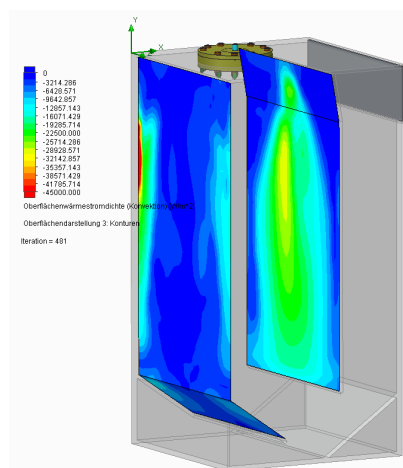


Рис. 11. Конвекция к стенкам (итераций 481)

Fig. 11. Convection to the walls (481 iterations)

Следующим этапом исследования были расчеты для результирующего топливного газа (подобно, как ранее для природного газа) для альтернативных вариантов при других долях распределения первичного (периферийного) и вторичного (осевого) воздуха ($\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3; 0,5/0,7$). В результате получены соответствующие тепловые и массовые поля распределения в топке выбранной модели котла.

По полученным результатам проведено сравнение теплообменных профилей на стенках выбранной модели котла при горении реальной топливо-воздушной композиции для теплоотдачи излучением (рис. 12) и конвекции (рис. 13).

Далее необходимо определить объемное температурное поле внутри котла с целью получения картины распределения

потока дымовых газов [11]. Установлено наличие высокотемпературных участков как на поверхностях, что приводит к их перегреву, так и в отдельных объемных областях [12], что увеличивает вероятность образования молекул NO по тепловому механизму Зельдовича. CFD-моделирование для разных соотношений первичного и вторичного потоков воздуха: $\alpha_1/\alpha_2 = 0,7/0,5$ (рис. 14) и $\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3$ (рис. 15) показало, что в случае $\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3$ образуются некоторые объемы, в которых температуры имеют критические значения. Таким образом, было выявлено, что не только для условий теплоотдачи к теплообменным поверхностям котла, но и с точки зрения распределения внутренних потоков дымовых газов условие распределения первичного и вторичного воздуха $\alpha_1/\alpha_2 = 0,7/0,5$ предпочтительнее других вариантов.

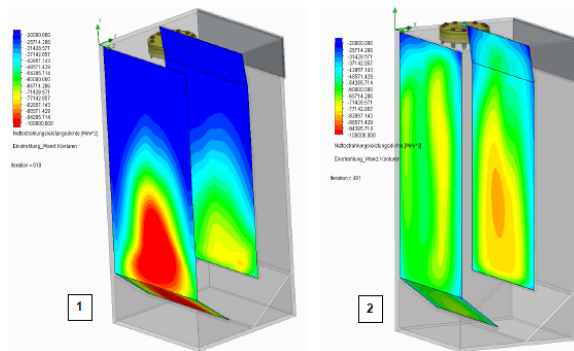


Рис. 12. Сравнение теплоотдачи излучением в зависимости от соотношения первичного и вторичного воздуха: 1 – $\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3$; 2 – $0,7/0,5$ (теплоотдача излучением на 30 % больше на изображении 2)

Fig. 12. Comparison of heat transfer of radiation depending on the ratio of primary and secondary air: 1 – $\alpha_1/\alpha_2 = 0.9/0.3$; 2 – $0.7/0.5$ (heat transfer by radiation is 30 % more in image 2)

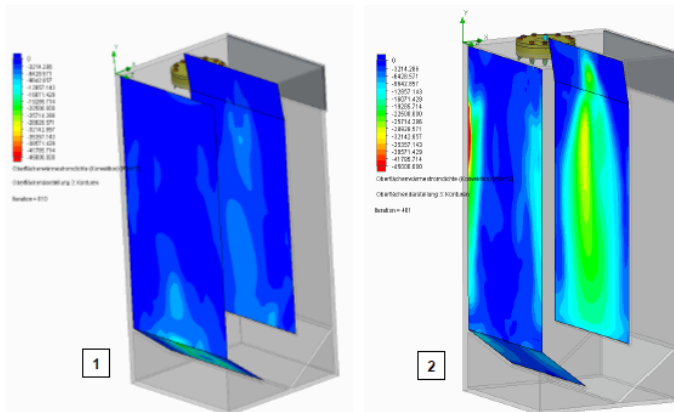


Рис. 13. Сравнение теплоотдачи конвекцией в зависимости от соотношения первичного и вторичного воздуха. 1 – $\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3$; 2 – $0,7/0,5$ (теплоотдача конвекцией в три раза больше на изображении 2)

