

УДК 536.46

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВОЙ ГОРЕЛКИ С НИЗКОЙ ЭМИССИЕЙ ОКСИДОВ АЗОТА С ТРУБКАМИ ДЛЯ ПОДАЧИ ГАЗА

C. Hua Wang, C. Hui Wang, H. D. Pan, L. Zhao, Y. Yue

College of Petroleum Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun 113001, China,
wangchunhua@lnpu.edu.cn

Создана трехмерная модель горелки, и изучено влияние конструктивных параметров газового сопла на характеристики горения. При изменении параметров сопла меняется зона рециркуляции в топке. Взаимодействие и симметрия четырех зон обратного течения напрямую влияют на стабильность пламени. Изменение максимальной и средней температур в печи не является основной причиной увеличения выбросов NO_x на выходе из топки (M_{NO}). Скорее всего, повышение M_{NO} обусловлено характеристиками области высокой температуры. В десяти исследованных случаях выбросы NO_x были ниже 30 мг/м^3 , а в некоторых случаях даже менее 10 мг/м^3 (при нормальных условиях), что указывает на то, что сверхнизкие выбросы оксидов азота котла могут быть достигнуты путем разумной модификации конструкции сопла.

Ключевые слова: горелка с низкой эмиссией оксидов азота, численное моделирование, трубки для подачи газа, внутренняя и внешняя двойная рециркуляция дымовых газов, сжигание без предварительного смешения.

DOI 10.15372/FGV2022.9269
EDN IVGXKC

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время всё больше внимания уделяется снижению выбросов NO_x . В 2015 г. в Пекине были приняты положения о нормах для загрязняющих воздух выбросов, производимых котлами [1]. Было заявлено, что после 1 апреля 2017 г. выбросы NO_x вновь построенных газовых котлов не должны превышать 30 мг/м^3 (при нормальных условиях). В соответствии с принятыми правилами требовалась разработка новых модификаций газовых котлов. Способы сжигания с низкими выбросами оксидов азота в основном включают в себя ступенчатое сжигание (в том числе подачу воздуха и топлива) [2, 3], беспламенное сжигание [4], сжигание бедной смеси с предварительным смешением горючего и окислителя, рециркуляцию дымовых газов [5, 6]. С точки зрения практики наиболее эффективным представляется метод рециркуляции дымовых газов.

Во многих исследованиях было показано, что эксплуатационные параметры горелки (коэффициент избытка воздуха, тепловая нагрузка, скорость внешней циркуляции дымовых газов) сильно влияют на образование NO_x . Установлено, что такие характеристики, как обра-

зование NO_x и коэффициент избытка воздуха, не связаны друг с другом однозначно. Эмиссия NO_x сначала увеличивается с ростом коэффициента избытка воздуха, достигает максимума, а затем постепенно снижается [6, 7]. При этом положение точки перегиба этой функции немного варьируется, в интервале $1.0 \div 1.2$. По мнению некоторых авторов, различие коэффициентов избытка воздуха в точке перегиба связано с различием конструкций оборудования и процессов сжигания в них.

Результаты исследования зависимости между тепловой нагрузкой горелки и образованием NO_x показывают такую же закономерность. С повышением тепловой нагрузки образование NO_x постепенно увеличивается, но амплитуда увеличения замедляется по мере роста тепловой нагрузки [6, 8]. Это связано с тем, что при одинаковых размерах конструкций камеры сгорания увеличение расхода топлива означает увеличение тепловой нагрузки, что напрямую приводит к повышению температуры пламени и, следовательно, концентрации NO_x в дымовых газах.

Влияние скорости внешней циркуляции дымовых газов на образование NO_x является сложным. Многочисленные исследования показали, что внешняя циркуляция дымовых газов может значительно снизить выбросы NO_x

[9–11]. Скорость циркуляции дымовых газов и снижение концентрации NO_x находятся в кусочно-линейной возрастающей зависимости друг от друга. Однако результаты исследований скорости циркуляции дымовых газов различаются на $10 \div 20 \%$ [10, 12]: чем выше скорость циркуляции, тем меньше выбросы NO_x , но при достижении скоростью определенного значения возникают трудности обеспечения стабильности пламени. В настоящее время в некоторых котлах есть возможность регулировать скорость циркуляции дымовых газов в диапазоне $10 \div 40 \%$ [7, 8, 13]. Кроме того, скорость циркуляции дымовых газов, коэффициент избытка воздуха и положение зоны циркуляции дымовых газов способны влиять друг на друга.

Как упоминалось выше, рабочие параметры горелки определялись во многих работах, посвященных изучению характеристик сгорания горелки с низким уровнем эмиссии NO_x . Если горелка и камера сгорания плохо приспособлены друг к другу, рабочие параметры не удастся отрегулировать так, чтобы достигнуть низкого уровня выбросов оксидов азота. Поэтому требуется изучение таких характеристик, как размеры горелки, конструкция сопла, конструкция камеры циклона, устройство стабилизации пламени и др. По данным [14] изменение положения выходного отверстия сопла и его диаметра непосредственно влияют на выбросы оксидов азота и углерода. Авторы, используя метод вычислительной гидродинамики (CFD), оптимизировали геометрические параметры расположения выходного отверстия сопла и его диаметр. В работе [15] обнаружено, что изменение положения скругленного тела может

снизить выбросы NO_x , а иногда отрицательно повлиять на стабильность пламени и привести к неполному сгоранию. В [16] для каждого сопла горелки угол впрыска был подобран так, чтобы улучшить смешение топлива и воздуха в камере сгорания и сформировать условия для горения с низким содержанием кислорода. Благодаря этому удалось избежать локальных высоких температур в камере сгорания и тем самым уменьшить выбросы NO_x . В [17] изучали структуру сопла для высокотемпературной воздухоподувной печи, в том числе положение сопла и угол его наклона. Результаты продемонстрировали большое влияние конструкции сопла на распределение потока и температуру, а также на полноту сгорания.

В работах [18–20] было изучено большое количество горелок с внутренней циркуляцией дымовых газов. Исследования в основном были сосредоточены на рабочих параметрах, в то время как слишком громоздкая конструкция горелки оставалась вне зоны внимания. В данной работе разработана простая и эффективная конструкция диффузионной горелки для газовых котлов. Использовались принципы внутренней и внешней циркуляции дымовых газов, вихревого горения и стабилизации пламени. Горелка была испытана на газовом котле. Также проведен численный расчет.

1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основная структура объекта исследования взята из наших работ [7, 8]. На рис. 1 схематически показана исследуемая горелка. Ее основные элементы — линии подачи топлива и окислителя, полая цилиндрическая труба и стабилизатор пламени.

