

# Численное моделирование сжигания биогазового топлива в горелке

<sup>1</sup>ДОСТИЯРОВ Абай Мухамедиярулы, д.т.н., профессор, dost51@mail.ru,

<sup>1</sup>\*АНУАРБЕКОВ Максат Арганатович, докторант, ma-0795@mail.ru,

<sup>1</sup>Казахский агротехнический университет им. С. Сейфуллина, Казахстан, 010011, Нур-Султан, пр. Женис, 62,

\*автор-корреспондент.

**Аннотация.** В статье представлены результаты численного моделирования сжигания биогазового топлива в новой горелке. Целью работы является определение эмиссий NOx при сжигании биогазового топлива. Исследуется влияние параметров потока на эмиссионную характеристику горелки, а также рассматривается влияние геометрических параметров горелки на процесс горения биогаза. Результаты показывают, что при сжигании биогаза составом  $CH_4=65\%$ ,  $O_2=1\%$ ,  $H_2=3\%$ ,  $CO_2=26\%$ ,  $N_2=5\%$  в новой горелке топливо горит полностью и выход NOx не превышает 10 ppm при  $O_2=15\%$ .

**Ключевые слова:** биогазовое топливо, горелка, оксиды азота, численное моделирование, Ansys Fluent.

## Введение

Ограниченность ископаемых углеводородных топлив диктует поиск новых источников энергии. Одно из набирающих популярность в мире решений данной проблемы является использование альтернативных видов топлив, таких как биогазы. Использование биогазов поможет диверсифицировать топливно-энергетические ресурсы страны, а также решит экологические проблемы, связанные с вредными выбросами. Биогазовое топливо, по сравнению с традиционными видами топлива, имеет экологические преимущества [1]. Но их главный недостаток в том, что их нельзя сжигать в традиционных горелочных устройствах. Это, прежде всего, связано с особенностью теплофизических свойств биогазового топлива. Основными компонентами биогаза являются метан и др газы [2,3]. А количество инертного  $CO_2$  в составе биогаза доходит до 40%. Поэтому биогаз является низкокалорийным топливом и из-за низкой реакционной способности их невозможно эффективно сжигать в традиционных горелках для природного газа.

Горелочные устройства по сжиганию низкокалорийных газов приводятся в работе [4-6]. Но данные конструкции горелки предназначены для сжигания низкокалорийных газов металлургической промышленности и не подходят для сжигания в них биогаза. Современные методы сжигания биогаза приводятся в работах [7-17].

Один из методов сжигания биогазового топлива – это сжигание в пористых горелках [7-10], которые представляют собой полость, состоящую из твердой пористой матрицы, изготавливаемой

из жаропрочных металлических сплавов (карбид кремния). Авторы [9-10] исследовали сжигание биогаза в пористой горелке. Они отмечают, что концентрация CO больше, чем при сжигании природного газа. Но их замеры показали, что выход NOx не превышает 20 ppm. Недостатком пористых горелок является срок их короткой эксплуатации и высокие требования к изготавливаемым материалам.

Другой метод сжигания биогаза – это беспламенное сжигание. К изучению беспламенного сжигания биогаза посвящены работы [11-14]. Effuggi A и др. экспериментировали с беспламенным сжиганием биогаза и указали, что стабильность беспламенного горения связана с коэффициентом рециркуляции ( $k_v$ ), при  $7,3 > k_v > 3$ , где можно наблюдать беспламенную область биогаза. Авторы [11] экспериментально и численно исследовали образование загрязняющих соединений при беспламенном сжигании низкокалорийного топлива в газотурбинной установке. Сообщалось о сверхнизком уровне выбросов с точки зрения образования NOx. Но тем не менее, беспламенное горение обладает рядом недостатков, таких как узкий диапазон работы, опасность срыва пламени, необходимость выполнения камеры сгорания из жаропрочного материала.

В работах [16-17] приводится исследование сжигания биогаза, обогащенного водородом и кислородом. Результаты показывают – добавление водорода или кислорода повышает устойчивость горения биогаза и позволяет сжигать их в традиционных горелках. Но высокорекреационные газы приводят к повышению концентрации NOx

[17]. А также необходимо отметить, что производство водорода или кислорода является энергоемким и дорогим процессом.

Из проведенного обзора следует, что в настоящее время нет эффективных и экологичных топливо-сжигающих устройств для сжигания биогаза. Поэтому в рамках этой работы исследуется с помощью численного моделирования горелочное устройство для сжигания биогаза. Конструкция исследуемой горелки приводится на рисунке 1. В статье анализируется влияние параметров потока на эмиссионную характеристику горелки, а также рассматривается влияние геометрических пара-

метров горелки на процесс горения биогаза.

