

А.А. Шилова

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

ГАЗОДИНАМИКА УСТОЙЧИВОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ВНЕШНИМ ПОДОГРЕВОМ КОМПОНЕНТОВ

Актуальность исследования обусловлена необходимостью организации устойчивого малоэмиссионного низкотемпературного горения обедненной смеси в однозонной неохлаждаемой камере сгорания, которая является составной частью микрогазотурбинной энергоустановки. Устойчивое положение фронта пламени в камерах сгорания такого типа в основном зависит от соотношения между среднерасходной скоростью горючевоздушной смеси и скоростью турбулентного горения. Это соотношение зависит от множества факторов, главными из которых являются давление и температура подачи компонентов, коэффициент избытка воздуха, пульсационная скорость газового потока и автотурбулизация пламени, расход горюче-воздушной смеси. Исследуется влияние внешнего подогрева компонентов на расширение нижнего предела горения и на устойчивое положение фронта пламени.

Цели исследования: получение областей проскока, стабильного положения и срыва пламени при организации низкотемпературного бедного горения с большими значениями коэффициента избытка воздуха; определение диапазонов значений относительной расходонапряженности, при которых наблюдается стабильное положение фронта пламени, с использованием экспериментальных данных и результатов численного моделирования; разработка рекомендаций по определению геометрического облика однозонной неохлаждаемой камеры микрогазотурбинной энергоустановки при наличии рекуператоров воздуха и топливного газа.

Получены зависимости нормальной скорости горения от коэффициента избытка воздуха с учетом нижнего предела горения, соотношения между среднерасходной скоростью и скоростью турбулентного горения на различных режимах горения, диапазоны значений для относительной расходонапряженности в области низкотемпературного устойчивого горения.

По разработанной газодинамической модели определены и проанализированы геометрические и газодинамические параметры и характеристики турбулентного горения в потоке в камерах сгорания микрогазотурбинных энергоустановок мощностью 100 и 300 кВт с внешним подогревом воздуха и топливного газа при использовании турбокомпрессора со степенью сжатия, равной 3,0.

Ключевые слова: устойчивое горение, малоэмиссионная камера сгорания, однозонная неохлаждаемая камера сгорания, внешний подогрев компонентов, низкотемпературное бедное горение, турбулентное горение в потоке, среднерасходная скорость горюче-воздушной смеси, положение пламени, относительная расходонапряженность, мощностной ряд энергоустановок.

A.A. Shilova

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

GAS DYNAMICS OF STABLE COMBUSTION IN THE COMBUSTION CHAMBER OF A GTP WITH EXTERNAL HEATED COMPONENTS

The relevance of the study is due to the need to organize stable low-emission low-temperature combustion of a lean mixture in a single-zone uncooled combustion chamber, which is an integral part of a micro-gas turbine power plant. The stable position of the flame front in combustion chambers of this type mainly depends on the ratio between the average flow rate of the combustible-air mixture and the rate of turbulent combustion. This ratio depends on many factors, the main of which are the pressure and temperature of the components supply, the excess air ratio, the pulsating speed of the gas flow and autoturbulization of the flame, the consumption of the combustible-air mixture. In this work, we investigate the effect of external heating of the components on the expansion of the lower combustion limit and on the stable position of the flame front.

The aim of the study is to obtain areas of breakthrough, stable position and flame blowout when organizing low-temperature lean combustion with large values of the excess air ratio; determination of the ranges of relative flow rate, at which a stable position of the flame front is observed, using experimental data and the results of numerical modeling; development of recommendations for determining the geometric appearance of a single-zone uncooled chamber of a micro-gas turbine power plant in the presence of air and fuel gas recuperators.

As a result, the dependences of the normal combustion rate on the excess air ratio were obtained taking into account the lower combustion limit, the relationship between the average flow rate and the turbulent combustion rate in various combustion modes, and ranges for the relative flow rate in the region of low-temperature stable combustion.

Based on the developed gas-dynamic model, the geometric and gas-dynamic parameters and characteristics of turbulent combustion in the flow in the combustion chambers of micro-gas turbine power plants with a capacity of 100 and 300 kW with external heating of air and fuel gas using a turbocompressor with a compression ratio of 3.0 are determined and analyzed.

Keywords: steady burning, low-emission combustion chamber, single-zone uncooled combustion chamber, external heating of components, low temperature lean combustion, turbulent combustion in a stream, average consumption speed of the combustible-air mixture, flame position, relative flow rate, power range of power plants.

Введение

Снижение эмиссии вредных веществ в газотурбинных установках (ГТУ) по-прежнему является актуальной задачей [1]. В данной работе предлагается внешний подогрев компонентов в рекуператорах-теплообменниках по линиям подачи топливного газа и воздуха с целью повышения эффективности микрогазотурбинных энергоустановок (МГТЭУ) и обеспечения малоэмиссионного низкотемпературного бедного горения [2].

Исследования показали, что подогрев воздуха перед его подачей в камеру сгорания (КС) [3–5] влияет в основном на эффективность МГТЭУ и температуру горюче-воздушной смеси (ГВС) перед фронтом пламени, а подогрев топливного газа [2, 5–7] сильно сдвигает нижний предел горения в область больших значений коэффициента избытка воздуха α .

В МГТЭУ с неохлаждаемой турбиной температуру продуктов сгорания (ПС) на выходе из камеры $T_{\text{ВХ}}^T$ (рабочего тела на входе в турбину) целесообразно выбирать $T_{\text{ВХ}}^T \leq 1200$ К [8] для сохранения работоспособности неохлаждаемых конструкционных материалов и повышения ресурса МГТЭУ. Именно по этому показателю целесообразно выбирать температуру компонентов на входе в КС и коэффициент избытка воздуха.

На стабильное положение фронта пламени огромное влияние оказывает соотношение между среднерасходной скоростью ГВС и скоростью турбулентного горения [9]. При определении нормальной скорости горения необходимо учитывать давление и температуру подачи компонентов в КС, а также состав обедненной ГВС вблизи нижней границы α_n . Турбулентная скорость горения зависит от турбулизации газового потока и дополнительно турбулентных пульсаций, генерированных самим пламенем (автотурбулизация). Среднерасходная скорость ГВС вдоль КС зависит от суммарного расхода и теплового состояния компонентов, а также от геометрических параметров КС. Таким образом, стабильное поло-

жение фронта пламени при низкотемпературном бедном горении вблизи нижнего предела зависит от тепловых, газодинамических, термохимических и геометрических факторов КС.