Fig. 13. Comparison of heat transfer by convection depending on the ratio of primary and secondary air: 1 – $\alpha_1/\alpha_2 = 0.9/0.3$; 2 – $0.7/0.5$ (heat transfer by convection is 3 times more in image 2)

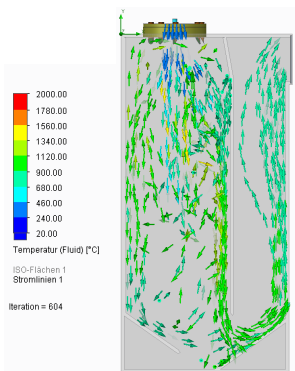


Рис. 14. Реальное топливо. Распределение потока $\alpha_1/\alpha_2 = 0,7/0,5$

Fig. 14. Real fuel.
 Flow distribution $\alpha_1/\alpha_2 = 0.7/0.5$

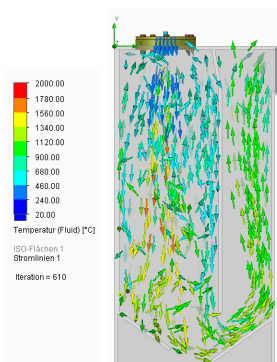


Рис. 15. Реальное топливо. Распределение потока $\alpha_1/\alpha_2 = 0,9/0,3$

Fig. 15. Real fuel.
 Flow distribution $\alpha_1/\alpha_2 = 0.9/0.3$

Преимущества систем прямого сжигания в топке котла

Эксплуатационные службы систем сжигания промышленных отходов обычно предпочитают применение отдельной камеры сгорания с последующей подачей очищенных дымовых газов в теплогенератор (обычно в котел) [12]. Это связано в основном с боязнью загрязнения теплообменных поверхностей «липкими» недогоревшими субстанциями. Однако такой подход сильно снижает эффективность системы, а применение ультразвукового распыления сильно нивелирует негативные последствия сжигания сложных топлив. Исследование подтвердило эффективность выбора системы прямого сжигания сложных топлив непосредственно в топках котлов. Его основные результаты – определение преимуществ систем прямого сжигания в топках котлов (1-й секции):

- 1) более низкие эксплуатационные расходы благодаря более высокой эффективности системы;
- 2) стабильная геометрия пламени, отличная реакция на колебания нагрузки, пар высокой чистоты;
- 3) ускоренный пуск системы;
- 4) простой и быстрый монтаж системы;
- 5) меньшие размеры рабочей площадки.

1. Более низкие эксплуатационные расходы. Первый и самый важный момент – это общая эффективность системы, то есть при одинаковом количестве сжигаемого природного газа или альтернативных видов топлива выход пара будет больше. Причиной этого являются дополнительные потери теплоты и динамической энергии потока дымовых газов в системе «предварительная камера сгорания – паровой котел-утилизатор». При использовании системы прямого сжигания в топке котла много энергии сохраняется, поскольку стены топки излучают энергию обратно, и исследования показывают, что потери примерно на 20–25 % ниже.

Таблица 5

Расчетный годовой расход
Estimated annual consumption

Вариант системы	Мощность горелки, МВт	Мощность котла, МВт	Паро-производительность, т/ч	Дополнительный расход природного газа, $\text{нм}^3/\text{ч}$, для достижения паропроизводительности 30 т/ч	Годовой расход дополнительного природного газа, нм^3 (8500 ч работы)
Котел прямого сжигания	25,4	25,4	30	0	0
Предтопка + утилизатор	25,4	24,1	24	650	5525000

Из табл. 5 видно, что когда горелка работает при максимальной нагрузке, она выдает 25,4 МВт. Для котла с прямым сжиганием в топке котла коэффициент полезного действия составляет $\sim(91-95)$ %, а для котлов с рекуперацией теплоты (система «предварительная камера сгорания + котел-утилизатор») около 75 %.

Из-за потерь энергии для достижения проектной производительности по пару 30 т/ч для котельной с рекуперацией теплоты (система «предвари-

тельная камера сгорания + котел-утилизатор») потребуется дополнительный расход природного газа около $650 \text{ нм}^3/\text{ч}$, а при номинальной годовой нагрузке для производства 8500 ч в год – около $5525\,000 \text{ нм}^3$, что увеличит эксплуатационные расходы на $\sim 1,5$ млн у. е. в год (при расчетной цене природного газа $\sim 0,27 \text{ у. е./нм}^3$).