**Методы**

Геометрия исследуемой горелки для сжигания биогаза представлена на рисунке 1. Горелочное устройство для сжигания биогаза состоит из корпуса с сужающимся-расширяющимся каналом, на входе которого установлен лопаточный завихритель воздуха, а на выходе – по оси горелки имеется распределительный конус, соединенный с корпусом уголковыми стабилизаторами. Биогаз подается по топливоподающей трубке из восьми отверстий в горле канала горелки по нормали к

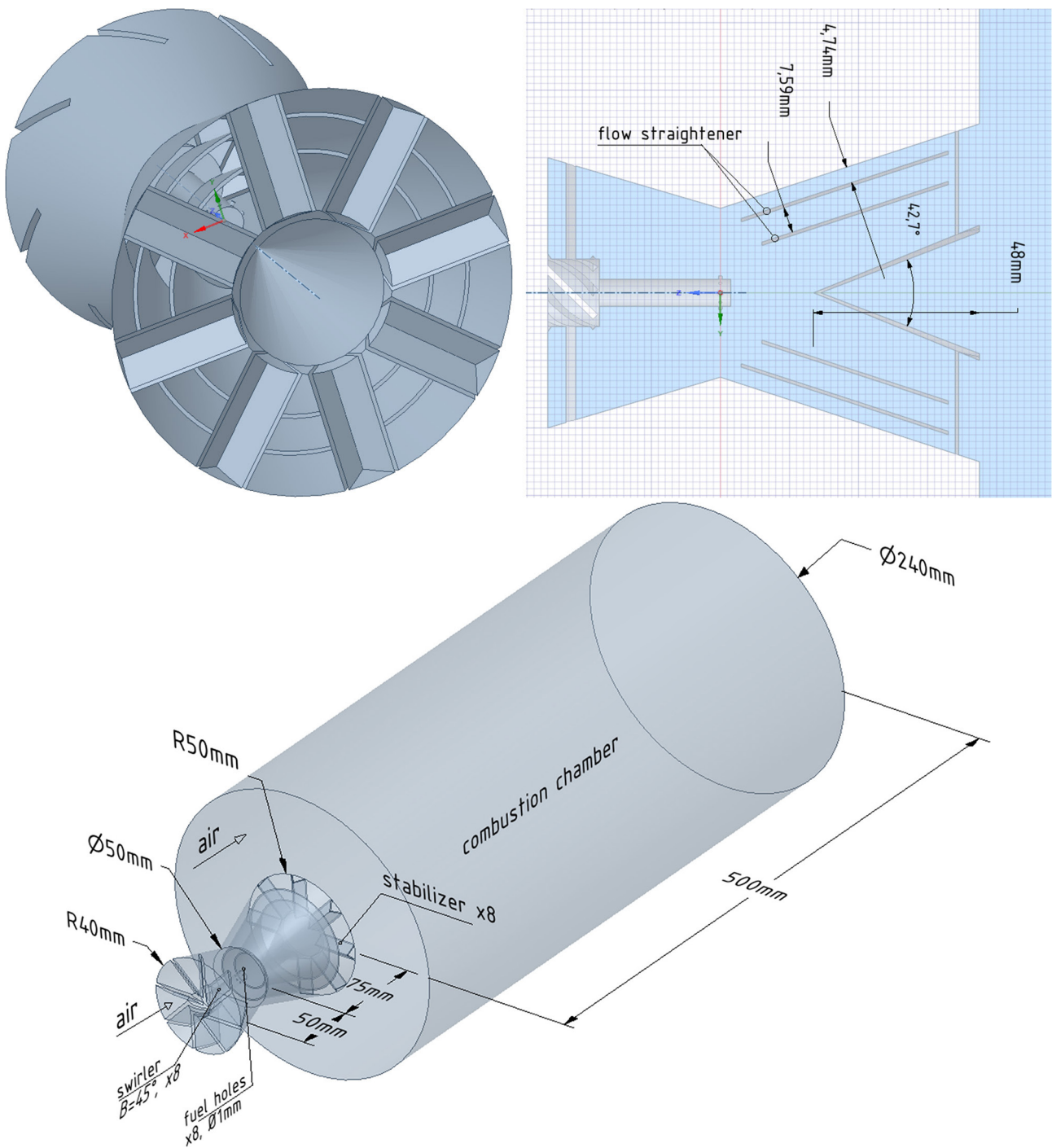


Рисунок 1 – Геометрия исследуемой горелки

стенке корпуса.

Для спрямления потока в расширяющейся части канала горелки установлены осесимметричные усеченные конусы. Угол раскрытия осесимметричных усеченных конусов совпадает с углом раскрытия расширяющейся части канала корпуса горелки. Лопаточный завихритель представляет собой восемь лопаток с углом поворота относительно оси горелки  $\beta = 45^\circ$ . Количество уголкового стабилизаторов восемь и угол раскрытия уголка  $\gamma = 90^\circ$ .