Для определения условий стабильного положения пламени при низкотемпературном бедном горении в потоке предложено использовать в качестве обобщенного критерия относительную расходонапряженность g_k . Обработка опубликованных экспериментальных данных [10] и численное моделирование низкотемпературного бедного горения в программном комплексе Flow Vision позволили установить диапазон $g_k = (0,3 \dots 3,5) 10^{-4}$ кг/(с·Н), при котором можно обеспечить стабильное положение пламени в КС МГТЭУ.

С использованием относительной расходонапряженности определены и проанализированы геометрические и газодинамические параметры и характеристики турбулентного горения в КС МГТЭУ мощностью 100 и 300 кВт с внешним подогревом компонентов при использовании турбокомпрессора со степенью сжатия $\varepsilon = 3,0$.

Газодинамическая модель турбулентного горения с внешним подогревом компонентов

Известно [2], что с увеличением температуры воздуха и топливного газа на входе в КС изменяются концентрационные пределы горения. Температуры подогрева воздуха и топливного газа по-разному влияют на показатели внутрикамерного рабочего процесса и газотурбинной установки в целом. Подогрев воздуха сужает область устойчивого горения в КС, но увеличивает эффективность ГТУ. Подогрев топливного газа расширяет область устойчивого горения в КС и сильно сдвигает нижний предел горения в сторону бедных смесей, не влияя практически на эффективность установки.

Принципиальная схема МГТЭУ с внешним подогревом компонентов и однозонной КС представлена на рис. 1.

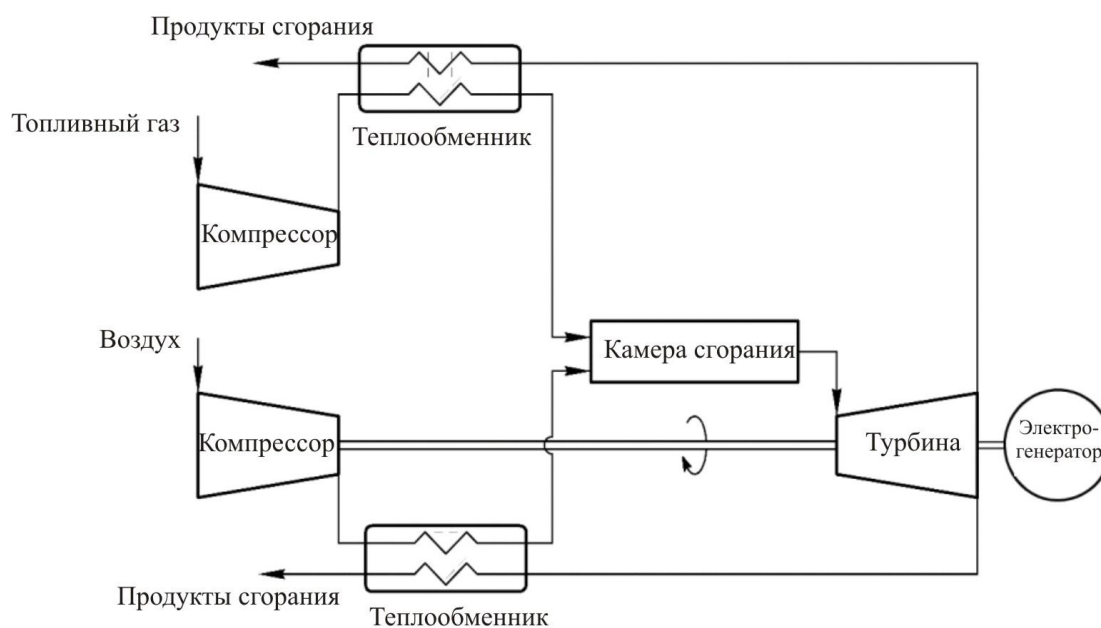


Рис. 1. Принципиальная схема МГТЭУ с внешним подогревом компонентов

Коэффициент избытка воздуха на нижнем пределе

$$\alpha_H = \frac{1}{K_{m0}} \cdot \frac{\rho_{ок}}{\rho_{гор}} \cdot \frac{100 - L_H}{L_H}, \quad (1)$$

где L_H – нижний предел горения топливного газа, об. %; K_{m0} – массовое стехиометрическое соотношение компонентов.

Значения плотности окислителя и горючего определяются по уравнениям

$$\rho_{ок} = \frac{P_{вх}}{R_{ок} T_{ок}^{вх}};$$

$$\rho_{гор} = \frac{P_{вх}}{R_{гор} T_{гор}^{вх}};$$

где $P_{вх}$ – давление компонентов на входе в КС; $R_{ок}$, $R_{гор}$ – газовые постоянные компонентов; $T_{ок}^{вх}$, $T_{гор}^{вх}$ – температура окислителя и горючего газа на входе в КС.

Результаты расчетов α_H по формуле (1) при подогреве компонентов приведены в табл. 1.

На рис. 2 приведены графические зависимости $\alpha_H = f(T_{ок}^{вх}, T_{гор}^{вх})$.

Анализ данных на рис. 2 показывает, что температуры подогрева компонентов по-разному влияют на нижний предел горения. С увеличением $T_{ок}^{вх}$ пределы α_H уменьшаются, а с увеличением $T_{гор}^{вх}$ пределы α_H резко возрастают.

Таблица 1

Нижние пределы горения при подогреве компонентов

α_H					
$T_{ок}^{вх}$, К	$T_{гор}^{вх}$, К				
	288	400	600	800	1000
288	1,988	3,02	5,531	9,425	16,214
400	1,432	2,174	3,983	6,786	11,674
600	0,954	1,45	2,655	4,524	7,783
800	0,716	1,087	1,991	3,393	5,837
1000	0,573	0,87	1,593	2,714	4,67

