Analysis of the Numerical Modeling Results of the Associated Petroleum Gas Combustion in the Convertible Chamber in a Micro Gas TPP

Matyunin O.O., Bachev N.L., Shilova A.A. Perm National Research Polytechnic University Perm, Russian Federation

Abstract. When developing prospective gas turbine plants or converting existing ones for burning nonstandard fuel gases, one of the main tasks is creation of low-emission combustion chambers with stable combustion. At the stage of sketch design, the parameters of recycling chambers are usually determined using engineering calculation methods. Methods of numerical modeling of the working process allow to clarify the obtained parameters and significantly reduce the costs of creating a combustion chamber thanks to the numerical experiment. The purpose of this work is to develop recommendations for converting existing combustion chambers of microgas-turbine power plants to utilize nonstandard fuel gases. To achieve the goal, the problem of numerical modeling of the working process with and without a stepwise air supply to the combustion zone was solved. The most significant result of the conducted studies is provision of stable combustion due to the change in the medium speed along the combustion zone with stepwise air supply and due to intensification of the reverse currents zone from the swirler with continuous air supply. The significance of the obtained results is that the proposed recommendations for converting a low-emission combustion chamber from components (kerosene+air) to components (combined petroleum gas+air) while keeping the diameter and length of the chamber unchanged, with changing the location of only the side holes. In this work, a threedimensional numerical model of turbulent combustion for utilizing associated petroleum gases was developed to take into account the real operational conditions in a two-zone combustion chamber and analyze the performance characteristics.

Keywords: combustion chamber, numerical modeling, emission of harmful substances, nitrogen oxides.

DOI: https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.1-57.09 UDC: 004.94, 621.438

Analiza rezultatelor simulării numerice a arderii a gazelor petroliere într-o cameră convertibilă a unei centrale electrice cu microturbină cu gaz Matiunin O.O., Bacev N.L., Șilova A.A.

Universitatea Politehnică Națională de Cercetare din Perm Perm, Federația Rusă

Rezumat. Când se dezvoltă sau se transformă instalații existente de turbine cu gaz pentru arderea gazelor combustibile nestandard, una dintre sarcinile principale este crearea camerelor de ardere cu emisii scăzute, cu ardere stabilă. În etapa de proiectare preliminară, parametrii camerelor de reciclare sunt, de obicei, determinați folosind metode de calcul ingineresc. Metodele de simulare numerică a fluxului de lucru vă permit să rafinați parametrii obținuți și să reduceți semnificativ costul creării unui camerei de ardere datorită unui experiment numeric. Scopul acestei lucrări este de a dezvolta recomandări pentru transformarea camerelor de ardere existente ale centralelor electrice cu microturbine de gaz pentru utilizarea gazelor combustibile nestandard. Pentru a atinge acest scop, a fost rezolvată problema simulării numerice a procesului de lucru cu și fără alimentare în trepte cu aer în zona de ardere. Rezultatul cel mai semnificativ al studiilor efectuate ar trebui considerat a fi asigurarea unei arderi stabile prin modificarea vitezei secțiunii mediane de-a lungul zonei de ardere cu o sursă de aer în trepte și prin intensificarea zonei curenților inversi de la turbion cu o alimentare cu aer fără trepte. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că se propun recomandări pentru transformarea unei camere de ardere cu emisii reduse din componente (kerosen + aer) în componente (gaz petrolier asociat + aer) păstrând în același timp același diametru și lungime a camerei, cu o schimbare a locației doar a deschiderilor laterale. În această lucrare, pentru a lua în considerare condițiile reale de funcționare într-o cameră de ardere cu două zone si pentru a analiza performanta, a fost dezvoltat un model numeric tridimensional al arderii turbulente pentru utilizarea gazelor petroliere asociate.

Cuvinte-cheie: camera de ardere, simulare numerică, emisie de substanțe nocive, oxizi de azot.

© Матюнин О.О., Бачев Н.Л., Шилова А.А., 2023

Анализ результатов численного моделирования горения попутного нефтяного газа в конвертируемой камере микрогазотурбинной энергоустановки Матюнин О.О., Бачев Н.Л., Шилова А.А.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Пермь, Российская Федерация