Для определения влияния осесимметричных усеченных конусов на выход NOx был произведен один расчет без них при оптимальных параметрах потока с точки зрения минимальных выбросов NOx.

CFD исследование горения биогаза выполнялось в программном комплексе Ansys Fluent. Численное моделирование произведено RANS методом, в котором система уравнений Навье-Стокса осреднённого по Рейнольдсу, решается методом конечных объемов [19].

Система уравнений Навье-Стокса, который описывает турбулентный поток, состоит:

- из уравнений неразрывности;
- уравнений импульса;
- уравнений энергии;
- уравнений состояния.

Данные уравнения для турбулентного потока из-за пульсирующей характеристики основных переменных очень трудно напрямую решить, поэтому пульсационные переменные осредняются по методу Рейнольдса, тогда система уравнений Навье-Стокса, осреднённого по Рейнольдсу, получает вид [18, 19]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_m + \tau_t), \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} H) = \nabla \cdot (\bar{u} \cdot (\tau_m + \tau_t) + (q_m + q_t)), \\ \rho = \frac{pm}{RT}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $u$  – скорость потока,  $\bar{u}$  – вектор осредненной скорости,  $\tau_m$ ,  $\tau_t$  – ламинарная и турбулентная составляющие тензора вязких напряжений,  $q_m$ ,  $q_t$  – ламинарная и турбулентная составляющие вектора плотности теплового потока.

При решении задач, связанных с теплообменом, горением, распространением примесей, кроме векторного поля скорости, требуется еще определить поле скалярных величин, таких как температура, концентрация и др., которые описывают обобщенным уравнением переноса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \nabla \cdot (\rho u \phi) = \nabla \cdot (\rho \Gamma \nabla \phi), \quad (2)$$

где  $\phi$  – скалярная величина,

$\Gamma$  – коэффициент диффузии.

Для замыкания систем уравнений Навье-Стокса, осреднённого по Рейнольдсу, использовалась модель турбулентности  $k-\omega$  с модификацией SST, а граничные условия для моделей турбулентности задавались интенсивность турбулентности и гидравлический диаметр [18, 20]. Моделью горения была выбрана Non-premixed combustion с расчетом PDF (Probability Density Function) для следующего состава биогазового топлива:

- CH<sub>4</sub>=65%;
- O<sub>2</sub>=1%;
- H<sub>2</sub>=3%;
- CO<sub>2</sub>=26%;
- N<sub>2</sub>=5%.

Граничные условия:

по топливу: расход – 0,0023 кг/с;  $P_t = 150$  кПа;  $T_t = 293$  К.

по воздуху:  $P_b = 101,325$  кПа;  $T_b = 293$  К; скорость воздуха изменялась: 5, 8, 10, 12 м/с.

Численное решение дифференциальных уравнений было выполнено на основе решателя pressure-based. По методу численного расчета уравнения переноса импульса и процедуры корректировки давления использовался алгоритм Coupled.

Эмиссия NOx рассчитывалась по быстрому и термическому механизму с partial equilibrium approach для радикалов O и OH.

### Результаты и обсуждение

На рисунке 2 показаны профили температур в сечении горелки при различных скоростях воздуха. Как видно из рисунка 2а, при скорости воздуха 5 м/с поток концентрируется в основном на перифериях расширяющейся части горелки и внешнего усеченного конуса. С ростом скорости воздуха при 8 и 10 м/с во внешнем канале (канал между стенкой горелки и внешним усеченным конусом) высокотемпературная область уменьшается (рисунок 2 б и с). Это означает, что в данный канал меньше поступает топливовоздушная смесь (ТВС). При скорости воздуха 12 м/с ТВС концентрируется в канале между внешним и внутренним усеченным конусом (рисунок 2д). Дальнейший рост скорости воздуха собирает ТВС ближе к оси горелки и концентрирует пламя (рисунок 2е).