2. Стабильная геометрия пламени, отличная реакция на колебания нагрузки, пар высокой чистоты. Благодаря оптимальному расположению смесительных, паровых обратных, переливных, а также непрогреваемых сливных и возвратных труб достигается предварительное разделение пара перед паровым барабаном. Это приводит к отличному поведению системы при изменении нагрузки, а также к высокой чистоте пара.

3. Ускоренный пуск системы. Котлам с прямым сжиганием топлива в топке котла требуется очень мало времени для перехода от пуска к достижению максимальной производительности по пару, в то время как система с предварительной камерой сгорания должна сначала разогреть камеру сгорания до рабочей температуры, а затем – достаточно медленно – поверхности нагрева котла-утилизатора. В результате для выхода на полную нагрузку понадобится значительно большее время.

4. Простой и быстрый монтаж системы. Котлы с прямым сжиганием смеси топлив в топке предварительно собираются и испытываются на заводе-изготовителе, а затем делается очень ограниченное число разрезов для упрощения транспортировки котла. После доставки потребуются не очень большие монтажные работы непосредственно на рабочей площадке. Это означает, что работа будет выполнена за гораздо меньшее время.

5. Меньшие размеры рабочей площадки. Для установки котла с прямым сжиганием смеси топлив в топке требуется значительно меньшее пространство, тогда как альтернативной системе («предварительная камера сгорания + котел-утилизатор») требуется почти такая же площадь для камеры сгорания плюс дополнительное пространство для котла-утилизатора, который вследствие меньшей эффективности (отсутствия радиационной составляющей теплоотдачи) будет значительно больше. Предварительные расчеты для этого варианта показывают общее увеличение рабочего пространства практически в два раза.

Продукты сгорания, их отложения и способы борьбы с ними

При сжигании смеси топлив остается негорючая часть (например, зола), а также «липкая» часть, образующаяся из-за применяемой в настоящее время системы сжигания, которая не работает оптимально. При качественном распылении, оптимизированной технологии сжигания, конструкции горелочного устройства и современной системе управления будет уничтожено 99,99 % органики, и «липкая» часть будет практически полностью сожжена. Разработанная современная технология ультразвукового распыления высоковязких топлив гарантирует практически полное сгорание этого липкого ингредиента в дымовых газах. На данный момент на многих предприятиях работает устаревшая система, и, конечно же, сгорание отдельных компонентов топлива (особенно органики) не очень хорошее, вследствие чего на поверхностях нагрева и других поверхностях, где проходят дымовые газы, возможно отложение этого липкого вещества (продуктов недожога органических соединений).

В составе дымовых газов, конечно же, будут присутствовать твердый несгораемый остаток – зола [2] и инертная часть, но она будет откладываться в предварительной камере сгорания точно так же, как и в первой части предлагаемого котла с прямым сжиганием в топке. Когда зола соберется в определенном количестве, потребуется очистить предварительную камеру сгорания и в меньшей степени котел-утилизатор или топку котла прямого сжигания топлива (только в нижней части первого прохода). Очистка топки котла прямого сжигания происходит быстрее (быстрее остывает и нагревается). Часть золы попадет на трубные решетки в обоих случаях. Воздуходувку для продувки золы для топки котла прямого сжигания установить легко, ее установка для продувки двухагрегатной системы («предварительная камера сгорания + котел-утилизатор») сложнее.

Таким образом, использование предварительной камеры сгорания не дает никаких преимуществ также и с точки зрения образования нежелательных ингредиентов в продуктах сгорания и методах очистки от них.

ВЫВОДЫ

1. Предложена система ввода данных химико-физических свойств и параметров различных видов газообразных и жидких промышленных отходов для CFD-моделирования процессов горения непосредственно в топке котла.

2. Спроектировано сложное мультитопливное горелочное устройство, позволяющее комплексно сжигать до 12 видов разных газообразных и жидких сред с их эффективным мелкодисперсным распылением.

3. Разработаны пакеты программ CFD-моделирования для исследования процессов горения системы «мультитопливная горелка + камера сгорания».

4. Проведено исследование процессов горения моно- и мультисред с определением лучистого и конвективного теплообмена на стенки топок.

5. Проанализированы условия оптимального соотношения первичного и вторичного воздуха для определенной модели вертикального водотрубного котла и мультитопливной горелки.