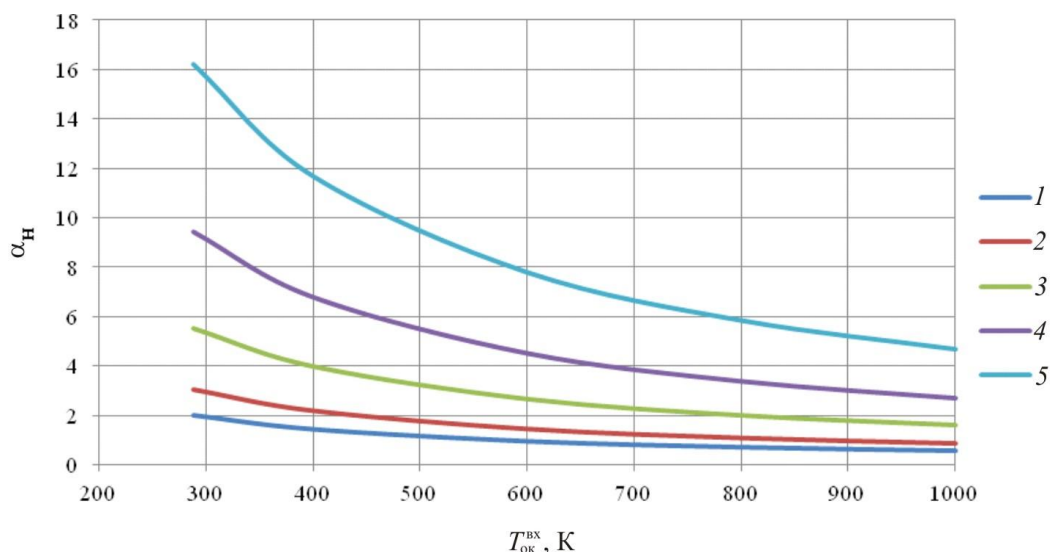


Рис. 2. Нижние пределы горения при подогреве компонентов:
 1 – $T_{гор}^{BX} = 288 \text{ K}$; 2 – $T_{гор}^{BX} = 400 \text{ K}$; 3 – $T_{гор}^{BX} = 600 \text{ K}$; 4 – $T_{гор}^{BX} = 800 \text{ K}$; 5 – $T_{гор}^{BX} = 1000 \text{ K}$

Температура ГВС на нижнем пределе горения может быть определена из уравнения теплового баланса для смеси

$$T_{ГВС} = \frac{\alpha_H K_{m0} c_{p,ок} T_{ок}^{BX} + c_{p,гор} T_{гор}^{BX}}{(1 + \alpha_H K_{m0}) c_{p,ГВС}} \quad (2)$$

Удельные теплоемкости воздуха и топливного газа в зависимости от температуры их подачи в КС определяются по линейным зависимостям, полученным методом наименьших квадратов при обработке табличных данных:

$$c_{p,ок} = 0,181T_{ок}^{BX} + 950,6;$$

$$c_{p,гор} = 3,273T_{гор}^{BX} + 1251.$$

Для удобства практических расчетов целесообразно ввести смесевую долю горючего

$$\varphi = \frac{1}{1 + \alpha_H K_{m0}}.$$

Тогда удельная теплоемкость ГВС может быть определена по формуле

$$c_{p,ГВС} = \varphi c_{p,гор} + (1 - \varphi) c_{p,ок}.$$

Результаты расчета $T_{ГВС}$ при разных температурах подогрева компонентов по формуле (2) представлены в табл. 2.

Анализ данных табл. 2 показывает, что температура ГВС практически не зависит от температуры подачи горючего, а в основном определяется температурой подачи окислителя.

Из уравнения энергетического баланса, записанного для КС, можно определить температуру продуктов сгорания на нижнем пределе горения:

Таблица 2

Температура ГВС при подогреве компонентов

		$T_{ГВС}, \text{ K}$				
		$T_{гор}^{BX}, \text{ K}$				
$T_{ок}^{BX}, \text{ K}$		288	400	600	800	1000
288		288,0	293,247	298,172	299,904	299,335
400		391,	400	408,772	412,556	412,93
600		565,0	582,329	600	608,968	612,368
800		728,4	755,553	784,213	800	807,902
1000		882,9	921,198	962,422	986,35	1000

$$T_{\text{ПС}} = \frac{\alpha_{\text{H}} K_{m0} c_{\text{рок}} T_{\text{ок}}^{\text{ВХ}} + c_{\text{гор}} T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} + \text{Hи}\eta_r}{(1 + \alpha_{\text{H}} K_{m0}) c_{\text{рПС}}}, \quad (3)$$

где Hи , η_r – теплопроизводительность и полнота сгорания топливного газа.

Удельная теплоемкость ПС на нижнем пределе горения может быть определена по квадратичной зависимости, полученной по результатам термодинамического расчета горения:

$$c_{\text{рПС}} = 6\alpha_{\text{H}}^2 - 61,1\alpha_{\text{H}} + 1356,6.$$

Результаты расчета $T_{\text{ПС}}$ по формуле (3) при разных температурах подогрева компонентов представлены в табл. 3.

На рис. 3 представлены графические зависимости

$$T_{\text{ПС}} = f(T_{\text{ок}}^{\text{ВХ}}, T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}}).$$

Таблица 3

Температура ПС на нижнем пределе горения

$T_{\text{ПС}}, \text{K}$					
$T_{\text{ок}}^{\text{ВХ}}, \text{K}$	$T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}}, \text{K}$				
	288	400	600	800	1000
288	1343	1001	678,4	461,6	246,5
400	1740	1359	940,1	696,3	460,2
600	2453	1983	1385	1071	825,7
800	3176	2599	1824	1427	1159
1000	3923	3207	2264	1782	1477

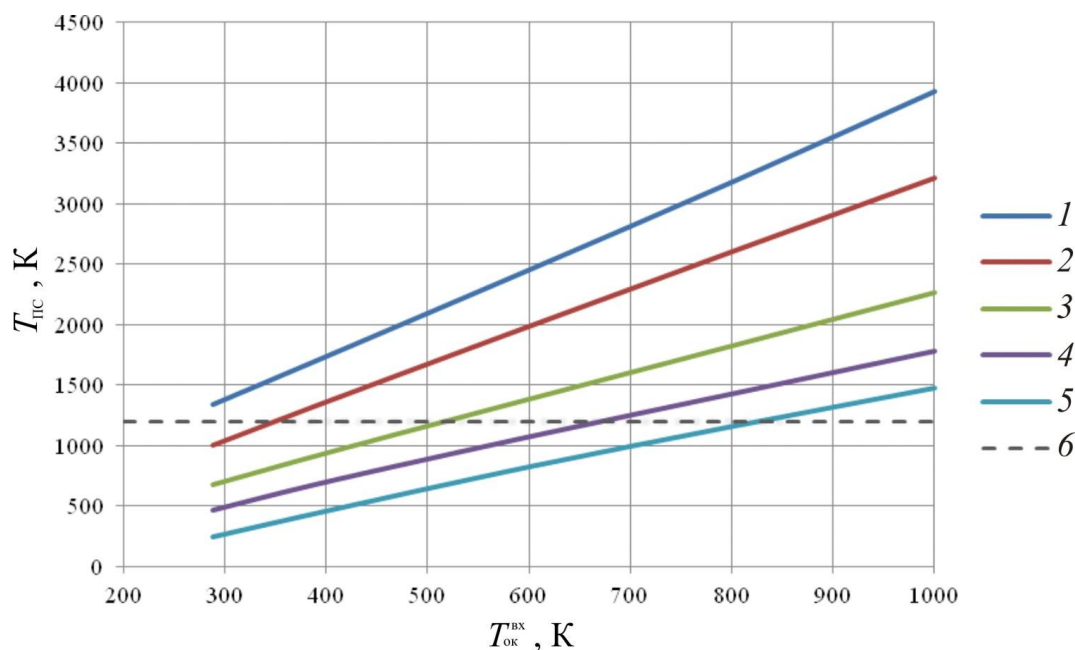


Рис. 3. Область низкотемпературного горения МГТЭУ: 1 – $T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} = 288 \text{ K}$; 2 – $T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} = 400 \text{ K}$;