Аннотация. При разработке перспективных или конвертировании существующих газотурбинных установок для сжигания нестандартных топливных газов одной из главных задач является создание малоэмиссионных камер сгорания с устойчивым горением. На этапе эскизного проектирования параметры утилизационных камер обычно определяются с использованием инженерных методик расчета. Методы численного моделирования рабочего процесса позволяют уточнить полученные параметры и существенно сократить затраты на создание КС благодаря проведению численного эксперимента. Целью данной работы является выработка рекомендаций по конвертированию существующих камер сгорания микрогазотрубинных энергоустановок для утилизации нестандартных топливных газов. Для достижения поставленной цели решена задача численного моделирования рабочего процесса при ступенчатом подводе и без ступенчатого подвода воздуха в зону горения. Наиболее существенным результатом проведенных исследований следует считать обеспечение устойчивого горения за счет изменения миделевой скорости вдоль зоны горения при ступенчатом подводе воздуха и за счет интенсификации зоны обратных токов от завихрителя при бесступенчатом подводе воздуха. Значимость полученных результатов состоит в том, что предложены рекомендации по конвертированию малоэмиссионной камеры сгорания от компонентов (керосин+воздух) на компоненты (попутный нефтяной газ+воздух) при сохранении неизменными диаметра и длины камеры, с изменением расположении только боковых отверстий. В данной работе для учета реальных условий эксплуатаций в двухзонной камере сгорания и анализа рабочих характеристик была разработана трехмерная численная модель турбулентного горения для утилизации попутных нефтяных газов. Получены и проанализированы поля температуры, давления, положения фронта пламени, коэффициента избытка воздуха, смесевой доли горючего, миделевой скорости, скорости турбулентного горения и их отношения, а также распределения эмиссии окислов азота, углерода и серы по объему и в выходном сечении камеры. Ключевые слова: камера сгорания, численное моделирование, эмиссия вредных веществ, оксиды азота.

введение

Большое количество работ посвящено численному моделированию горения с применением различных моделей турбулентности в камерах сгорания (КС) газотурбинных установок (ГТУ). Результаты, полученные с использованием RANS-моделей, обсуждаются в работах [1-6]. Среди различных моделей турбулентности, предложенных в этих исследованиях, модель напряжений Рейнольдса (RST) с использованием функции плотности вероятности (PDF) является наиболее точной. Результаты расчетов при моделировании крупных вихрей LES описаны [7-10]. Напряжения в подсеточном масштабе были смоделированы с использованием модели Смагоринского-Лилли или с использованием функции плотности вероятности. В [9] отмечается, что в поведении пламени отчетливо видны две стадии. На первой стадии пламя примыкает к смесительной головке, имеет устойчивый стабильный корень и V-образную форму, а на второй стадии наблюдается отрыв от головки. Эти стадии переключаются одна на другую, что приводит к неустойчивому поведению пламени, которое наблюдается в экспериментальных исследованиях. Сравнительный анализ результатов по моделям RANS и LES приведен в [11-13]. По результатам исследований сделан вывод о том, что с точки зрения вычислительных затрат предпочтение необходимо отдавать методу URANS, а высокая точность при расчете турбулентных реагирующих течений достигается при использовании модели LES. Определенный интерес представляют результаты, полученные по гибридной модели RANS/LES, в работе [4].

Сравнение экспериментальных и численных результатов по исследованию внутрикамерных процессов приведено в работах [5, 7, 13, 14, 15, 16]. В работе [7] показано, что при горении предварительно перемешанной смеси устойчивость пламени зависит от коэффициента избытка воздуха и тепловой мощности камеры. Экспериментально показано, как на устойчивое V-образное пламя накладываются ярко выраженные термоакустические колебания. В работе [15] приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований характеристик пламени метан/воздух с добавкой водорода. Показано, что добавка водорода до 50% может расширить диапазон стабильного горения на 20%.

Результаты исследований по моделированию диффузионного горения представлены в работах [2, 5, 9]. В работах [2, 5] вихревое турбулентное горение без предварительного смешения численно изучалось с использованием моделей RANS. В [9] для определения полей температуры в модельной камере сгорания газовой турбины, работающей в режиме без предварительного перемешивания, использовалась модель LES. Замечено, что точное описание процессов в фронтовом устройстве играет фундаментальную роль при прогнозировании полей концентрации топлива и температуры. В последнее время большое внимание уделяется исследованиям по гомогенному горению [1, 8, 16, 17, 18]. Экспериментальные и расчетные исследования по горению предварительно перемешанной смеси направлены на снижение эмиссии вредных веществ и обеспечение стабильного горения. Сравнению характеристик диффузионного и гомогенного горения по результатам численного моделирования горения пропан/воздух и метан/воздух посвящена работа [19]. Отмечается, что пропан дает более высокое содержание NO_x по сравнению с метаном, особенно при высоких температурах на около стехиометрических режимах. Несомненный интерес представляют результаты по исследованию подогрева воздуха [6] и топливного газа [20] на газодинамические и эмиссионные характеристики горения. В [20] численно исследованы характеристики горения в камере с микросмешением для газовой турбины, работающей на метане, при температурах топлива 373 К, 423 К, 474 К, 523 К, 573 К. Результаты показывают, что выбросы NO_x имеют относительно большое уменьшение по мере увеличения температуры топлива.