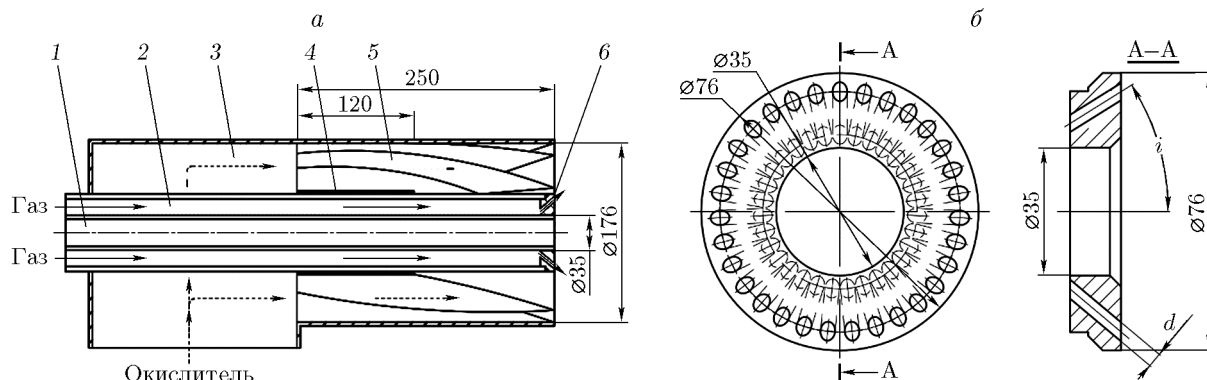


Рис. 1. Конструкция горелки с низкой эмиссией NO_x (а) и топливное сопло (б):

1 — полая цилиндрическая труба, 2 — трубки подачи топлива, 3 — линия подачи окислителя, 4 — закрепленный корпус, 5 — вихревые лопатки, 6 — топливное сопло

Таблица 1

Условия численного моделирования для топлива

Вариант	Трубки впрыска топлива			Врыск топлива		
	n	i , град	d , мм	v_f , м/с	T , К	d_h , мм
1	20	38	3	262.39	300	66.88
2	20	38	3.6	177.00	300	80.25
3	20	38	4	143.36	300	89.20
4	20	38	5	90.72	300	110.50
5	15	38	4	194.00	300	66.90
6	25	38	4	114.46	300	111.46
7	31	38	4	92.70	300	138.20
8	20	32	4	56.81	300	86.43
9	20	40	4	137.91	300	90.20
10	20	42	4	136.16	300	133.97

Таблица 2

Условия численного моделирования для окислителя

Доля отбора дымовых газов	α	Впрыск окислителя						
		v_{ox} , м/с	T , К	d_h , мм	Состав, %			
					CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
0.34	1.15	47.9	362	458.7	3.1	8.7	74.6	13.7

В конце трубки подачи окислителя установлены двенадцать закручивающих лопаток с углом крутки 30° . Угол раскрытия стабилизатора пламени выбран равным 31° . В конце трубы подачи топлива установлена топливная форсунка, состоящая из нескольких прямых трубок (называемых здесь трубками впрыска топлива) с определенным углом наклона к центральной оси горелки.

Горелка применяется в котле с горизонтальной трехоборотной дымовой трубой с резьбой, длина трубы 2.70 м, диаметр 0.55 м. В горелку подается природный газ (82.89 % CH₄, 8.98 % C₂H₆, 2.03 % C₃H₈, 0.87 % CO₂ и 1.84 % N₂). Сначала газ поступает через несколько трубок, а воздух в смеси с внешними рециркуляционными дымовыми газами (окислитель) проходит через вихревой канал. Затем природный газ и окислитель смешиваются в стабилизаторе пламени и сжигаются в печи.

Экспериментальное исследование и численное моделирование горелки показало, что при доле отбора дымовых газов в диапазоне

$0.28 \div 0.40$ соотношение горючее/окислитель должно удовлетворять только требованию полного сгорания. При этом концентрация NO_x будет ниже 30 мг/м³ (при 3.5 % O₂) [7, 8]. С целью расширения применения горелок в других промышленных котлах и достижения сверхнизкого уровня оксидов азота в данной работе исследовано влияние конструктивных параметров линии подачи топлива на температуру в топке и выбросы NO_x на выходе топки. К конструктивным параметрам трубок впрыска топлива под высоким давлением относятся их количество n , угол наклона i и диаметр d . Параметры впрыска топлива — скорость v_f , температура T , гидравлический диаметр d_h . В табл. 1 приведены основные режимы работы и значения конкретных конструктивных параметров трубок впрыска топлива, которые были использованы для численного моделирования. Значения параметров подачи окислителя поддерживались постоянными (скорость рециркуляции дымовых газов, коэффициент избытка воздуха α , скорость потока окислителя

v_{ox} , гидравлический диаметр d_h , состав) и приведены в табл. 2. Окислитель, как уже упоминалось выше, представлял собой смесь воздуха и циркулирующих дымовых газов.

Низкотемпературный дымовой газ при 443 К (2.85 % O_2 , 72.45 % N_2 , 12.97 % CO_2 и 11.74 % H_2O (по массе)) отбирали из хвостовой фракции котла и смешивали с воздухом при нормальной температуре. Эта смесь использовалась в качестве окислителя. Доля отбора дымовых газов была установлена на уровне 34 %. После повторного расчета при числе циклов отбора дымовых газов более 8 массовая доля, температура и массовый расход различных компонентов в смеси не менялись со временем. Поэтому соответствующие значения этих параметров выбирали при числе циклов отбора дымовых газов, равном 8 (см. табл. 2).

2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рабочий процесс горелки был рассчитан методом CFD. В расчетах использовались уравнения сохранения массы, энергии, импульса и компонентов для стационарного протекания реакции. Также в расчетах применялись k - ε -модель турбулентности, модель горения без предварительного смешения, модель излучения дискретных ординат. Подробно вышеуказанные модели описаны в работе [21].

Из-за отсутствия азотсодержащих соединений в природном газе использовались модели быстрого и теплового образования NO_x , а образование NO_x из компонентов топлива не учитывалось.

Скорость реакции быстрого образования NO_x рассчитывалась следующим образом [21]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = f k_{pr} [O_2]^\alpha [N_2] [Fuel] \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right), \quad (1)$$

где k_{pr} — константа скорости образования продукта, α — порядок реакции по кислороду, E_a — энергия активации, R — универсальная газовая постоянная, f — поправочный коэффициент, который зависит от типа топлива и соотношения топливо/воздух, T — температура.