3 – $T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} = 600 \text{ K}$; 4 – $T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} = 800 \text{ K}$; 5 – $T_{\text{гор}}^{\text{ВХ}} = 1000 \text{ K}$; 6 – $T_{\text{т}}^{\text{ВХ}} = 1200 \text{ K}$

В МГТЭУ с неохлаждаемыми турбинами целесообразно выбирать температуру рабочего тела на входе в турбину $T_{\text{вх}}^{\text{т}} \leq 1200 \text{ K}$ [8] для сохранения работоспособности неохлаждаемых элементов конструкции и увеличения ре-

сурса работы энергоустановки в целом. По заштрихованной области на рис. 3 можно определять требуемые значения температуры компонентов на входе в КС для обеспечения заданной температуры на входе в турбину.

Среднерасходная скорость ГВС вдоль КС

$$W_{\text{ГВС}} = \frac{4(\dot{m}_{\text{ок}} + \dot{m}_{\text{гор}})}{\rho_{\text{ГВС}} \pi d_{\text{к}}^2},$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр КС.

Расходы рабочего тела $\dot{m}_{\text{газ}}$ через турбину, окислителя $\dot{m}_{\text{ок}}$ и горючего $\dot{m}_{\text{гор}}$ через КС определяются по следующим соотношениям:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{газ}} &= \frac{N_{\text{пол}}}{L_{\text{эф}}}; \\ \dot{m}_{\text{ок}} &= \alpha K_{m0} \dot{m}_{\text{гор}}; \\ \dot{m}_{\text{гор}} &= \frac{\dot{m}_{\text{газ}}}{1 + \alpha K_{M0}}, \end{aligned}$$

где $N_{\text{пол}}$, $L_{\text{эф}}$ – полезная мощность и эффективная работа МГТЭУ.

Плотность ГВС определяется по уравнению состояния

$$\rho_{\text{ГВС}} = \frac{P_{\text{к}}}{R_{\text{ГВС}} T_{\text{ГВС}}}.$$

Газовая постоянная ГВС

$$R_{\text{ГВС}} = \frac{P_0}{M_{\text{ГВС}}},$$

где R_0 – универсальная газовая постоянная.

Молярная масса ГВС

$$M_{\text{ГВС}} = \varphi M_{\text{гор}} + (1 - \varphi) M_{\text{ок}}.$$

Нормальная скорость горения при стехиометрическом соотношении компонентов и произвольной температуре ГВС определяется по эмпирическому соотношению, предложенному в работе [11]:

$$U_{n0} = 0,502 \cdot 10^{-5} \frac{K_{m0}}{14,7} T_{\text{ГВС}}^2,$$

где K_{m0} – стехиометрическое соотношение между воздухом и топливным газом.

Нормальную скорость горения с учетом давления в КС и состава ГВС вблизи нижнего предела предлагается определять по зависимости

$$U_n = U_{n0} \left(\frac{P_{\text{к}}}{P_0} \right)^{-0,2} \frac{\alpha_{\text{н}} - \alpha}{\alpha_{\text{н}} - 1},$$

где P_0 – стандартное давление; $P_{\text{к}}$ – давление в КС; α – действительный коэффициент избытка воздуха в КС.

Турбулентная скорость горения определялась по эмпирическому соотношению, предложенному в работе [11], которое учитывает турбулентность газового потока и дополнительно автотурбулилизацию от пламени:

$$U_t = \theta U_n + W_{\text{ГВС}} \varepsilon,$$

где степень подогрева газа в КС равна $\theta = T_{\text{ПС}} / T_{\text{ГВС}}$.

Интенсивность турбулентности ε , по данным экспериментальных исследований [10], для камер сгорания без завихрителя

$$\varepsilon = 0,03 \dots 0,05.$$

Скорость продуктов сгорания на выходе из КС

$$W_{\text{ПС}} = \frac{4(\dot{m}_{\text{ок}} + \dot{m}_{\text{гор}})}{\rho_{\text{ПС}} \pi d_{\text{к}}^2},$$

где $\rho_{\text{ПС}}$ – плотность продуктов сгорания.

Анализ устойчивости турбулентного горения в КС МГТЭУ

Устойчивое положение турбулентного пламени в КС МГТЭУ в сильной степени зависит от соотношения среднерасходной скорости ГВС и скорости турбулентного горения. При подогреве топливного газа нижний предел горения сильно смещается в область больших значений α . Сильно обедненная смесь предполагает увеличение расхода воздуха, что может привести к нарушению устойчивости пламени в КС заданной геометрии.

В однозонной КС тепловое состояние компонентов на входе в КС и их суммарный расход определяют расходную скорость ГВС через поперечное сечение камеры. Соотношение среднерасходной скорости ГВС и скорости турбулентного горения зависит от множества факторов, главными из которых являются: полезная мощность МГТЭУ, диаметр КС, температуры окислителя и горючего на входе в КС, давление в КС, коэффициент избытка воздуха, степень подогрева и интенсивность турбулентности газа в КС.

Обработка экспериментальных данных, представленных в работе [10], которые получены при горении углеводородных топлив, позволила построить экспериментальную зависимость $W_{\text{ГВС}} / U_t = f(W_{\text{ГВС}})$ на устойчивом режиме пламени, показанную на рис. 4.