6. Определены преимущества систем прямого сжигания в топке котла в сравнении с системой, имеющей первичное сгорание топлив в предварительной камере сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов. Часть 1 / Ю. П. Ярмольчик [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2020. Т. 63, № 3. С. 236–252. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-236-252>.
2. Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов. Часть 2 / Ю. П. Ярмольчик [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2020. Т. 63, № 6. С. 524–538. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-524-538>.
3. Пажи, Д. Г. Распыливающие устройства в химической промышленности / Д. Г. Пажи, А. А. Корягин, Э. А. Ламм. М.: Химия, 1975. 199 с.
4. Есьман, Р. И. Анализ процессов горения в турбулентных смешивающихся осевых и тангенциальных потоках / Р. И. Есьман, Ю. П. Ярмольчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2009. № 2. С. 47–52.
5. Гартмана генератор // Большая советская энциклопедия: в 30 т / гл. ред. А. М. Прохоров. 3-е изд. М.: Советская энциклопедия, 1971. Т. 6. С. 391.
6. Acam Engineering [Electronic Resource]. Mode of access: <https://www.acam-engineering.at>. Date of access: 15.11.2023.

7. Ярмольчик, Ю. П. Механизмы образования и методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании природного газа в зависимости от эмиссионного класса горелок / Ю. П. Ярмольчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 6. С. 565–582. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582>.
8. Гламаздин, П. М. Экологические аспекты модернизации водогрейных котлов большой мощности / П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин, Ю. П. Ярмольчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2016. Т. 59, № 3. С. 249–259. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259>.
9. Охрана окружающей среды и природопользование. Требования экологической безопасности: ЭкоНП 17.01.06-001–2017. Минск: Минприроды, 2017. 139 с.
10. The John Zink Hamworthy Combustion Handbook. Vol. Fundamentals / ed. by Ch. E. Baukal, Jr. 2nd ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2013. <https://doi.org/10.1201/b1297>.
11. Jones, W. P. Global reaction schemes for hydrocarbon combustion / W. P. Jones, R. P. Lindstedt // Combustion and Flame. 1988. Vol. 73, Issue 3. P. 233–249. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(88\)90021-1](https://doi.org/10.1016/0010-2180(88)90021-1).
12. Modest, M. F. Radiative Heat Transfer / M. F. Modest. 3rd ed. Boston: Academic Press, 2013. <https://doi.org/10.1016/C2010-0-65874-3>.

Поступила 17.10.2023 Подписана в печать 19.12.2023 Опубликовано онлайн 31.01.2024

REFERENCES

1. Yarmolchick Yu. P., Schröger R., Haberfelner H., Pichler M., Kostić D., Moroz G. V. (2020) Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces. Part 1. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (3), 236–252. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-236-252> (in Russian).
2. Yarmolchick Yu. P., Schröger R., Haberfelner H., Pichler M., Kostić D., Moroz G. V. (2020) Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces. Part 2. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (6), 526–540. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-526-540> (in Russian).
3. Pazhi D. G., Koryagin A. A., Lamm E. A. (1975) *Spraying Devices in the Chemical Industry*. Moscow, Khimiya Publ. 199 (in Russian).
4. Essmann R. I., Yarmolchick Y. P. (2009) Analysis of Burning Processes in Turbulent Mixing Axial and Tangential Flows. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (2), 47–52 (in Russian).
5. Hartmann Generator. *The Great Soviet Encyclopedia. Vol. 6*. 3rd ed. Moscow, Sovetskaya Entsiklopediya Publ., 1971, 391.
6. *Acam Engineering*. Available at: <https://www.acam-engineering.at/> (accessed 15 November 2023).
7. Yarmolchick Y. P. (2019) Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (6), 565–582. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582> (in Russian).
8. Glamazdin P. M., Glamazdin D. P., Yarmolchick Yu. P. (2016) Environmental Aspects of Modernization of High Power Water-Heating Boilers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (3), 249–259. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259> (in Russian).
9. Environmental Norms and Rules 17.01.06-001-2017. *Environmental Protection and Environmental Management. Environmental Safety Requirements*. The Official Publication. Minsk, Ministry of Natural Resources, 2017. 139 (in Russian).
10. Baukal Ch. E., Jr. (ed.) (2013) *The John Zink Hamworthy Combustion Handbook. Vol. 1: Fundamentals*. 2nd ed. Boca Raton, Taylor & Francis Group. <https://doi.org/10.1201/b12975>.
11. Jones W. P., Lindstedt R. P. (1988) Global reaction schemes for hydrocarbon combustion. *Combustion and Flame*, 73 (3), 233–249. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(88\)90021-1](https://doi.org/10.1016/0010-2180(88)90021-1).
12. Modest M. F. (2013) *Radiative Heat Transfer*. 3rd ed. Boston, Academic Press. <https://doi.org/10.1016/C2010-0-65874-3>.

Received: 17 October 2023 Accepted: 19 December 2023 Published online: 31 January 2024