Основное количество опубликованных данных относится к топливной композиции метан и воздух [2, 5, 7, 17, 20]. В работе [17] рассмотрены три основных режима горения и поведения пламени. Режим 1 возникает при горении богатой смеси, при этом сгорание частично происходит внутри КС, но по большей части после выхода из нее. Режим 2 возникает на около стехиометрических соотношениях при этом пламя локализуется около смесительной головки. но распространяется внутри КС. Режим 3 реализуется при бедной смеси с большими коэффициентами избытка воздуха И распространяется на расстоянии от смесительной головки. Большой интерес

вызывают результаты, полученные при горении водородосодержащих топлив [15, 21, 22, 23]. В работах [15, 21] проведены экспериментальные И расчетные исследования характеристик пламени метан/воздух с добавкой водорода. Основное внимание уделено влиянию добавки водорода на устойчивость пламени. В работе [22] анализируется влияние добавки водорода на структуру пламени и динамику горения обедненного предварительно перемешенного метан/воздух. турбулентного пламени Экспериментально показано, что при добавке 50% термоакустические водорода ло колебания не наблюдаются. Стабилизация фронта пламени при сжигании низкокалорийного топливного газа С подогревом воздуха численно исследована в горелке, заполненной пенокерамикой Al2O3 [24]. Результаты показывают, что повышение температуры подогретого воздуха способствует лучшей стабилизации пламени. Дополнительно вопросы по исследованию механизма горения и стабилизации пламени рассмотрены в работах [25, 26].

Информационно-аналитический обзор показал, что расчетные и экспериментальные исследования проводятся для лабораторных или вновь проектируемых камер сгорания. Целью данной работы является разработка предложений для конвертации существующих огневых устройств микрогазотурбинных установок. Рекомендации получены в процессе анализа результатов численного моделирования с использованием модели горения Partially Premixed Combustion, которая при сравнительно небольшой трудоемкости позволяет получить изоповерхности пламени. Это позволяет определить условия и критерии стабильного положения пламени при горении нестандартных топливных газов разного состава и теплопроизводительности. Наиболее значимым результатом работы является вывод о возможности организации устойчивого горения попутных нефтяных газов без бокового подвода воздуха в зону горения.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВНУТРИКАМЕРНОГО ПРОЦЕССА

Система уравнений внутрикамерного рабочего процесса состоит из стационарных, осредненных по Фавру уравнений сохранения массы, импульса, энергии, уравнения фронта пламени и уравнения смесевой доли.

Уравнение сохранения массы:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0,$$

где ρ — плотность; u — скорость.

Уравнение сохранения импульса:

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{u} \vec{u}\right) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu_{eff}\left(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^{T}\right)\right),$$

где $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ — эффективная вязкость; μ и μ_t — динамическая и турбулентная вязкость, соответственно; p — давление.

Уравнение сохранения энергии:

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{u} h\right) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda_{eff}}{c_p} \nabla h\right) + \rho S_c H_u Y^u_{cop},$$

где h — энтальпия; λ_{eff} — эффективная теплопроводность; c_p — теплоемкость; S_c — нормализованная средняя скорость образования продуктов сгорания; H_u — теплота сгорания 1 кг топлива; Y_{cop}^u — массовая доля топлива в несгоревшей смеси.

Распространение фронта пламени моделируется решением уравнения переноса для взвешенной по плотности средней переменной динамики протекания реакции \overline{c} :

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{u} \vec{c}\right) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla \vec{c}\right) + \rho S_c$$

где \overline{c} — переменная динамики протекания реакции; Sc_t — турбулентное число Шмидта; S_c — источниковый член переменной динамики реакции (1/c).

Уравнение сохранения смесевой доли ϕ можно записать как:

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{u} \vec{\varphi}\right) - \nabla \cdot \left(\alpha_{\varphi} \mu_{eff} \nabla \vec{\varphi}\right) = 0,$$

$$\varphi = 1/(1 + \alpha K_{m0}),$$

где обратное число Прандтля $\alpha_{\varphi} = 1.176$; α — коэффициент избытка воздуха; K_{m0} — массовое стехиометрическое соотношение.

Примененная модель турбулентности є-k RNG отличается от стандартной є-k модели следующими положениями:

- она включает дополнительный член в уравнении диссипации энергии турбулентности, который увеличивает точность для быстро деформируемых потоков;

- в нее включено влияние на турбулентность закрученности потока, что увеличивает точность для закрученных потоков;

- в этой модели используется аналитическая формула для турбулентных чисел Прандтля, тогда как в стандартной модели они применяются постоянными [24].

При сгорании стандартных и нестандартных топливных газов в составе продуктов сгорания в общем случае могут быть окислы азота NO_x, окислы углерода CO, окислы серы SO_x, несгоревшие углеводороды C_nH_m. Концентрации CO, SO_x, C_nH_m рассчитываются по равновесной модели, описанной выше. Скорость образования NO_x существенно зависит от температуры пламени, поэтому компоненты NO_x исключены из равновесия и рассчитываются по отдельной модели, учитывающей эту зависимость.