Данные выводы подтверждает структура пламени в камере сгорания на выходе из горелки. При низких скоростях воздуха на выходе из горелки пламя получается распределенным из-за концентрации ТВС на перифериях горелки. С увеличением скорости воздуха пламя в камере сгорания собирается в центр и имеет узкий профиль. То есть низкие скорости воздуха способствуют хорошему перемешиванию с дополнительным воздухом, который подается вокруг горелки. При этом внутри горелки поток ТВС не имеет однородный характер. Высокие скорости потока (12, 14 м/с) тоже внутри горелки концентрирует ТВС, а также на выходе из горелки, создавая узкий профиль пламени, плохо перемешиваются дополнитель-

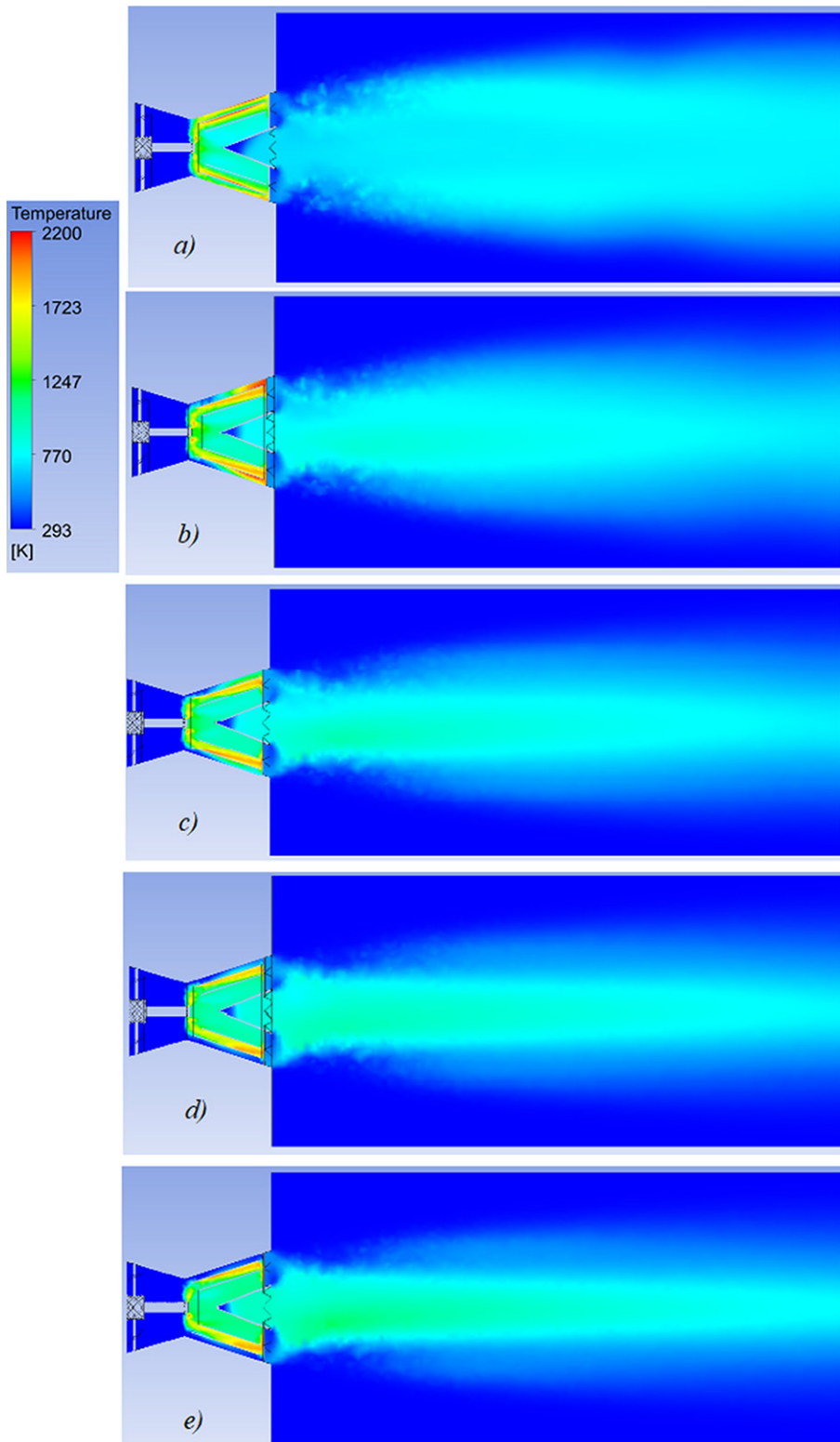


Рисунок 2 – Профиль температуры при различных значениях скорости воздуха:  
 а – 5 м/с; б – 8 м/с; с – 10 м/с; д – 12 м/с; е – 14 м/с

ным воздухом. С точки зрения более равномерного распределения потока ТВС внутри горелки, а также по перемешиванию в камере сгорания ТВС с дополнительным воздухом оптимальными являются скорости воздуха 8 и 10 м/с при данном расходе топлива.

В таблице 1 приведены результаты расчета

температуры и вредных выбросов при различных скоростях воздуха на двух сечениях исследуемой модели: на выходе из горелки и на выходе из камеры сгорания. Коэффициент эквивалентности определен по потокам внутри горелки без учета дополнительного воздуха, который подается из внешней стороны горелки.