В уравнении (1)

$$f = 4.75 + 0.0819n' - 23.2\phi + 32\phi^2 - 12.2\phi^3, \quad (2)$$

$$k_{pr} = 6.4 \cdot 10^6 \left(\frac{RT}{p}\right)^{\alpha+1}, \quad (3)$$

где n' — количество атомов углерода в молекуле углеводородного топлива, ϕ — коэффициент избытка горючего, p — давление. Порядок реакции по кислороду α задается следующим образом:

$$\alpha = \begin{cases} 1.0, & X_{O_2} < 4.1 \cdot 10^{-3}; \\ -3.95 - 0.9 \ln X_{O_2}, & 4.1 \cdot 10^{-3} \leq X_{O_2} < 1.11 \cdot 10^{-2}; \\ -0.35 - 0.1 \ln X_{O_2}, & 1.11 \cdot 10^{-2} \leq X_{O_2} < 3 \cdot 10^{-2}; \\ 0, & X_{O_2} \geq 3 \cdot 10^{-2}, \end{cases} \quad (4)$$

где X_{O_2} — молярная доля O_2 . Скорость образования термического NO определяется согласно [21]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{f,1}[O][N_2] \times$$

$$\times \frac{1 - k_{r,1}k_{r,2}[NO]^2/k_{f,1}[N_2]k_{f,2}[O_2]}{1 + k_{r,1}[NO]/(k_{f,2}[O_2] + k_{f,3}[OH])}, \quad (5)$$

где константы скорости заданы в следующем виде: $k_{f,1} = 1.8 \cdot 10^8 \exp(-38370/T)$; $k_{r,1} = 3.8 \cdot 10^7 \exp(-425/T)$; $k_{f,2} = 1.8 \cdot 10^4 T \exp(-4680/T)$; $k_{r,2} = 3.81 \cdot 10^3 T \exp(-20820/T)$; $k_{f,3} = 7.1 \cdot 10^7 \exp(-450/T)$.

В качестве граничного условия задавалось равенство скорости потока скоростям окислителя и топлива во входных каналах. В качестве граничного условия по давлению на выходе принималось давление дымовых газов. Для сплошной стенки принималось условие отсутствия проскальзывания.

3. ЗАДАНИЕ СЕТКИ И ПРОВЕРКА МОДЕЛИ

Центр впускного отверстия циклона был принят в качестве координаты нулевой точки для установления трехмерных координат. Корпус горелки и корпус топки рассматривались в качестве области численного расчета для правильного кодирования циклона и топливного сопла. Тетраэдрические координаты использовались для структуры циклона, а шестигранные — для других структур примерно с 3 млн точек, как показано на рис. 2.

С целью проверки правильности метода численного моделирования был испытан газовый котел с горелкой. Эксперимент подробно описан в [7], проведено сравнение с результатами численного моделирования (рис. 3). Откло-

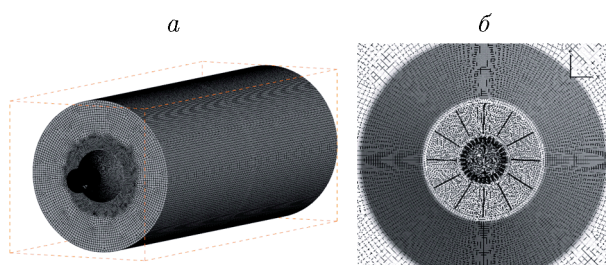


Рис. 2. Координатные сетки системы горения (а) и сопла (б)

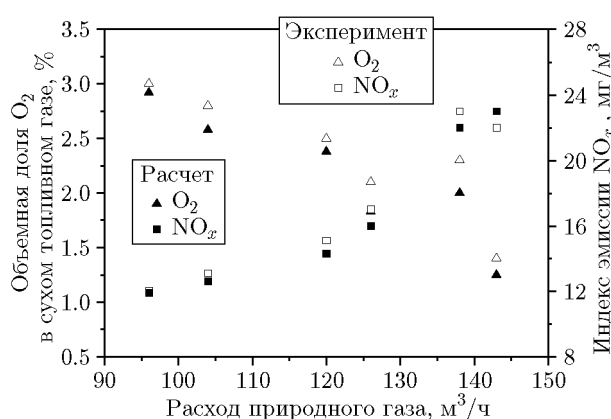


Рис. 3. Сравнение экспериментальных результатов с данными расчетов

нение измеренной концентрации O_2 в дымовых газах от предсказанного значения находилось в пределах $2.6 \div 13$ % при средней ошибке 8.5 %; отклонение измеренной концентрации NO_x на выходе из печи находилось в пределах $0 \div 5.8$ % при средней погрешности 2.6 %. Следовательно, использованный численный метод расчета надежен и может быть применен в дальнейших исследованиях.

4. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОПЛА ГОРЕЛКИ НА РАБОТУ КОТЛА

В качестве объекта исследования выбран котел с номинальной тепловой нагрузкой 1.4 МВт. Проведен детальный анализ влияния конструктивных параметров трубки впрыска топлива на характеристики горелки. Для анализа выбраны центральная поверхность среза котла ($z = 0$) и выход из камеры сгорания топki.

4.1. Диаметр трубок впрыска топлива

На рис. 4 показаны поля течения на поверхности $z = 0$ при различных диаметрах d

трубок впрыска топлива, количестве трубок $n = 20$ и угле их наклона $i = 38^\circ$. Очевидно, что диаметр трубок оказывает существенное влияние на характеристики рециркуляционной зоны топki. Пространственно область рециркуляции разделена на четыре части, две из них расположены близко к стенке, а две другие находятся в центре печи возле сопла горелки. Зоны рециркуляции вблизи стенки обусловлены кавитационным эффектом, а зоны в центре вызваны вращающимся потоком окислителя и внутренней циркуляцией полый цилиндрической трубы. С увеличением диаметра трубок обе центральные зоны рециркуляции постепенно сокращаются, а симметрия между ними постепенно усиливается. Обе зоны рециркуляции вблизи стенки постепенно углубляются и немного уменьшаются до $d = 5$ мм, при этом их симметрия усиливается. Расширение зон рециркуляции у стенки увеличивает передачу тепла от центра к стенке. Таким образом, расширение зон рециркуляции у стенки в сочетании с повышением температуры и расширением высокотемпературной области в центре в конечном итоге приводит к повышению температуры у поверхности стенки, находящейся ниже по потоку, в конце зон рециркуляции. С увеличением диаметра трубок центральная зона рециркуляции слева постепенно ослабевает и сдавливается потоком газа справа. При этом средняя и задняя зоны рециркуляции разрушаются. При $d = 5$ мм справа появляется обширная зона обратного течения. За исключением варианта 3, центральные зоны обратного течения в других условиях влияют друг на друга и асимметричны. Зоны обратного течения в варианте 3 независимы друг от друга и симметричны, что способствует стабильности пламени.