РАСЧЕТНАЯ СЕТКА И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

В таблице 1 представлены расчетные сетки и граничные условия для расчета модели со ступенчатым подводом воздуха и без него.

При проведении исследований для ускорения счета и уменьшения общего количества расчетных ячеек сетка преобразовывалась в многогранную.

При ступенчатом подводе воздуха зону горения (рис. 1а) можно условно разделить на четыре характерные области:

- 1) Область № 1: $0 \le x / l < 0.24$;
- 2) Область № 2: $0.24 \le x/l < 0.38$;
- 3) Область № 3: $0.38 \le x/l < 0.82;$
- 4) Область разбавления: $0.82 \le x/l \le 1$.

Воздух в область №1 подается через завихритель в форсуночной головке камеры, в область №2 - через 10 боковых отверстий диаметром 8 мм, в область №3 - через 6 боковых отверстий диаметром 16 мм. В зону разбавления вторичный воздух подается через 8 боковых отверстий диаметром 24 мм.

В варианте без ступенчатого подвода воздуха (рис. 1б) область горения лежит в пределах $0 \le x/l < 0.82$, боковые отверстия отсутствуют. Область разбавления - в пределах $0,82 \le x/l \le 1$. Воздух в зону разбавления подводится через 8 боковых отверстий диа-

метром 15 мм.



а) со ступенчатым подводом; б) без ступенчатого подвода.

Рис. 1. Неструктурированная расчетная сетка. 1

Во входном сечении по окислителю были заданы следующие граничные условия: общий расход воздуха 0,802 кг/с, смесевая доля равна 0, температура равна 342.9 К, гидравлический диаметр равен 0.01 м и интенсивность энергии турбулентности равна 15 %.

Во входном сечению по горючему были заданы следующие граничные условия: общий расход попутного нефтяного газа (ПНГ) равен 0.030 кг/с, смесевая доля равна 1, температура равна 298 К, гидравлический диаметр равен 0.004 м и интенсивность энергии турбулентности равна 5 %.

В выходном сечении камеры были заданы следующие граничные условия: избыточное статическое давление равно 0 Па, смесевая доля равна 0, температура продуктов сгорания равна 1157 К, гидравлический диаметр равен 0.14 м и интенсивность энергии турбулентности равна 5 %.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рис. 2 показано распределение по объему горелки, продольный осредненный по поперечным сечениям профиль и радиальные профили показателя динамики реакции горения \overline{c} .

При ступенчатом подводе (рис. 2a) непрерывное горение при $\overline{c} = 1.00$ происходит в пристеночной области, а в ядре потока при $\overline{c} = 0.20$ наблюдается пульсирующее пламя. Подача воздуха через первую ступень боковых отверстий приводит к более равномерному горению в области №2: в пристеночной области показатель динамики уменьшается до

 $\bar{c} = 0.65$, а в ядре потока возрастает до $\bar{c} = 0.30$. Подача воздуха через вторую ступень боковых отверстий в область №3 уменьшает показатель динамики в пристеночном слое до $\bar{c} = 0.30$ и увеличивает в ядре потока до $\bar{c} = 0.70$. Такое перераспределение показателя динамики можно объяснить наличием развитых обратных токов в области №3. В области разбавления показатель динамики $\bar{c} = 0.30$, что говорит о наличии в области локальных и пульсирующих языков пламени.

При без ступенчатом подводе (рис. 2б) максимальное значение показателя динамики $\overline{c} = 1.00$ наблюдается в области $0.10 \le x/l < 0.30$. На выходе из зоны горения при x/l = 0.82 показатель динамики снижается до $\overline{c} = 0.70$, что объясняется влиянием на пламя обратных токов вторичного воздуха, поступающего через боковые отверстия. На выходе из камеры сгорания показатель динамики уменьшается до $\overline{c} = 0.50$, что говорит о существовании пульсирующих языков пламени.

На рис. 3 показаны изоповерхности пламени в объеме горелки.

По рис. За можно сделать вывод, что при ступенчатом подводе воздуха горение ПНГ происходит устойчиво. В зоне горения наблюдается пульсирующее пламя, а в пристеночном слое – непрерывное горение.

По рис. Зб можно сделать вывод, что при без ступенчатом подводе воздуха горение ПНГ происходит также устойчиво. Основное положение пламени наблюдается в зоне протяженностью $0.10 \le x/l < 0.50$, при чем пламя имеет V-образный характер.