Таблица 1 – Результаты расчета						
Величина	Ед. изм.	Значение				
Скорость воздуха	м/с	5	8	10	12	14
Коэффициент эквивалентности		0,70	0,435	0,348	0,290	0,25
Результаты расчета на выходе из горелки, среднее массовое по площади сечение	Температура, К	1467	1211	1051	940	861
	$C_{NO_x}$ , ppm $O_2 = 15\%$	1,469	0,851	0,489	1,750	3,185
	$C_{CO}$ , ppm $O_2 = 15\%$	4260,6	1681	1027,3	727,4	497,7
Результаты расчета на выходе из камеры сгорания, среднее массовое по площади сечение	Температура, К	487	416	391	375	363
	$C_{NO_x}$ , ppm $O_2 = 15\%$	5,349	0,895	0,889	3,083	1,31
	$C_{CO}$ , ppm $O_2 = 15\%$	0	0	0	0	0

Как заметно из таблицы 1, с ростом скорости воздуха температура газов снижается как на выходе из горелки, так и на выходе из камеры сгорания. Это объясняется тем, что с ростом скорости увеличивается количество воздуха, который снижает температуру. При уменьшении  $\phi$  внутри горелки от 0,7 до 0,25 на выходе из горелки концентрация CO снижается от 4260,6 ppm до 497,7 ppm при  $O_2 = 15\%$ . Это также обусловлено тем, что при низких значениях  $\phi$  количество окислителя внутри горелки больше и соответственно меньше продуктов неполного сгорания.

Замеры ССО на выходе из камеры сгорания во всех значениях скорости воздуха показывают 0 ppm при  $O_2 = 15\%$ , это свидетельствует о полноте сгорания биогазового топлива.

Таблица 1 показывает, что образование оксидов азота  $C_{NO_x}$  меняется неоднозначно в обоих контрольных сечениях, в зависимости от скорости воздуха. Когда 5 м/с концентрация  $NO_x$  на выходе из горелки составляет 1,469 ppm  $O_2 = 15\%$  с ростом скорости до 10 м/с  $C_{NO_x}$  снижается до 0,489 ppm  $O_2 = 15\%$ . Дальнейшее повышение скорости приведет к увеличению выхода  $C_{NO_x}$ , несмотря на то, что при этом значение коэффициента эквивалентности является низким. Как было сказано выше, при скорости воздуха 5 и 12, 14 м/с пламя в основном концентрируется либо на стенке горелки, либо ближе к центру. Концентрация пламени в одном месте создает локальные высокотемпературные зоны, это заметно из рисунка 2, в свою очередь они повышают выход термических  $NO_x$ . Поэтому при скоростях воздуха 5, 12 и 14 м/с выход  $C_{NO_x}$  высокий. При скорости воздуха 8 и 10 м/с ТВС распределена относительно равномерно и соответственно имеет низкие значения  $C_{NO_x}$ .

Для определения влияния осесимметричных усеченных конусов на выход  $NO_x$  был произведен расчет без осесимметричных усеченных конусов при скорости воздуха 10 м/с, так как это значение скорости оптимальное с точки зрения минимальных выбросов  $NO_x$ . В таблице 2 и на рисунке 3 приводятся результаты расчета и его сравнение. Как видно из таблицы 2, при отсутствии осесимметричных усеченных конусов внутри канала рас-

ширяющей части горелки средняя температура газов на выходе из горелки составляет 1101 К, что больше на 50 градусов по сравнению с горелкой с осесимметричными усеченными конусами. Также в данном сечении выход  $C_{NO_x}$  в 14 раз больше. А концентрация CO примерно в 10 раз меньше. Это можно объяснить тем, что когда отсутствуют осесимметричные усеченные конусы, горение в основном сконцентрировано внутри горелки и зоны с высокой температурой в расширяющейся части горелки больше. Поэтому на выходе из горелки получаются относительно низкие значения  $C_{CO} = 115,33$  ppm  $O_2 = 15\%$  и относительно высокие значения  $C_{NO_x} = 6,95$  ppm  $O_2 = 15\%$ .

Расчеты показывают одинаковое значение температуры и концентрации CO на выходе из камеры сгорания, но выбросы  $NO_x$  12,226 ppm  $O_2 = 15\%$  против 0,889 ppm  $O_2 = 15\%$ . Рост  $C_{NO_x}$  в камере сгорания имеют место из-за того, что при отсутствии осесимметричных усеченных конусов на выходе из горелки по оси создается рециркуляционная зона продуктов сгорания. Это можно заметить из профиля температур по рисунку 3, где распределительный конус больше заполнен высокотемпературным газом. Сильная рециркуляция продуктов сгорания повышает время пребывания их в зоне высокой температуры, что ведет к повышению выхода оксидов азота. Поэтому наличие осесимметричных усеченных конусов в расширяющейся части канала горелки создает хорошую аэродинамику потока и обеспечивает низкие значения выбросов  $NO_x$ .