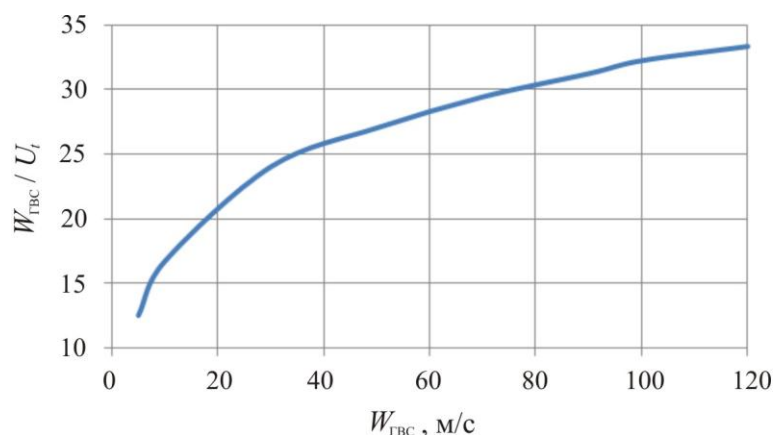


Рис. 4. Экспериментальная зависимость $W_{ГВС} / U_t$ от среднерасходной скорости потока

Анализ экспериментальных данных, использованных при получении кривой на рис. 4, позволяет сделать вывод, что устойчивое горение углеводородных топлив в горелках атмосферного типа происходит при значениях относительной расходонапряженности $g_k = (0,3...3,5)10^{-4}$ кг/(с·Н).

С целью изучения условий обеспечения устойчивого пламени и определения значений относительной расходонапряженности в КС МГТЭУ было проведено численное моделирование низкотемпературного бедного горения топливной композиции «метан + воздух» с использованием программного комплекса Flow Vision и пульсационной модели горения [12]. Теплогазодинамические параметры при реализации численной модели с внешним подогревом компонентов до 800 К представлены в табл. 4.

На рис. 5 представлено распределение интенсивности пламени возле смесительной головки при низкотемпературном бедном горении.

Анализ полей интенсивности горения на рис. 5 показал, что при относительной расходонапряженности $g_k = 0,7 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) пламя имеет стабильное положение около смесительной головки. При температуре горения 1200 К конструктивные элементы КС не нуждаются в охлаждении. Температура внутри форсунок меньше, чем температура воспламенения, равная 923 К, поэтому горение внутри форсунок отсутствует.

В табл. 5 представлены теплогазодинамические параметры при использовании численной модели с внешним подогревом воздуха до 600 К и топливного газа до 800 К.

Таблица 4

Теплогазодинамические параметры при численном моделировании низкотемпературного бедного горения (с внешним подогревом компонентов до 800 К)

Параметр	Величина	Размерность
Диаметр КС	0,140	м
Давление в КС	300 000	Па
Интенсивность пламени	29–70	кг/(с·м ³)
Температура воздуха на входе в КС	800	К
Температура топливного газа на входе в КС	800	К
Коэффициент избытка воздуха	3,0	–
Температура на выходе из КС	1200	К
Скорость газа на выходе из КС	98,7	м/с
Относительная расходонапряженность	$0,7 \cdot 10^{-4}$	кг/(с·Н)

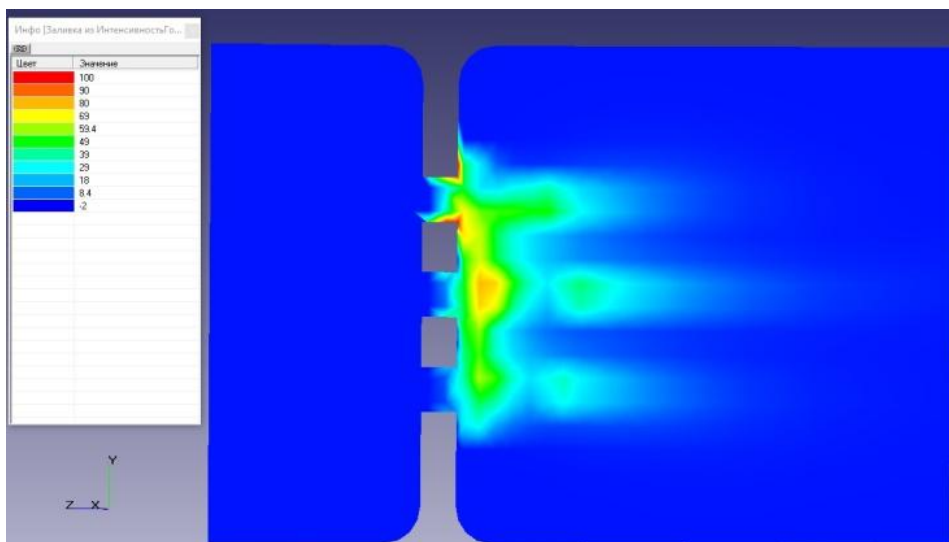


Рис. 5. Положение фронта пламени при низкотемпературном бедном горении с внешним подогревом компонентов до 800 К

На рис. 6 представлено распределение интенсивности пламени возле смесительной головки при низкотемпературном бедном го-

рении при внешнем подогреве компонентов воздуха до 600 К и топливного газа до 800 К.

Таблица 5

Теплогазодинамические параметры при численном моделировании низкотемпературного бедного горения (с внешним подогревом воздуха до 600 К и топливного газа до 800 К)

Параметр	Величина	Размерность
Диаметр КС	0,140	м
Давление в КС	250 000	Па
Интенсивность пламени	20,4–34,5	кг/(с·м ³)
Температура воздуха на входе в КС	600	К
Температура топливного газа на входе в КС	800	К
Коэффициент избытка воздуха	3,0	–
Температура на выходе из КС	984	К
Скорость газа на выходе из КС	84,5	м/с
Относительная расходонапряженность	$0,8 \cdot 10^{-4}$	кг/(с·Н)

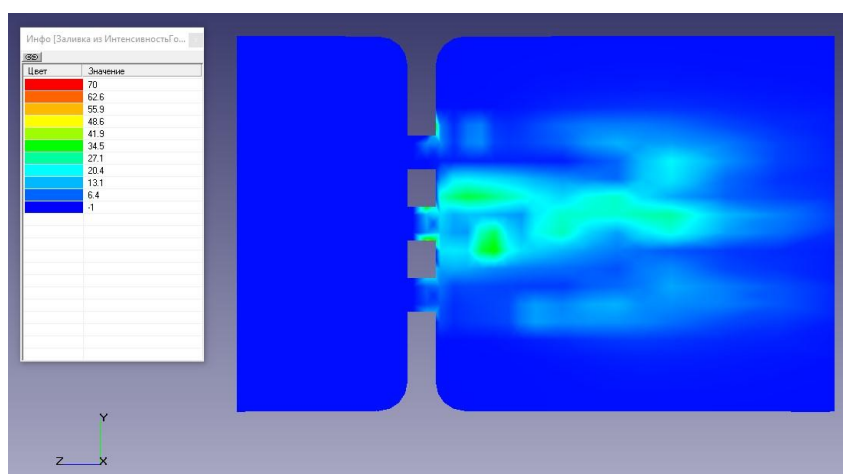


Рис. 6. Положение фронта пламени при низкотемпературном бедном горении с внешним подогревом воздуха до 600 К и топливного газа до 800 К