Рис. 2. Показатель динамики реакции горения.²



Рис. 3. Изоповерхность фронта пламени. ³

Ha	рис. 4	показано объему	распр	оеделение горел	ПО пки,	по ради	попере альные	чным профил	сечениям и темпера	проф атуры в	иль и камере
Appen	dix I	продол	ьныи	2200 0 2100 0 2100 0 1900 0	ныи						
			Control Date: Temperature 2300 2100 1900 1900 1900 1000 1000 900 700 500 200 800				R				
	7, K 1800 1600 1400 1200 1000 800 600 90 200 0	1216 859 979 1018	1003	1221		, K 000 800 600 400 200 000 800 600 <u>E</u> 200 000 800 000 800 000 000 000 000 000	151	1712	1612	028 0	
	0	0,2 0,4	4 0 x/L	,6 0,8	1	0	0,2	0,4 X	0,6 (: /L	0,8 1	L



а) со ступенчатым подводом; б) без ступенчатого подвода.

Рис. 4. Температура в камере сгорания. 4

Анализ рис. 4а показывает, что профиль температуры Т в целом соответствует профилю показателя динамики с. В области №1 максимальное значение температуры T = 2250 Kдостигается в пристеночной зоне, что говорит о необходимости организации теплозащиты стенок камеры, а в ядре потока температура T = 500 K. В областях №2 и №3 происходит выравнивание температур по поперечному сечению. На выходе из зоны горения при x/l = 0.78 средняя по поперечному сечению температура достигает T = 1344 К. На выходе из камеры сгорания при x/l = 1.00 температура по радиусу существенно неравномерна. Средняя темпера-

⁴ Appendix 1

тура на выходе из камеры сгорания T = 790 K. Такая низкая температу-

ра на входе в турбину приведет к уменьшению мощности установки на 51% при ее конвертировании с керосина на попутный нефтяной газ.

Анализ данных на рис. 46 показывает, что максимальная температура T = 2300 K наблюдается в области $0.40 \le r/R < 0.80$, а

в непосредственно в пристеночной зоне T = 500 K. Это обстоятельство указывает на возможность создания неохлаждаемой камеры сгорания по сравнению со ступенчатым подводом воздуха в зону горения. В выходном сечении камеры температура имеет сильную неравномерность по радиусу, когда температура изменяется от T = 500 K в пристеночной области до T = 1500 K в ядре потока. Осредненная по выходному сечению температура равна T = 944 K, что на 18% ниже температуры рабочего тела на входе в турбину базовой установки. При без ступенчатом подводе воздуха в зону горения (упроконструкции) можно обеспечить шение устойчивое горения попутного нефтяного газа, но при этом полезная мощность установки уменьшается на 22%.

На рис. 5 показано распределение по объему горелки, продольный осредненный по поперечным сечениям профиль и радиальные профили миделевой скорости в камере сгорания.





Рис. 5. Миделевая скорость. 5

Анализ рис. 5а показывает, что осредненная по поперечному сечению миделевая скорость непрерывно возрастает. Это связано с боковым дополнительным подводом первичного воздуха в зону горения и уменьшением плотности за счет увели-

⁵ Appendix 1

чения температуры. Вблизи смесительной головки в зоне горения

наблюдаются обратные токи, а в выходном сечении наблюдается параболический профиль скорости с максимальным значением на оси $W = 140 \, m / c$.

Анализ рис 5б показывает, что осредненная по поперечному сечению миделевая скорость также непрерывно возрастает, но за счет уменьшения плотности в зоне горения и за счет бокового подвода вторичного воздуха в зоне разбавления. Анализ радиальных профилей указывает на наличие сильных циркуляционных течений во всей области камеры сгорания, кроме пристеночной зоны. В отличии от ступенчатого подвода воздуха максимальное значение скорости $W = 140 \, m/c$ достигается не на оси камеры сгорания, а в пристеночной области.

На рис 6 показано распределение по объему горелки, продольный осредненный по поперечным сечениям профиль и радиальные профили скорости турбулентного горения в камере сгорания.



Рис. 6. Скорость турбулентного горения. 6

Анализ рис. ба показывает, что при ступенчатом подводе максимальная скорость турбулентного горения $U_t = 1.6 M/c$ достигается на выходе из зоны горения при x/l = 0.78. На выходе из камеры сгорания при пульсирующем го-

⁶ Appendix 1

рении среднее значение $U_{t} = 0.8 \, \text{m/c}$. Радиаль-

ный профиль U_t является сугубо неравномерным: на выходе из зоны горения максимальное значение $U_t = 3.0 \, m/c$, а в пристеночной области $U_t = 1.0 \, m/c$. Анализ рис. 6б показывает, что при ступенчатом подводе максимальная скорость турбулентного горения $U_t = 3.2 \, \text{м/c}$ наблюдается в области горения протяженностью $0.15 \le x/l < 0.50$. На выходе из зоны горения скорость турбулентного горения уменьшается до 2 м/с, что, по-видимому, связано с попаданием свежих порций вторичного воздуха в зону горения за счет обратных токов. На выходе из камеры сгорания в режиме пульсирующего горения среднее значение $U_t = 1.0 \, \text{м/c}$. Анализ радиальных профилей показывает, что максимальная скорость

U_t = 4.5 *м* / *с* наблюдается в области между осью и стенкой камеры.