На рис. 5 показаны распределения температуры на поверхности $z = 0$ при различных значениях d . На рис. 4 и 5 видно, что пламя возникло в конце центральной области обратного потока. Это указывает на то, что большая область обратного потока может только усилить смешение и теплопередачу между отдельными потоками без интенсивной химической реакции. Химическая реакция может происходить только тогда, когда большая вихревая группа расщепляется или распадается на малые вихревые группы, а область обратного потока лишь ускоряет теплообмен и стабилизирует воспламенение.

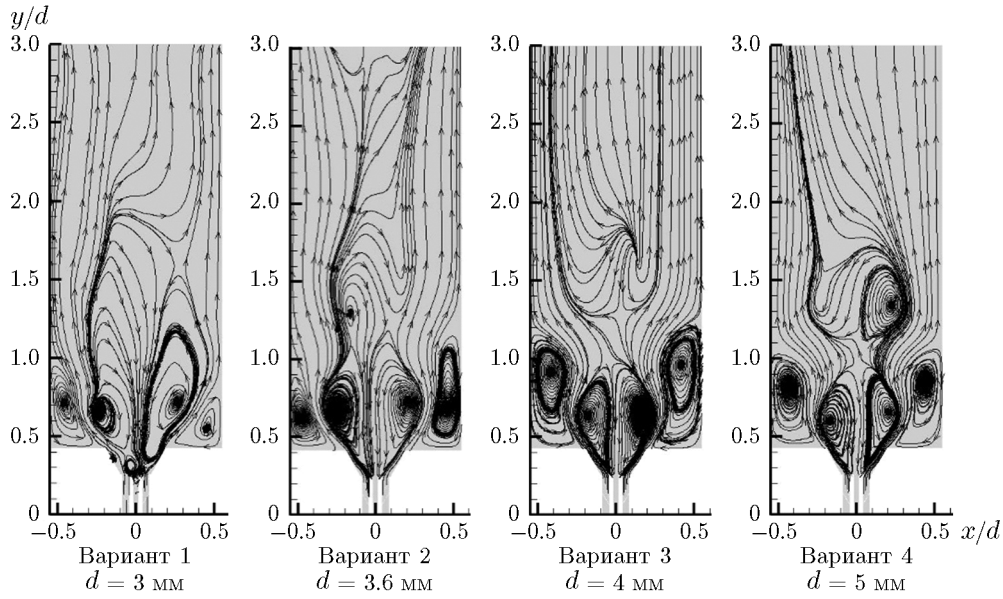


Рис. 4. Поля течения при различных диаметрах трубок впрыска топлива

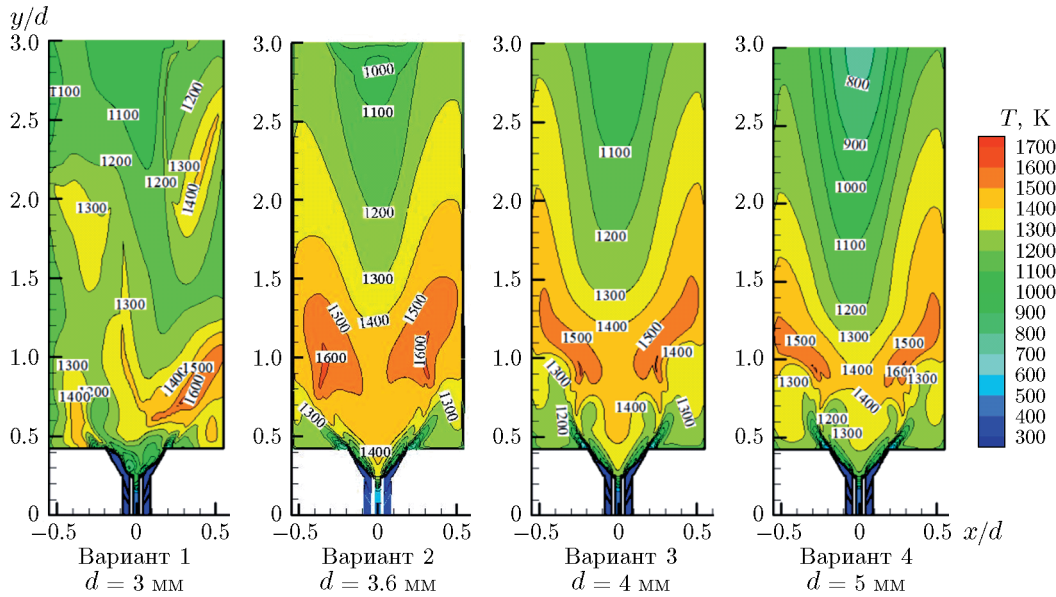


Рис. 5. Поля температуры пламени при различных диаметрах трубок впрыска топлива

Для проведения количественного анализа влияния диаметра трубок впрыска на температурное поле печи использовался коэффициент температурной неоднородности, определяемый в соответствии с работой [22]:

$$\chi = \frac{\sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (T_{lj} - \bar{T})^2}}{\bar{T}}, \quad (6)$$

где T_{lj} — температура в j -й точке топки в ва-

рианте l ; \bar{T} — средняя температура в топке в варианте l . Чем меньше значение χ , тем однороднее распределение температуры.

Для удобства анализа область выше 1400 K была определена как область высоких температур. В качестве еще одного показателя для оценки температурного поля использовалась площадь высокотемпературной области.

По данным расчетов при уменьшении значения d от 5 до 3.6 мм коэффициент неоднородности температуры постепенно снижается от

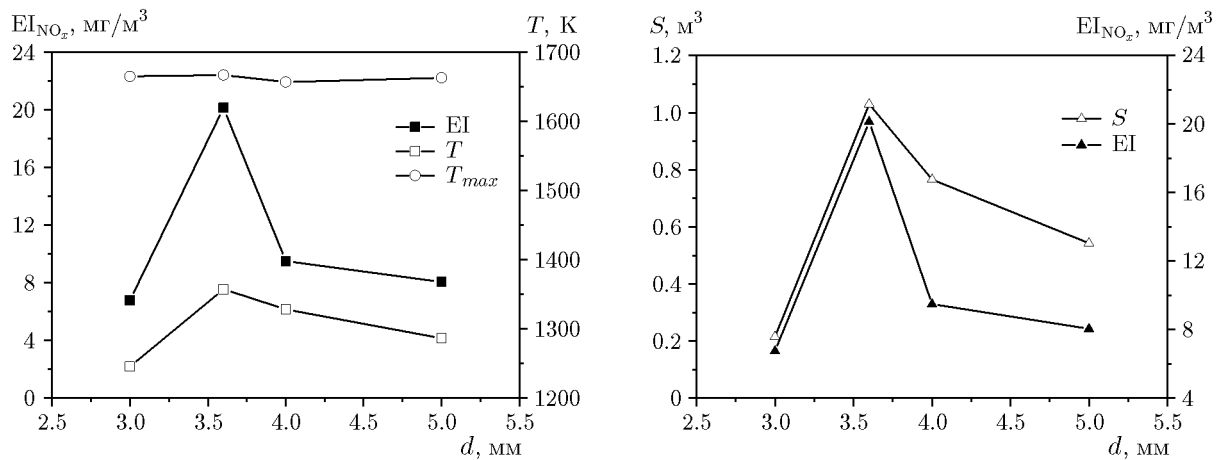


Рис. 6. Температура в топке и индекс эмиссии оксидов азота при различных диаметрах трубок впрыска топлива