### Выводы

CFD-моделирование горения биогазового топлива в горелке показывает, что данная геометрия горелки обеспечивает стабильное сжигание данного состава биогазового топлива. Результаты расчета показывают, что при значениях коэффициента эквивалентности в горелки в интервале 0,7–0,25 биогазовое топливо горит полностью и выход  $NO_x < 10$  ppm при  $O_2 = 15\%$ . Сверхнизкие значения концентраций  $NO_x$  можно получить при  $\phi = 0,348$ .

Использование уголковых стабилизаторов обеспечивает микрофакельное сжигание низко-

калорийных топлив разного состава и низкие значения  $\text{NO}_x$ .

Данное исследование является теоретическим

и может создать хорошую базу для дальнейших экспериментальных исследований.

Таблица 2 – Влияние осесимметричных усеченных конусов

Величина	Ед. изм.	a	b
Скорость воздуха	м/с	10	10
Коэффициент эквивалентности		0,348	0,348
Результаты расчета на выходе из горелки, среднее массовое по площади сечение	Температура, К	1051	1101
	$C_{\text{NO}_x}$ , ppm $\text{O}_2 = 15\%$	0,489	6,95
	$C_{\text{CO}}$ , ppm $\text{O}_2 = 15\%$	1027,3	115,33
Результаты расчета на выходе из камеры сгорания, среднее массовое по площади сечение	Температура, К	391	391
	$C_{\text{NO}_x}$ , ppm $\text{O}_2 = 15\%$	0,889	12,226
	$C_{\text{CO}}$ , ppm $\text{O}_2 = 15\%$	0	0

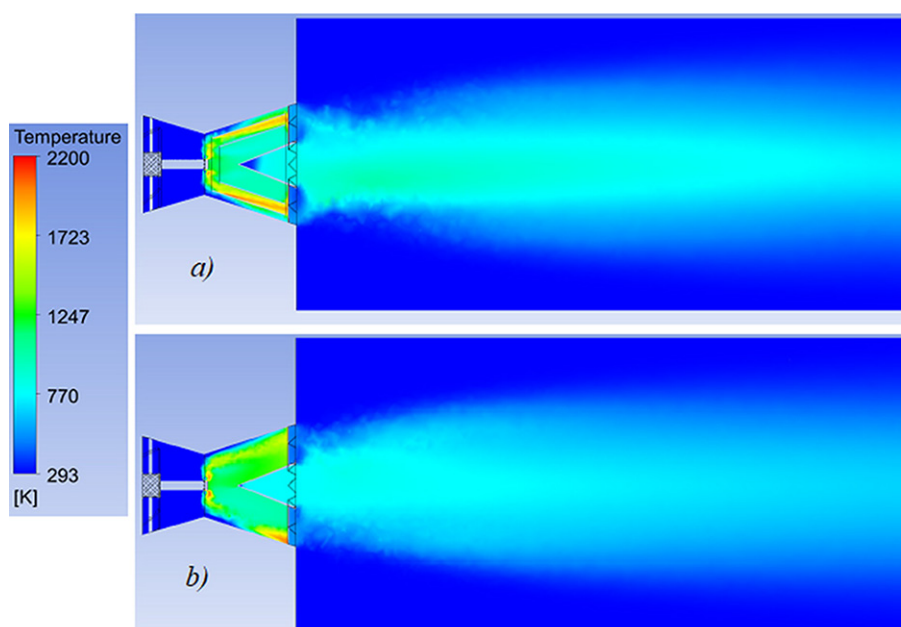


Рисунок 3 – Температура при скорости 10 м/с в двух случаях:  
 а – с осесимметричными усеченными конусами в расширяющейся части канала горелки;  
 б – без осесимметричных усеченных конусов в расширяющейся части канала горелки

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Watson, G.M.G., Munzar, J.D., & Bergthorson, J.M. (2014). NO formation in model syngas and biogas blends. *Fuel*. – 124, 113-124 pp. doi:10.1016/j.fuel.2014.01.079.
2. Ahmad Rafiee, Kaveh R. Khalilpour, James Prest, Igor Skryabin Biogas as an energy vector. *Biomass and Bioenergy* Volume 144, January 2021, 105935.
3. C. Mao, et al. Review on research achievements of biogas from anaerobic digestion. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 45 (2015). – 540-555 pp.
4. Хзмалян Д.М. Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. – М.: Энергия, 1976. – 484 с.
5. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва. – М.: МГУ, 1957. – 442 с.
6. Эстеркин Р.И., Иссерлин А.С., Ципин В.М. Обобщение экспериментальных данных по эжекционной способности горелок. – В кн.: Теория и практика сжигания газа. М.: Недра, 1964. – 433-444 с.
7. Wood S., Harris A.T. Porous burners for lean-burn applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34 (2008). – 667-684 pp.