На рис 7 показано распределение по объему горелки и продольный осредненный по поперечным сечениям профиль отношения миделевой скорости и скорости турбулентного горения в камере сгорания.



Рис. 7. Отношение миделевой скорости к скорости турбулентного горения. 7

Отношение миделевой скорости к скорости турбулентного горения имеет важное значение только в зоне пламени. При ступенчатом подводе (рис. 7а) $5 \le W/U_t \le 20$, что соответствует стабильному положению пламени для углеводородных топлив. При без ступенчатом подводе (рис 7б) значение W/U_t возрастает и находится в диапазоне $5 \le W/U_t \le 30$, что также говорит о стабильном положении пламени.

На рис. 8 показано распределение по объему горелки, продольный осредненный по поперечным сечениям профиль и радиальные профили коэффициент избытка воздуха в камере сгорания.

⁷ Арреndix 1 Анализ рис. 8а показывает, что в области горения №1 происходит горение богатой смести с со средним значением $\alpha = 0.4$. В области №2 коэффициент избытка воздуха возрастает до $\alpha = 0.6$ за счет бокового подвода воздуха через первый ряд отверстий. В области №3 происходит дальнейшее увеличение значения коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 0.9$ также за счет подвода воздуха через второй ряд отверстий. После подачи вторичного воздуха в выходном сечение $\alpha = 2.2$, что на 13% отличается от значения коэффициента избытка воздуха по условиям подачи. Анализ радиальных профилей на рис. 8а показывает, что бедное горение при $1 < \alpha < 1.8$ происходит в области между осью и стенкой.

Анализ рис. 8б показывает, что в зоне горения везде происходит бедное горение при Увеличение коэффициента $1 < \alpha < 1.3$. избытка воздуха до значения $\alpha = 2.4$ на горения объясняется выходе ИЗ зоны вторичного воздуха при влиянием его подводе через боковые отверстия. Анализ радиальных профилей показывает, что в зоне горения наблюдается сильная неравномерность от $\alpha = 3.0$ на оси камеры до $\alpha = 1.2$ в пристеночной зоне. В выходном сечении камеры среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha = 2.3$, что

PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 1 (57) 2023



а) со ступенчатым подводом; б) без ступенчатого подвода.



На рис. 9 показано распределение по объему горелки и продольный осредненный по поперечным сечениям профиль массовой доли NO_x в камере сгорания.

Эмиссия NO_x разработчиков интересует в первую очередь на вы-

⁸ Appendix 1 ходе из камеры сгорания.

Анализ рис. 9а показывает, что максимальное значение концентрации NO_x $C_{NO_x} = 25.0 \, ppm$ наблюдается в области смесительной головки, а на выходе из зоны горения $C_{NO_x} = 7.4 \, ppm$. В выходном сечении камеры концентрации NO_x достигает $C_{NO_x} = 3.5 \, ppm$, что значительно ниже нормативных показателей. Анализ рис. 9б показывает, что концентрация NO_x имеет максимальное значение $C_{NO_x} = 22.0 \, ppm$ в начале зоны горения и уменьшается монотонно до $C_{NO_x} = 8.4 \, ppm$ в конце зоны горения. В выходном сечении камеры концентрации NO_x достигает $C_{NO_x} = 4.6 \, ppm$, что значительно ниже нормативных показателей.



Рис. 9. Массовая доля NO_x. 9

На рис. 10 показано распределение по объему горелки и продольный осредненный по поперечным сечениям профиль массовой доли СО в камере сгорания.

Концентрация выбросов СО сильно зависит от качества смесеобразования.

Анализ рис. 10а показывает, что после каждого ступенчатого подвода свежего воздуха концентрация СО увеличивается. На выходе из зоны горения $C_{CO} = 4400 \, ppm$, а в выходном сечении камеры $C_{CO} = 880 \, ppm$, что значительно превосходит нормативные показатели.

Анализ рис. 10б показывает, что в зоне горения максимальное значение концентрации СО достигает $C_{co} = 6600 \, ppm$. На выходе из зоны горения концентрация СО уменьшается до $C_{co} = 820 \, ppm$, а в

⁹ Appendix 1	выходном сечении каме-
	ры <i>C_{co}</i> = 450 <i>ppm</i> . При

без ступенчатом подводе концентрация СО на

выходе из камеры примерно в 2 раза меньше, по сравнению со ступенчатым подводом, но все равно превышает нормативные показатели.