0.21 до 0.17, т. е. температура становится все более однородной. При дальнейшем уменьшении диаметра трубки до $d = 3$ мм температура резко снижается. При одинаковом потреблении топлива, чем меньше диаметр трубок, тем больше объемный расход топлива. При уменьшении d от 5 до 3.6 мм увеличение объемного расхода топлива может способствовать быстрому смешиванию топлива и окислителя, вплоть до полного их смешения, а распределение температуры в топке становится более равномерным. Однако при уменьшении диаметра до $d = 3$ мм скорость потока топлива становится слишком высокой, достигая 262.4 м/с, время смешения топлива и окислителя значительно уменьшается и полного сгорания не происходит. Несгоревшее топливо переходит в следующую зону, где горение продолжается, делая эту зону прерывистой. Всё это приводит к неравномерному распределению температуры.

При $d > 3.6$ мм горелка функционирует нормально. По мере постепенного уменьшения диаметра трубок форма пламени меняется от тонкой к широкой и затем толстой. При этом пламя перемещается от стенки к центру топки. Соответственно постепенно увеличивается средняя температура печи, повышается однородность температуры и увеличивается область высоких температур, но максимальная температура печи, как показано на рис. 6, изменяется слабо. Из рисунка видно, что индекс эмиссии NO (EI_{NO}) увеличивается с ростом средней температуры в печи \bar{T} и быстро растет при $d = 3.6$ мм. В основном это может быть вызвано значительным увеличением эмиссии в

высокотемпературной области. С увеличением диаметра трубок площадь высокотемпературной области S сначала увеличивается, а затем уменьшается. При $d = 3.6$ мм зона высокой температуры достигает максимума. Тенденция изменения площади высокотемпературной зоны соответствовала тенденции изменения индекса эмиссии NO_x . Таким образом, увеличение зоны высоких температур в печи является ключевой причиной увеличения эмиссии NO_x в данном исследовании.

4.2. Количество трубок впрыска топлива

На рис. 7 показаны поля течения при различном количестве n трубок впрыска топлива. Газы из левой центральной зоны обратного потока перетекают в правую сторону и образуют небольшую зону обратного потока ниже по течению. С увеличением n малая зона обратного потока справа исчезает, а газы из правой центральной области обратного потока поступают в левую сторону и снова образуют малую зону обратного потока слева. Это указывает на то, что существует оптимальное количество трубок n , при котором левая и правая центральные зоны обратного потока симметричны и ни одна из них не располагается ниже по потоку относительно центральной зоны, что может повлиять на стабильность пламени. Из рис. 7 видно, что при $n = 20$ (вариант 3) стабильность пламени наилучшая.

Это явление хорошо иллюстрирует рис. 8. При увеличении n от 15 до 31 пламя движется наружу от центра топки. С увеличением