8. Keramiotis C., Founti M.A. (2013). An experimental investigation of stability and operation of a biogas fueled porous burner. Fuel. – 103, 278-284.
9. Devi S., Sahoo N., Muthukumar P. (2019). Experimental studies on biogas combustion in a novel double layer inert Porous Radiant Burner. Renewable Energy. Renewable Energy. Volume 149, April 2020. – 1040-1052 pp.
10. Habib, R., Yadollahi, B., Saeed, A., Doranehgard, M.H., Li, L.K.B., & Karimi, N. (2021). Unsteady ultra-lean combustion of methane and biogas in a porous burner – An experimental study. Applied Thermal Engineering, 182, 116099.
11. Danon B., de Jong W., Roekaerts DJEM. Experimental and numerical investigation of a FLOX combustor firing low calorific value gases. Combust Sci Technol 2010;182:1261-78.
12. Effuggi A., Gelosa D., Derudi M., Rota R. Mild combustion of methane-derived fuel mixtures: natural gas and biogas. Combust Sci Technol 2008;180:481-493.
13. Colorado A.F., Herrera B.A., Amell A.A. Performance of a flameless combustion furnace using biogas and natural gas. Bioresour Technol 2010;101:2443-9.
14. Hosseini S.E., Wahid M.A. Biogas utilization: experimental investigation on biogas flameless combustion in lab-scale furnace. Energy Convers Manag 2013;74:426-32.
15. Hu, Z., & Zhang, X. (2018). Experimental study on flame stability of biogas / hydrogen combustion. International Journal of Hydrogen Energy. Volume 44, Issue 11, 26 February 2019, Pages 5607-5614.
16. Zhen H.S., Leung C.W., Cheung C.S. Effects of hydrogen addition on the characteristics of a biogas diffusion flame. Int J Hydrogen Energy 2013;38:6874-81.
17. Yilmaz, İ., Alabaş, B., Taştan, M., & Tuğç, G. (2020). Effect of oxygen enrichment on the flame stability and emissions during biogas combustion: An experimental study. Fuel, 280, 118703.
18. Sadykova S.B., Dostiyarov A.M., Zhumagulov M.G., Kartjanov N.R. The influence of turbulence on the efficiency and reliability of combustion chamber of the gas turbine. Thermal Science. – 64-64 p. <https://doi.org/10.2298/TSCI200831064S>.
19. ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013.
20. Brewster B.S., Cannon S.M., Farmer J.R., Meng F. Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines. Progress in Energy and Combustion Science 1999;25:353-385.

#### Оттықта биогаз отынын жағуды сандық модельдеу

<sup>1</sup>ДОСТИЯРОВ Абай Мухамедиярулы, т.ғ.д., профессор, [dost51@mail.ru](mailto:dost51@mail.ru),

<sup>1</sup>\*АНУАРБЕКОВ Максат Арганатович, докторант, [ma-0795@mail.ru](mailto:ma-0795@mail.ru),

<sup>1</sup>С. Сейфуллин атындағы қазақ агротехникалық университеті, Қазақстан, 010011, Нұр-Сұлтан, Жеңіс даңғылы, 62,

\*автор-корреспондент.

**Аңдатпа.** Мақалада жаңа оттықта биогаз отынын жағуды сандық модельдеу нәтижелері келтірілген. Жұмыстың мақсаты – биогаз отынын жағу кезінде NOx эмиссияларын анықтау. Ағын параметрлерінің жанарғының эмиссиялық сипаттамасына әсері зерттеледі, сондай-ақ жанарғының геометриялық параметрлерін биогаз жану процесі әсері қаралады. Нәтижелер биогазды CH<sub>4</sub>=65%, O<sub>2</sub>=1%, H<sub>2</sub>=3%, CO<sub>2</sub>=26%, N<sub>2</sub>=5% құрамымен жағу кезінде жаңа оттықта отын толығымен жанады және NOx шығысы O<sub>2</sub>=15% кезінде 10 ppm-ден аспайды.

**Кілт сөздер:** биогаз отыны, оттық, азот оксидтері, сандық модельдеу, Ansys Fluent.

#### Numerical Simulation of Biogas Fuel Combustion in a Burner

<sup>1</sup>DOSTIYAROV Abay, Dr. of Tech. Sci., Professor, [dost51@mail.ru](mailto:dost51@mail.ru),

<sup>1</sup>\*ANUARBEKOV Maksat, doctoral student, [ma-0795@mail.ru](mailto:ma-0795@mail.ru),

<sup>1</sup>S. Seifullina Kazakh Agrotechnical University, Kazakhstan, 010011, Nur-Sultan, Zhenis Avenue, 62,

\*corresponding author.