На рис. 11 показано распределение по объему горелки и продольный осредненный по поперечным сечениям профиль массовой доли SO_x в камере сгорания.

Продольные профили средней концентрации SO_x практически повторяют продольные профили средней температуры Т. Анализ рис. 11а показывает, что на выходе из зоны горения концентрации SO_x $C_{SO_x} = 600 \, ppm$, а в выходном сечении камеры $C_{SO_x} = 220 \, ppm$. Анализ рис. 11б показывает, что на выходе из зоны горения концентрации SO_x $C_{SO_x} = 590 \, ppm$, а в выходном сечении камеры $C_{SO_x} = 300 \, ppm$. В обоих случаях концентрация SO_x ниже принятых нормативных данных для Евросоюза.



Рис. 10. Массовая доля СО. 10





Рис. 11. Массовая доля SO_x. ¹¹

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

^{10,11} Appendix 1

Анализ результатов численного моделирования попутного нефтяного газа в конвертированной камере сгорания микрогазотурбинной энергоустновки показал преимущества организации горения в первичной зоне без бокового подвода воздуха по сравнению с горением в этой же зоне со ступенчатым подводом воздуха как по параметрам рабочего внутрикамерного процесса, так и по упрощению конструкции. Организация устойчивого горения при этом обеспечивается за счет улучшения смесеобразования в зоне обратных токов.

АРРЕNDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Unstructured calculation grid. (a – with step supply, b – without step supply).

²**Fig. 2.** Reaction progress. (a - with step supply, b - without step supply).

³Fig. 3. Isosurface of the flame front. (a – with step supply, b – without step supply).

⁴Fig. 4. Temperature in the combustion chamber. (a - with step supply, b - without step supply).

⁵Fig. 5. Medium speed. (a – with step supply, b – without step supply).

⁶Fig. 6. Speed of turbulent burning. (a - with step supply, b - without step supply).

⁷**Fig. 7.** The ratio of the average speed to the speed of turbulent combustion. (a - with step supply, b - without step supply).

⁸Fig. 8. Excess air ratio.

⁹Fig. 9. Mass fraction of NO_x.

¹⁰Fig. 10. Mass fraction of CO.

¹¹Fig. 11. Mass fraction of SOx.

Литература (References)

- Hofsteenge, J.W.; Khourinia, A.G.; Kok, J.B.W. Numerical Simulations of Heat Loss Effect on Premixed Jet Flame Using Flamelet Generated Manifold Combustion Model. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 3, 730. doi: 10.3390/en15030730
- [2] Khodabandeh E., Moghadasi H., Saffari Pour M., Ersson M., Jönsson Pär G., Rosen Marc A., Rahbari A. CFD study of non-premixed swirling burners: Effect of turbulence models. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2020, vol. 28, no. 4, pp. 1029-1038. doi: 10.1016/j.cjche.2020.02.016
- [3] Zhang Y., Vanierschot M. Modeling capabilities of unsteady RANS for the simulation of turbulent swirling flow in an annular bluff-body combustor geometry. *Applied Mathematical Modelling*, 2021, vol. 89, part 2, pp. 1140-1154. doi: 10.1016/j.apm.2020.07.037
- [4] Liu Y., Tang H., Tian Z., Zheng H. CFD Simulations of Turbulent Flows in a Twin Swirl Combustor by RANS and Hybrid RANS/LES Methods. *Energy Procedia*, 2015, vol. 66, pp. 329-332. doi: 10.1016/j.egypro.2015.02.078
- [5] Ghasemi E., Soleimani S., Lin C.X. RANS simulation of methane-air burner using local extinction approach within eddy dissipation concept by OpenFOAM. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 54, pp. 96-102. doi:

10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.03.006

- [6] Lee K.W., Choi D.H. Numerical study on hightemperature diluted air combustion for the turbulent jet flame in crossflow using an unsteady flamelet model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, no. 25–26, pp. 5740-5750, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.08.014
- [7] Chen Z.X., Langella I., Swaminathan N., Stöhr M., Meier W., Kolla H., Large Eddy Simulation of a dual swirl gas turbine combustor: Flame/flow structures and stabilisation under thermoacoustically stable and unstable conditions. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 203, pp. 279–300. doi: 10.1016/j.combustflame.2019.02.013
- [8] Massey J.C., Chen Z.X., Stöhr M., Meier W., Swaminathan N. On the blow-off correlation for swirl-stabilised flames with a precessing vortex core. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 239. doi: 10.1016/j.combustflame.2021.111741
- [9] Mare F.di, Jones W.P., Menzies K.R. Large eddy simulation of a model gas turbine combustor. *Combustion and Flame*, 2004, vol. 137, no. 3, pp. 278-294.
 doi: 10.1016/j.combustflame.2004.01.008
- [10] Massey J.C., Chen Z.X., Swaminathan N. Lean Flame Root Dynamics in a Gas Turbine Model Combustor. *Combustion Science and Technolo*gy, 2019, vol. 191, so. 5–6, pp. 1019–1042. doi: 10.1080/00102202.2019.1584616
- [11] Ilie M. Numerical studies of turbulent swirling reacting flows using LES and URANS. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 134, pp. 89-100. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.045
- [12] Benim A.C., Iqbal S., Meier W., Joos F., Wiedermann A. Numerical investigation of turbulent swirling flames with validation in a gas turbine model combustor. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 110, pp. 202-212, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.143
- [13] Boudier G., Gicquel L.Y.M., Poinsot T., Bissières D., Bérat C. Comparison of LES, RANS and experiments in an aeronautical gas turbine combustion chamber. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2007, vol. 31, no. 2, pp. 3075-3082. doi: 10.1016/j.proci.2006.07.067
- [14] Falcitelli M., Leroy C., Tanzini G., Tognotti L. Gas Turbine Combustion Modeling: a Verification and Validation Approach. *Processes and Technologies for a Sustainable Energy*, Ischia, June 27-30, 2010. doi: 10.4405/ptse2010.P1.18
- [15] Guo L., Zhai M., Xu Sh., Shen Q., Dong P., Bai Xue-S. Flame characteristics of methane/air with hydrogen addition in the micro confined combustion space. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 44, pp. 19319-19337. doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.04.091

- [16] Zhao Zh., Wang W., Zuo Zh., Kuang N. Investigation on the flame characteristics of premixed propane/air in a micro opposed flow porous combustor. *Energy*, 2022, vol. 238, part A. doi: 10.1016/j.energy.2021.121721
- [17] Najim S.E., Styles A.C., Syred N. Flame movement mechanisms and characteristics of gas fired cyclone combustors. *Eighteenth Symposium (International) on Combustion*, 1981, vol. 18, no. 1, pp. 1949-1957. doi: 10.1016/S0082-0784(81)80201-9
- [18] Skiba A.W., Guilberti T.F., Boyette W.R., Roberts W.L., Mastorakos E. On the bi-stable nature of turbulent premixed bluff-body stabilized flames at elevated pressure and near lean blow-off. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2021, vol. 38, no. 2, pp. 2853-2860. doi: 10.1016/j.proci.2020.06.060
- [19] Zhang K., Ghobadian A., Nouri J.M. Comparative study of non-premixed and partiallypremixed combustion simulations in a realistic Tay model combustor. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 110, pp. 910-920. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.223
- [20] Xing C., Liu L., Qiu P., Zhang L., Yu X., Chen X., Zhao Y., Peng J. Shen W. Research on combustion performance of a micro-mixing combustor for methane-fueled gas turbine. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 103, pp. 72-83. doi: 10.1016/j.joei.2022.05.014
- [21] Wang S., Fan A. Numerical investigation of CH4/H2/air flame bifurcations in a micro flow reactor with controlled wall temperature profile.

Сведения об авторах.



Матюнин Олег Олегович -

старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование рабочих процессов в ЭУ.

E-mail: matoleg@gmail.com

Бачев Николай Леонидович – к.т.н., доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: утилизационные газотурбинные установки. E-mail: bnl54@yandex.ru Combustion and Flame, 2022, vol. 241. doi: 10.1016/j.combustflame.2022.112070

- [22] Agostinelli P.W., Laera D., Chterev I., Boxx I., Gicquel L., Poinsotd T. On the impact of H2enrichment on flame structure and combustion dynamics of a lean partially-premixed turbulent swirling flame. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 241. doi: 10.1016/j.combustflame.2022.112120
- [23] Gao L., Yu X., Peng J., Tian Y., Cao Zh., Zhong F., Wu G., Han M. Flame characteristics of a cavity-based scramjet combustor using OH-PLIF and feature extraction. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 47, pp. 20662-20675. doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.04.172
- [24] Wang G., Tang P., Li Y., Xu J., Durst F. Flame front stability of low calorific fuel gas combustion with preheated air in a porous burner. *Ener*gy, 2019, vol. 170, pp. 1279-1288. doi: 10.1016/j.energy.2018.12.128
- [25] Bazdidi-Tehrani F., Teymoori A., Optimization of a gas turbine model combustor due to variations in geometrical characteristics of stabilizing air jets. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 217. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119206
- [26] Ma L., Fang Q., Zhang C., Chen G. Influence of CH4/air injection location on non-premixed flame blow-off limits in a novel microcombustor. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 9, pp. 6323-6333. doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.11.244



Шилова Алена Алексеевна – инженер кафедры «Ракетнокосмическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: рабочие процессы в КС ЭУ. E-mail: alyona1203@gmail.com