Параметры теплового состояния компонентов и газового потока

№ п/п	$T_{ок}^{вх}, K$	$T_{гор}^{вх}, K$	$T_{ГВС}, K$	α	$T_{пс}, K$	θ	$U_{н0}, \frac{м}{с}$
1	400	600	411,481	3	1116	2,712	0,995
2	500	800	515,376	4	1042	2,021	1,56
3	600	800	610,084	4	1136	1,862	2,186
4	700	1000	711,730	6	1045	1,468	2,975
5	800	1000	808,366	5,5	1187	1,468	3,838

Анализ полей интенсивности горения на рис. 6 показал, что при относительной расходонапряженности $g_k = 0,8 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) пламя имеет стабильное положение возле смесительной головки, но не заходит внутрь форсунок. При температуре горения 984 К конструктивные элементы КС не нуждаются в охлаждении.

По приведенной выше газодинамической модели получены условия устойчивого положения пламени для МГТЭУ со значениями мощности 100 и 300 кВт, при использовании турбокомпрессора со степенью сжатия 3,0, при реализации низкотемпературного бедного горения с внешним подогревом компонентов.

В табл. 6 приведены значения температуры ГВС $T_{ГВС}$, выбранного коэффициента избытка воздуха α , температуры продуктов сгорания на выходе из камеры $T_{пс}$, степени подогрева газа в камере θ и значения нормальной скорости горения $U_{н0}$ при различных температурах компонентов на входе в камеру сгорания, общие для рассмотренного мощностного ряда МГТЭУ.

Перечисленные параметры являются рабочими характеристиками камеры, выбраны в соответствии с графическими зависимостями на рис. 2, 3 и не зависят от мощностного ряда энергоустановок.

Газодинамические параметры при низком температурном бедном горении получены для МГТЭУ со значениями мощности 100 и 300 кВт с использованием турбокомпрессора, степень сжатия которого равна 3,0.

При расчетно-экспериментальных исследованиях горения в потоке обычно рассматривают скорости ГВС на режимах проскока и срыва пламени в зависимости от коэффициента избытка воздуха [13] или корреляционные зависимости с использованием критерия Дамклера [14, 15]. В данной работе области срыва, устойчивого положения и проскока пламени рассматриваются в зависимости от температуры подогрева компонентов и коэффициента избытка воздуха.

В табл. 7 приведены газодинамические параметры ГВС, скорости нормального и турбулентного горения для энергоустановки мощностью 100 кВт для двух режимов работы КС.

На рис. 7 для МГТЭУ-100 приведены графические зависимости и показаны области срыва, устойчивого положения и проскока пламени.

При использовании одного и того же турбокомпрессора расходные характеристики МГТЭУ, следовательно, характеристики газового потока и турбулентного горения зависят от мощности МГТЭУ.

В табл. 8 приведены газодинамические параметры ГВС, скорости нормального и турбулентного горения для энергоустановки мощностью 300 кВт для двух режимов работы КС.

На рис. 8 для МГТЭУ-300 приведены графические зависимости и показаны области срыва, устойчивого положения и проскока пламени.

Таблица 7

Характеристики газового потока и горения в КС МГТЭУ-100
(для энергоустановки мощностью 100 кВт)

Полезная мощность $N = 100$ кВт; степень сжатия $\varepsilon = 3,0$;
давление в КС $P_k = 297\ 000$ Па; расход газа через турбину $\dot{m}_{\text{газ}} = 0,709$ кг/с

$T_{\text{ГВС}}, \text{ К}$	$U_n, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$g_k = 2,5 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) $d_k = 0,110$ м			$g_k = 0,8 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) $d_k = 0,195$ м		
		$U_t, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$W_{\text{ГВС}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{W_{\text{ГВС}}}{U_t}$	$U_t, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$W_{\text{ГВС}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{W_{\text{ГВС}}}{U_t}$
411,481	0,264	2,210	29,873	13,514	1,192	9,506	7,974
515,376	0,406	2,688	37,337	13,890	1,415	11,881	8,396
610,084	0,262	2,698	44,198	16,381	1,191	14,064	11,804
711,730	0,284	2,990	51,452	17,211	1,236	16,373	13,251
808,366	0,216	3,240	58,461	18,045	1,247	18,603	14,920

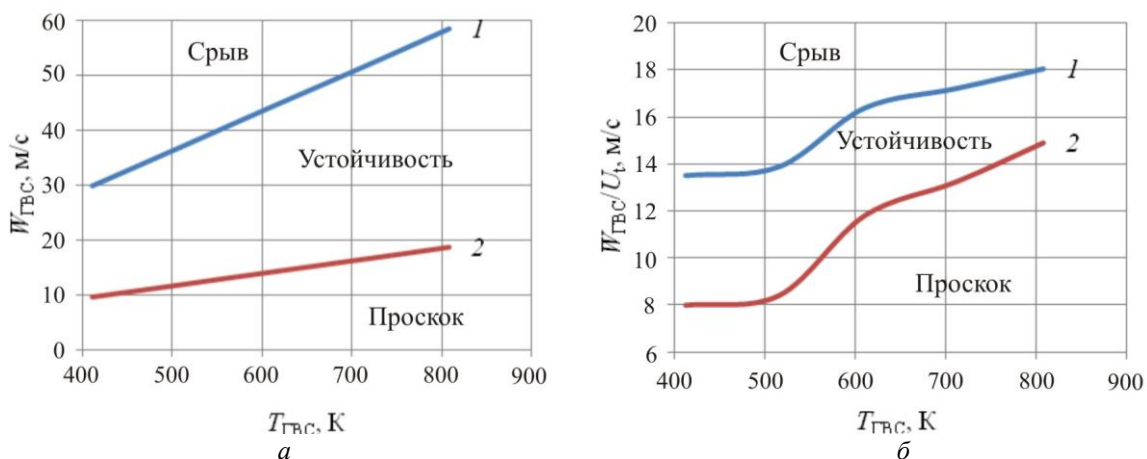


Рис. 7. Области срыва, устойчивого положения и проскока пламени для МГТЭУ-100:

$a - W_{\text{ГВС}} = f(T_{\text{ГВС}})$; $b - W_{\text{ГВС}}/U_t = f(T_{\text{ГВС}})$; 1 - $d_k = 0,110$ м; 2 - $d_k = 0,195$ м

Таблица 8

Характеристики газового потока и горения в КС МГТЭУ-300
(для энергоустановки мощностью 300 кВт)

Полезная мощность $N = 300$ кВт; степень сжатия $\varepsilon = 3,0$;
давление в КС $P_k = 297\ 000$ Па; расход газа через турбину $\dot{m}_{\text{газ}} = 2,126$ кг/с

$T_{\text{ГВС}}, \text{ К}$	$U_n, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$g_k = 2,5 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) $d_k = 0,110$ м			$g_k = 0,8 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·Н) $d_k = 0,338$ м		
		$U_t, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$W_{\text{ГВС}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{W_{\text{ГВС}}}{U_t}$	$U_t, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$W_{\text{ГВС}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{W_{\text{ГВС}}}{U_t}$
411,481	0,264	2,202	29,711	13,49	1,191	9,488	7,965
515,376	0,406	2,652	36,61	13,807	1,406	11,691	8,317
610,084	0,262	2,686	43,958	16,365	1,19	14,037	11,795
711,730	0,284	2,976	51,173	17,197	1,234	16,341	13,242
808,366	0,216	3,224	58,144	18,035	1,245	18,567	14,912

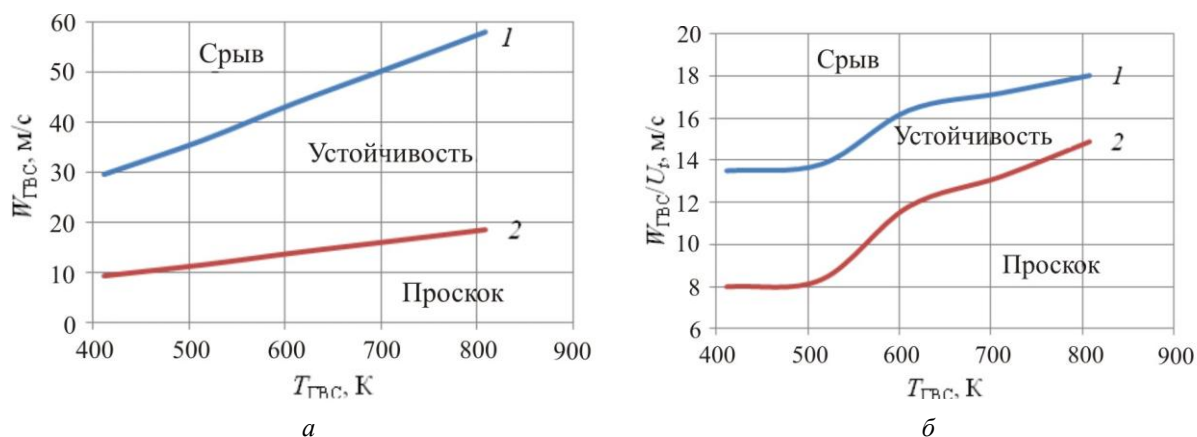


Рис. 8. Области срыва, устойчивого положения и проскока пламени для МГТЭУ-300:

$a - W_{TBC} = f(T_{TBC})$; $b - W_{TBC}/U_t = f(T_{TBC})$; $1 - d_k = 0,191$ м; $2 - d_k = 0,338$ м

Сравнение расчетных данных для мощностного ряда МГТЭУ показывает, что при разных режимах работы, но при одинаковых значениях относительной расходонапряженности области срыва, устойчивого положения и проскока пламени совпадают.

Заключение

Таким образом, проведенные исследования позволяют сформулировать следующие выводы:

1. Показано влияние подогрева внешних компонентов на нижний предел низкотемпературного бедного горения.
2. Определены области устойчивого низкотемпературного бедного горения по температуре рабочего тела на входе в турбину и коэффициенту избытка воздуха на выходе из КС.

3. Предложено использовать обобщенную характеристику «относительная расходонапряженность» для определения условий стабильного положения пламени.

4. Проведена обработка опубликованных экспериментальных данных и численное моделирование низкотемпературного бедного горения с внешним подогревом компонентов с целью определения диапазона значений относительной расходонапряженности.

5. Показана методика определения геометрических размеров однозонной неохлаждаемой КС при организации низкотемпературного бедного горения с внешним подогревом компонентов для мощностного ряда МГТЭУ.

Библиографический список

1. Новые подходы к созданию низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ / В.С. Арутюнов, В.М. Шмелев, А.Н. Рахметов, О.В. Шаповалова, А.А. Захаров, А.А. Рощин // Альтернативная энергетика и экология: междунар. науч. журн. – 2013. – № 6–2 (128). – С. 105–120.
2. Организация низкотемпературного бедного горения утилизируемого газа / Н.Л. Бачев, А.А. Шилова, О.О. Матюнин, Р.В. Бульбович // Проблемы региональной энергетики. – 2020. – № 3 (47). – С. 56–68.
3. Gibbon H.J., Wainwright J., LInRogers R. Experimental determination of flammability limits of solvents at elevated temperatures and pressures // Institution of Chemical Engineers Symposium Series. – 1994. – Vol. 134. – P. 1–12.
4. Экспериментальное исследование расширения бедного предела горения метана с помощью внешних воздействий на физико-химические процессы в зоне прогрева пламени / П.А. Гусев, С.М. Фролов, О.Г. Скрипник, А.С. Штейнберг, А.А. Берлин // Горение и взрыв. – 2009. – Вып. 2. – С. 7–11.
5. Чепель В.М., Шур И.А. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. – Л.: Недра. Ленингр. отд-ние, 1969. – 478 с.
6. Расширение пределов горения в пористой горелке с помощью внешнего подогрева / Ал.Ал. Берлин, А.С. Штейнберг, С.М. Фролов, А.А. Беляев, В.С. Посвянский, В.Я. Басевич // Доклады Академии наук. – 2006. – Т. 406, № 6. – С. 1–6.