**Abstract.** The article presents the results of numerical modeling of the combustion of biogas fuel in a new burner. The aim of the work is to determine the NOx emissions from the combustion of biogas fuel. The influence of the flow parameters on the emission characteristic of the burner is investigated, and the influence of the geometric parameters of the burner on the combustion process of biogas is also considered. The results show that when burning biogas with a composition of CH<sub>4</sub>=65%, O<sub>2</sub>=1%, H<sub>2</sub>=3%, CO<sub>2</sub>=26%, N<sub>2</sub>=5%, the fuel burns completely in the new burner and the NOx output does not exceed 10 ppm at O<sub>2</sub>=15%.

**Keywords:** biogas fuel, burner, nitrogen oxides, numerical modeling, Ansys Fluent.

## REFERENCES

1. Watson, G.M.G., Munzar, J.D., & Bergthorson, J.M. (2014). NO formation in model syngas and biogas blends. *Fuel*. – 124, 113-124 pp. doi:10.1016/j.fuel.2014.01.079.
2. Ahmad Rafiee, Kaveh R. Khalilpour, James Prest, Igor Skryabin Biogas as an energy vector. *Biomass and Bioenergy* Volume 144, January 2021, 105935.
3. C. Mao, et al. Review on research achievements of biogas from anaerobic digestion. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 45 (2015). – 540-555 pp.
4. Khzmalyan D.M. Kagan Ya.A. Gorenje theory and furnace devices. – Moscow: Energiya, 1976. – 484 p.
5. Khitrin L.N. Physics of gorenje i explosion. – Moscow: MSU, 1957. – 442 p.
6. Esterkin R.I., Isserlin A.S., Tsipin V.M. Generalization of experimental data on the ejection capacity of burners. – In the book: *Theory and practice of gas combustion*. Moscow: Nedra, 1964. – 433-444 pp.
7. Wood S., Harris A.T. Porous burners for lean-burn applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34 (2008). – 667-684 pp.
8. Keramiotis C., Founti M.A. (2013). An experimental investigation of stability and operation of a biogas fueled porous burner. *Fuel*. – 103, 278-284.
9. Devi S., Sahoo N., Muthukumar P. (2019). Experimental studies on biogas combustion in a novel double layer inert Porous Radiant Burner. *Renewable Energy*. *Renewable Energy*. Volume 149, April 2020. – 1040-1052 pp.
10. Habib, R., Yadollahi, B., Saeed, A., Doranehgard, M.H., Li, L.K.B., & Karimi, N. (2021). Unsteady ultra-lean combustion of methane and biogas in a porous burner – An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116099.
11. Danon B., de Jong W., Roekaerts DJEM. Experimental and numerical investigation of a FLOX combustor firing low calorific value gases. *Combust Sci Technol* 2010;182:1261-78.
12. Effuggi A., Gelosa D., Derudi M., Rota R. Mild combustion of methane-derived fuel mixtures: natural gas and biogas. *Combust Sci Technol* 2008;180:481-493.
13. Colorado A.F., Herrera B.A., Amell A.A. Performance of a flameless combustion furnace using biogas and natural gas. *Bioresour Technol* 2010;101:2443-9.
14. Hosseini S.E., Wahid M.A. Biogas utilization: experimental investigation on biogas flameless combustion in lab-scale furnace. *Energy Convers Manag* 2013; 74:426-32.
15. Hu, Z., & Zhang, X. (2018). Experimental study on flame stability of biogas / hydrogen combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*. Volume 44, Issue 11, 26 February 2019, Pages 5607-5614.
16. Zhen H.S., Leung C.W., Cheung C.S. Effects of hydrogen addition on the characteristics of a biogas diffusion flame. *Int J Hydrogen Energy* 2013;38:6874-81.
17. Yilmaz, İ., Alabaş, B., Taştan, M., & Tunç, G. (2020). Effect of oxygen enrichment on the flame stability and emissions during biogas combustion: An experimental study. *Fuel*, 280, 118703.
18. Sadykova S.B., Dostiyarov A.M., Zhumagulov M.G., Kartjanov N.R. The influence of turbulence on the efficiency and reliability of combustion chamber of the gas turbine. *Thermal Science*. – 64-64 p. <https://doi.org/10.2298/TSCI200831064S>.
19. ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013.
20. Brewster B.S., Cannon S.M., Farmer J.R., Meng F. Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines. *Progress in Energy and Combustion Science* 1999; 25:353-385.