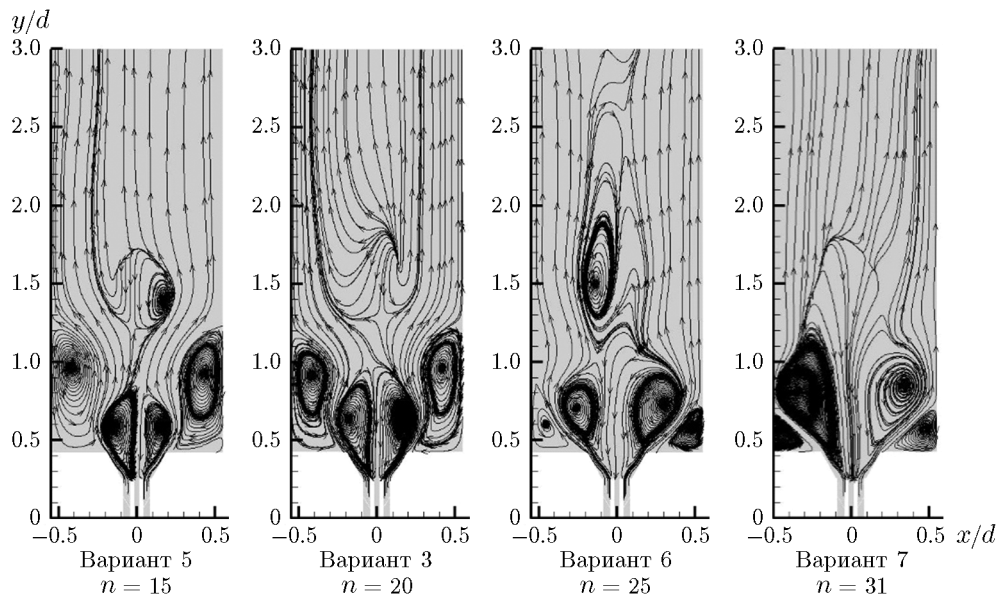


Рис. 7. Поля течения при различном количестве трубок впрыска топлива

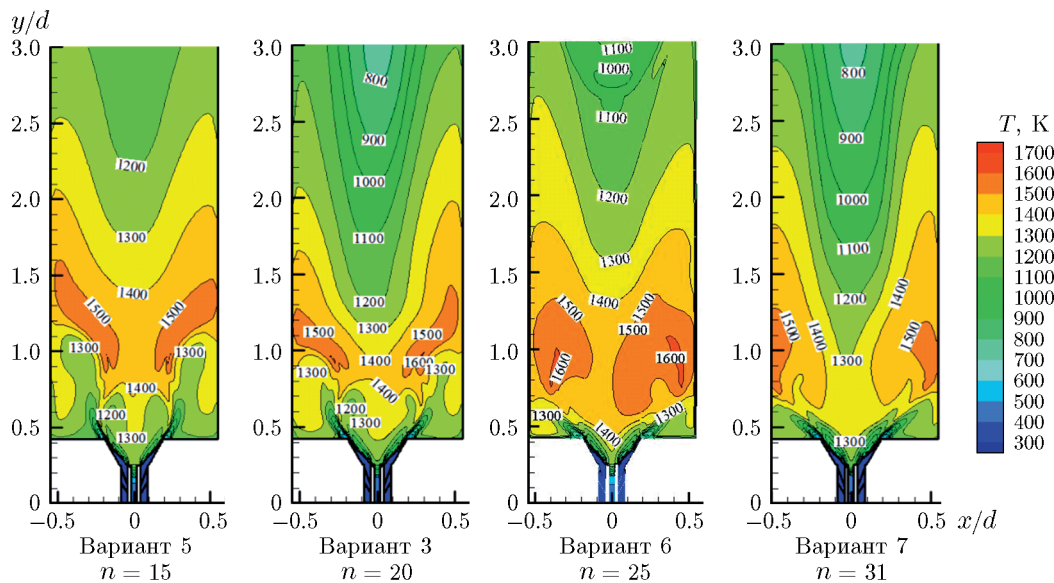


Рис. 8. Поля температуры пламени при различном количестве трубок впрыска топлива

n возрастает количество топливных потоков, которые усиливают действие струи окислителя. Поскольку на поток окислителя действует несколько струй топлива, диаметр пограничного слоя потока окислителя увеличивается быстрее, и в дальнейшем скорость окислителя снижается также быстрее. Наконец, зона горения топлива и окислителя перемещается от центра топki к ее стенке, а высокотемпературная зона постепенно расширяется, достигая наибольшего размера при $n = 25$. При $n = 31$ пламя

приближается к стенке топki, что увеличивает теплопотери и снижает температуру в топке. Из рис. 9 видно, что высокая максимальная (T_{max}) и средняя (\bar{T}) температуры соответствуют большому значению индекса эмиссии NO_x . Тщательное наблюдение показывает, что температуры T_{max} и \bar{T} близки в этих четырех случаях, но значительно различаются выбросы NO_x . Широкая область высоких температур играет ключевую роль в увеличении выбросов NO_x . Самая большая область высо-

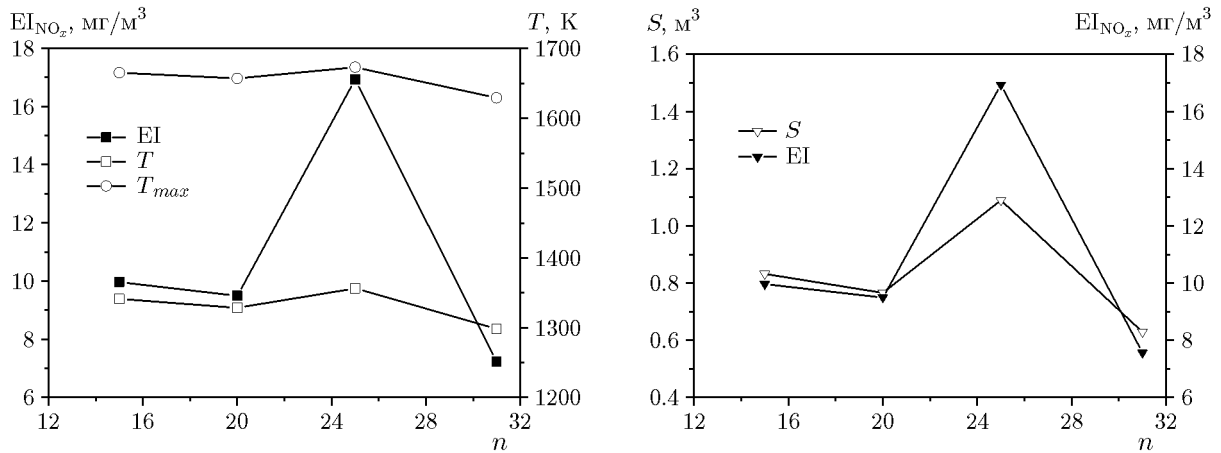


Рис. 9. Температура в топке и индекс эмиссии оксидов азота при различном количестве трубок впрыска топлива

ких температур появляется в варианте 6, что приводит к максимальному значению выбросов NO_x — $16.93 \text{ mg}/\text{m}^3$. Следовательно, размер высокотемпературной области в печи играет решающую роль в эмиссии NO_x .

4.3. Угол наклона трубок впрыска топлива

На рис. 10 показаны поля течения на поверхности $z = 0$ при углах наклона трубок впрыска топлива $i = 32^\circ \div 42^\circ$. Изменение i оказывает существенное влияние на зону обратного потока. За исключением варианта 3, в остальных случаях образуется шесть

вихрей, в том числе два вблизи стенки, два в центре топки у выхода из сопла и два небольших вихря на выходе из сопла. При $i = 32^\circ$ в центральной области обратного потока вблизи среза сопла взаимодействуют два вихря. Правый центральный вихрь выражен сильнее, и газ перетекает в левый центральный вихрь, что препятствует развитию левого вихря. За двумя центральными вихрями ниже по потоку возникли два асимметричных малых вихря, причем газ левых малых вихрей перетекал в правые малые вихри, а левые малые вихри разрушались с выходом газа. При $i = 38^\circ$ два центральных вихря