7. Влияние состава и параметров подачи нефтяного газа на пределы горения в утилизационной камере сгорания / А.А. Шилова, Р.В. Бульбович, Н.Л. Бачев, О.О. Матюнин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2020. – № 60. – С. 64–71.
8. Шилова А.А., Бачев Н.Л., Матюнин О.О. Универсальная камера сгорания для утилизации разнородных по составу и теплопроизводительности нефтяных газов // Проблемы региональной энергетики. – 2021. – № 1 (49). – С. 61–72.
9. Мингазов Б.Г. Внутрикамерные процессы и автоматизированная доводка камер сгорания ГТД. – Казань, 2000. – 168 с.
10. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей / Б.В. Раушенбах, С.А. Белый, И.В. Беспалов, В.Я. Бородачев, М.С. Волынский, А.Г. Прудников. – М.: Машиностроение, 1964. – 526 с.
11. Хаблус Ахмед Абдулмагид Махди. Исследование турбулентного горения применительно к камерам сгорания ГТД: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / Казан. гос. техн. ун-т им. А.Н. Туполева. – Казань, 2006. – 122 с.
12. FlowVision. Версия 2.5. Руководство пользователя. – М.: ТЕСИС, 2008. – 285 с.
13. Системы автономного резервного газоснабжения: справ. рук-во / под ред. А. Шнайдера; ООО «Химгазкомплект». – СПб., 2009. – 262 с.
14. Saediamiria M., Birouka M., Kozinskib J.A. / Flame stability limits of low swirl burner – Effect of fuel composition and burner geometry // Fuel. – 15 November 2017. – Vol. 208. – P. 410–422.
15. Leung T., Wierzba I. The effect of hydrogen addition on biogas non-premixed jet flame stability in a co-flowing air stream // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Vol. 33(14). – P. 3856–3862.

References

1. Arutyunov V.S., Shmelev V.M., Rakhmetov A.N., Shapovalova O.V., Zakharov A.A., Roshchin A.A. Novyye podkhody k sozdaniyu nizkoemissionnykh kamer sgoraniya GTU [New approaches to the creation of low-emission combustion chambers for gas turbines]. Mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal Alternativnaya energetika i ekologiya, 2013, № 6-2 (128), pp. 105-120.
2. Bachev N.L., Shilova A.A., Matyunin O.O., Bulbovich R.V. Organizatsiya nizkotemperaturnogo bednogo gorennya utiliziruyemogo gaza [Computational and Experimental Studies into Concentration Limits of Associated Petroleum Gas Combustion]. Problemele energeticii regionale, 2020, № 3 (47), pp. 56-68.
3. Gibbon H.J., Wainwright J., Rogers R.L. Experimental determination of flammability limits of solvents at elevated temperatures and pressures. In Institution of Chemical Engineers Symposium Series, 1994, vol. 134, pp. 1-12.
4. Gusev P.A., Frolov S.M., Skripnik O.G., Shteynberg A.S., Berlin A.A. Eksperimentalnoye issledovaniye rasshireniya bednogo predela gorennya metana s pomoshchyu vneshnikh vozdeystviy na fiziko-khimicheskiye protsessy v zone progreva plameni [Experimental study of the expansion of the lean limit of combustion of methane with the help of external influences on the physicochemical processes in the heating zone of the flame]. Goreniye i vzryv, 2009, No. 2, pp. 7-11.
5. V.M. Chepel', I.A. Shur. Szhiganiye gazov v topkakh kotlov i pechey i obsluzhivaniye gazovogo khozyaystva predpriyatii [Combustion of gases in the furnaces of boilers and furnaces and maintenance of the gas facilities of enterprises]. Leningrad: Nedra. Leningr. otd-niye, 1969, 478 p.
6. Berlin Al. Al., Shteynberg A.S., Frolov S.M., Belyayev A.A., Posvyanskiy V.S., Basevich V.Ya. Rasshireniye predelov gorennya v poristoy gorelke s pomoshch'yu vneshnego podogreva [Expansion of the limits of combustion in a porous burner with the help of external heating]. Doklady Akademii nauk, 2006, vol. 406, No. 6, pp. 1-6.
7. A.A. Shilova, R.V. Bul'bovich, N.L. Bachev, O.O. Matyunin. Vliyaniye sostava i parametrov podachi neftyanogo gaza na predely gorennya v utilizatsionnoy kamere sgoraniya [Influence of the composition and parameters of oil gas supply on the combustion limits in the combustion chamber]. Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika, 2020, vol. 60, pp. 64-71.
8. Shilova A.A., Bachev N.L., Matyunin O.O. Universal'naya kamera sgoraniya dlya utilizatsii raznorodnykh po sostavu i teploproduktivnosti neftyanykh gazov [Universal combustion chamber for utilization of petroleum gases of different composition and heat output]. Problemele energeticii regionale, 2021, № 1 (49), pp. 61-72.
9. Mingazov B.G. Vnutrikamernyye protsessy i avtomatizirovannaya dovodka kamer sgoraniya GTD [Intra-chamber processes and automated fine-tuning of gas turbine engine combustion chambers]. Kazan, 2000, 168 p.

10. Rauschenbach B.V., Bely S.A., Bepalov I.V., Borodachev V.Ya., Volynsky M.S., Prudnikov A.G. Fizicheskiye osnovy rabocheho protsessa v kamerakh sgoraniya vozdušno-reaktivnykh dvigateley [Physical foundations of the working process in combustion chambers of air-jet engines] Moskva, 1964, 526 p.

11. Khablus Akhmed Abdulmagid Makhdi. Issledovaniye turbulentnogo goreniya primenitel'no k kameram sgoraniya GTD [Investigation of turbulent combustion as applied to the combustion chambers of a gas turbine engine]. Ph.D. thesis. Kazan, 2006, 122 p.

12. FlowVision. Versiya 2.5. Rukovodstvo pol'zovatelya [FlowVision. Version 2.5. User guide]. Moscow, 2008, 285 p.

13. A. Schneider. Sistemy avtonomnogo rezervnogo gazosnabzheniya: Spravochnoye rukovodstvo [Autonomous backup gas supply systems: Reference manual]. S.-Peterburg: Izd-vo OOO «Khimgazkomplekt», 2009, 262 p.

14. Flame stability limits of low swirl burner – Effect of fuel composition and burner geometry. M. Saediamiria, M. Birouka, J.A. Kozinskib, Fuel, Volume 208, 15 November 2017, 410-422 p.

15. Leung T., Wierzba I. The effect of hydrogen addition on biogas non-premixed jet flame stability in a co-flowing air stream. International Journal of Hydrogen Energy, 2008, vol. 33(14), pp. 3856-3862.

Об авторе

Шилова Алена Алексеевна (Пермь, Россия) – аспирант кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ФГАОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29; e-mail: alyona1203@gmail.com).

About the author

Alyona A. Shilova (Perm, Russian Federation) – PhD Student of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: alyona1203@gmail.com).

Получено 30.05.2021