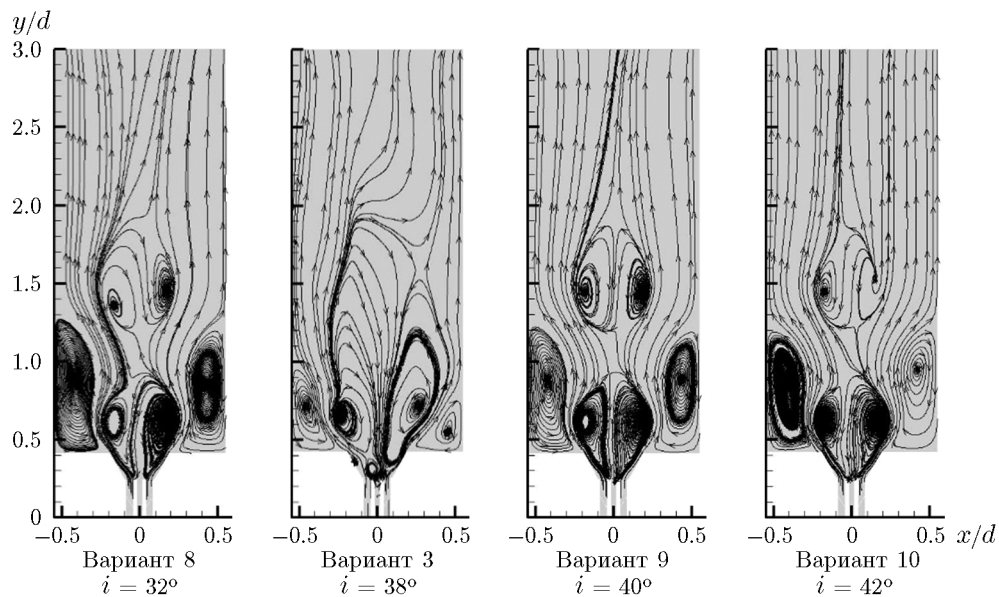


Рис. 10. Поля течения при различных углах наклона трубок впрыска топлива

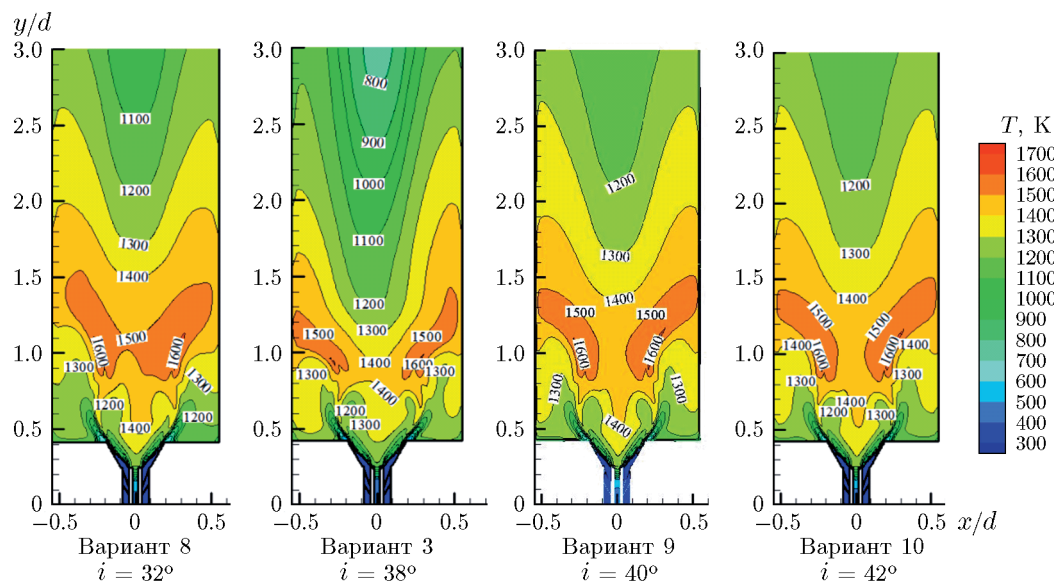


Рис. 11. Поля температуры пламени при различных углах наклона трубок впрыска топлива

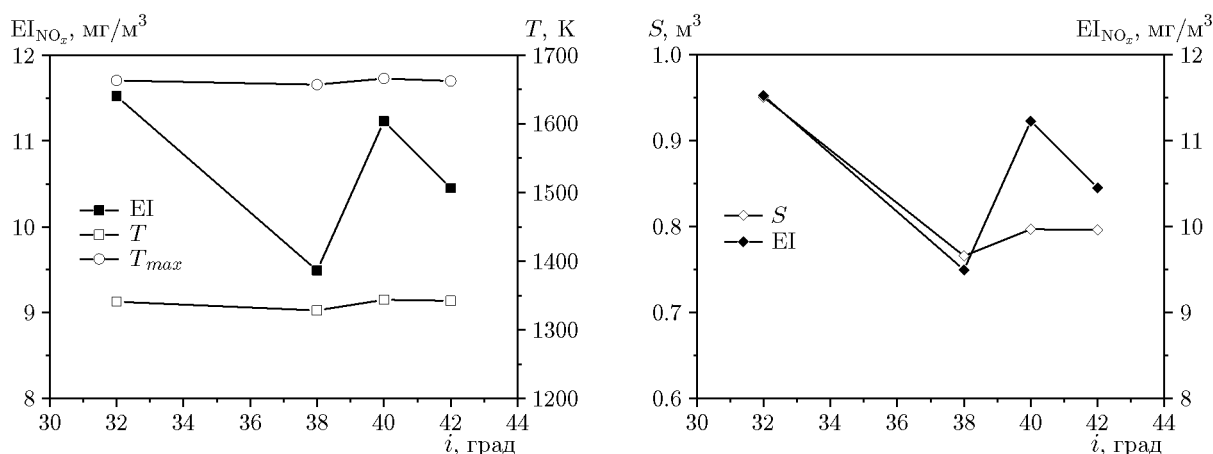


Рис. 12. Температура в печи и показатель эмиссии оксидов азота при различных углах наклона трубок впрыска топлива

на выходе из сопла независимы друг от друга и симметричны. При $i = 40^\circ$ и 42° центральный вихрь на выходе из сопла оказывает слабое влияние на другие вихри, газ из правого вихря поступает в левый вихрь в двух нижних вихревых парах, что препятствует развитию левого вихря. На рис. 10 также ясно видно, что при $i = 38^\circ$ (вариант 3) образующийся вихрь стабилен и может обеспечить устойчивость пламени.

Как показано на рис. 11, форма пламени и высокотемпературная область изменяются из-за разницы в нисходящем вихре. С увеличением угла наклона i эффективный импульс столкновения горючего и окислителя увеличивается, что приближает пламя к стенке печи. При

$i = 42^\circ$, по-видимому, пламя прожигает стенку топki. На рис. 12 хорошо видно, что изменение угла наклона трубок i мало влияет на максимальную и среднюю температуру, но оказывает большое влияние на распределение температуры в высокотемпературной области. Чем шире область высоких температур, тем выше эмиссия NO_x . Таким образом, расширение области высоких температур приводит к значительному увеличению образования оксидов азота.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе выполнено численное моделирование горелки, обеспечивающей низкую

эмиссию оксидов азота, для газового котла с внутренней и внешней двойной рециркуляцией дымовых газов. В горелке применялся метод сжигания без предварительного смешивания. Проведена проверка разработанной горелки в промышленных экспериментах. Изучена конструкция сопла горелки, а также влияние ее структурных параметров на температурные характеристики печи и характеристики выбросов NO_x . Получены следующие результаты.

(1) Диаметр трубок впрыска топлива, количество этих трубок и угол их наклона оказывают существенное влияние на зону обратного потока в печи. В основном имеется четыре зоны обратного потока: две зоны вблизи поверхности стенки и две центральные зоны на выходе из сопла. Две зоны обратного тока вблизи стенки обусловлены кавитационным эффектом. Две зоны в центре вызваны вращающимся потоком окислителя и внутренней циркуляцией полой цилиндрической трубы. Взаимодействие и симметрия четырех зон обратного потока напрямую влияют на стабильность пламени. В зоне обратного потока интенсивной химической реакции не наблюдается, в ней лишь ускоряются перемешивание и теплопередача продуктов сгорания, благодаря чему достигается быстрое и стабильное горение.

(2) Вариации диаметра трубок впрыска топлива, их количества и угла наклона оказывают существенное влияние на распределение температуры в высокотемпературной области. При изменении вышеперечисленных параметров максимальная и средняя температуры, а также эмиссия NO_x изменяются немонотонно. При этом изменение температуры не столь велико, как изменение эмиссии NO_x .

(3) В исследованном диапазоне температур ключевым фактором, влияющим на эмиссию оксидов азота, является не максимальная или средняя температура, а размер высокотемпературной области. Увеличение ее площади приводит к увеличению эмиссии NO_x .

(4) Во всех десяти исследованных случаях эмиссия оксидов азота была ниже 30 мг/м^3 , в некоторых случаях уменьшение даже на порядок. Это указывает на то, что сверхнизкие выбросы оксидов азота могут быть достигнуты за счет разумной модификации конструктивных параметров сопла горелки. Судя по стабильности пламени и эмиссии NO_x , вариант 3 является оптимальным. В этом случае зоны обратного потока появляются парами и симмет-

ричны, а газы между зонами обратного потока не смешиваются и не зависят друг от друга. При этом стабильность пламени в варианте 3 максимальна, а индекс эмиссии NO_x составляет 9.49 мг/м^3 .

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена при финансовой поддержке Scientific Research Project of Education Department of Liaoning Province (N L2020028).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов

ЛИТЕРАТУРА

1. **DB11/139-2015**. Emission standard of air pollutants for boiler (China).
2. **Dutka M., Ditaranto M., Løvås T.** Application of a central composite design for the study of NO_x emission performance of a low NO_x burner // *Energies*. — 2015. — V. 8, N 5. — P. 3606–3627. — DOI: 10.3390/en8053606.
3. **Zhou H. H., Zhang Z. D., Shao W. W., Xiao Y. H.** Analysis on NO_x emission characteristics of natural gas fuel-staged combustion // *J. Propul. Technol.* — 2018. — V. 39, N 5. — P. 1024–1032.
4. **Talei M., Jafarmadar S., Khalilarya S.** Experimental and numerical analyses of cold EGR effect on combustion, performance and emissions of natural gas lean-burn engine with pre-chamber combustion system // *Fuel*. — 2020. — V. 276. — 118061. — DOI: 10.1016/j.fuel.2020.118061.
5. **Xu Q., Wang K., Feng J. X., et al.** Performance analysis of novel flue gas self-circulated burner based on low- NO_x combustion // *J. Energy Eng.* — 2020. — V. 146, N 2. — 04019041. — DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000645.
6. **Zeng Q.** Effect of smoke recirculation on NO_x emissions characteristics of gas non-premixed combustion: Master Thesis / Chongqing Univ. — Chongqing, China, 2018.
7. **Zhu Y. Y., Wang C. H., Chen X.** Combustion characteristic study with a flue gas internal and external double recirculation burner // *Chem. Eng. Process.* — 2021. — V. 162. — 108345. — DOI: 10.1016/j.cep.2021.108345.
8. **Chen X., Zhu Y. Y., Tao J., Wang C. H.** NO_x emission performance and operation optimization of low nitrogen burner // *Chem. Ind. Eng. Prog.* — 2021. — V. 40, N 2. — P. 1069–1076.

9. **Baltasar J., Carvalho M. G., Coelho P., Costa M.** Flue gas recirculation in a gas-fired laboratory furnace: measurements and modelling // *Fuel*. — 1997. — V. 76, N 10. — P. 919–929. — DOI: 10.1016/S0016-2361(97)00093-8.
10. **Gamrat S., Poraj J., Bodys J., Smolka J., Adamczyk W.** Influence of external flue gas recirculation on gas combustion in a coke oven heating system // *Fuel Process. Technol.* — 2016. — V. 152. — P. 430–437. — DOI: 10.1016/j.fuproc.2016.07.010.
11. **Shalaj V. V., Mikhajlov A. G., Novikova E. E., Terebilov S. V., Novikova T. V.** Gas recirculation impact on the nitrogen oxides formation in the boiler furnace // *Procedia Eng.* — 2016. — V. 152. — P. 434–438. — DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.614.
12. **Song S. P.** Research on natural gas low NO_x combustion based on the flue gas recirculation for industrial boiler: Master Thesis / Tsinghua Univ. — Beijing, China, 2016.
13. **Abdelaal M., El-Riedy M., El-Nahas A. M., El-Wahsh F. R.** Characteristics and flame appearance of oxy-fuel combustion using flue gas recirculation // *Fuel*. — 2021. — V. 297. — P. 120775. — DOI: 10.1016/j.fuel.2021.120775.
14. **Zhao D. F., Liu F. G., You X. Y., Zhang R., Zhang B. L., He G. L.** Optimization of a premixed cylindrical burner for low pollutant emission // *Energy Convers. Manag.* — 2015. — V. 99. — P. 151–160. — DOI: 10.1016/j.enconman.2015.04.039.
15. **Dutka M., Ditaranto M., Løvås T.** NO_x emissions and turbulent flow field in a partially premixed bluff body burner with CH₄ and H₂ fuels // *Int. J. Hydrogen Energy*. — 2016. — V. 41, N 28. — P. 12397–12410. — DOI: 10.1016/j.ijhydene.2016.05.154.
16. **Xu Q., Shen M., Shi K. J., et al.** Influence of jet angle on diffusion combustion characteristics and NO_x emissions in a self-reflux burner // *Case Studies Therm. Eng.* — 2021. — V. 25. — P. 100953. — DOI: 10.1016/j.csite.2021.100953.
17. **Guo H. W., Yan B. J., Zhang J. L., Liu F., Pei Y.** Optimization of the number of burner nozzles in a hot blast stove by the way of simulation // *JOM*. — 2014. — V. 66. — P. 1241–1252. — DOI: 10.1007/s11837-014-1022-z.
18. **Kwon M., Nguyen B. H., Kim S., Kim Y., Park J. H.** Numerical investigation of buoyancy and thermal radiation effects on a mid-/large-sized low NO_x combustion system with flue-gas internal recirculation // *Adv. Mech. Eng.* — 2018. — V. 10, N 4. — P. 1–17. — DOI: 10.1177/1687814018769139.
19. **Wang Z. N., Yang X. H., Zhang Y., Jin Y., Zhang H., Lu J. F.** I/e-FGR effect on NO_x emission of natural gas combustion // *Chem. Ind. Eng. Prog.* — 2019. — V. 38, N 9. — P. 4327–4334. — DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2018-2321.
20. **Nhan H. K., Kwon M., Kim S., Park J. H.** CFD investigation of NO_x reduction with a flue-gas internal recirculation burner in a mid-sized boiler // *J. Mech. Sci. Technol.* — 2019. — V. 33, N 6. — P. 2967–2978. — DOI: 10.1007/s12206-019-0546-0.
21. **ANSYS** Fluent Theory Guide, Release 2023 R1, ANSYS Inc.
22. **Tian L.** Research and optimization of temperature uniformity and process parameters of roller kiln: Master Thesis / Guangdong Univ. of Technology. — Guangzhou, China, 2020.

Поступила в редакцию 24.11.2022.

После доработки 08.02.2023.

Принята к публикации 01.03.2023.