

ОПТИМИЗАЦИЯ И ДОВОДКА МАЛОТОКСИЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВНУТРИКАМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ

Горновский А.С., Валеев А.Г., Косач Л.А., к.т.н. Костюков А.В.
Московский политехнический университет, Москва, Россия,
Kostukov123@yandex.ru

В последние годы наблюдается тенденция к увеличению спроса на микротурбины. Зона применения микротурбины очень широка. Это гибридные силовые установки для транспорта и специализированной техники, а также энергетические установки для обеспечения электричеством домов, поселков, предприятий. При разработке перспективных газотурбинных установок необходимо учитывать достаточно высокие требования к экономическим и эксплуатационным показателям. Для улучшения показателей микротурбин необходимо проводить оптимизационные и доводочные работы основных элементов. В частности для уменьшения эмиссии вредных веществ необходимо разрабатывать малотоксичные камеры сгорания. В данной работе приводятся результаты оптимизации и доводки малотоксичной камеры сгорания с применением численного моделирования внутрикамерных процессов. Описываются применяемые модели течения, горения, радиации, эмиссии NOx. Приведены основные параметры расчетной сетки, построенной на j часть полной размерной камеры сгорания. Сформулированы граничные условия необходимые для постановки математического моделирования течения и процессов горения. Представлены результаты сравнения исходной и оптимизированной геометрии камеры сгорания в виде картин распределения температур, скоростей, полного давления в завихрителе, распределения массовой фракции оксидов азота NOx. По результатам оптимизационных расчетов можно сделать вывод, что относительно небольшие изменения размеров, формы и количества отверстий вторичного воздуха, формы и размеров жаровой трубы, диаметра лопаточного завихрителя, а также формы и размеров жиклеров газовой форсунки оказывают существенное влияние на такие показатели рабочего процесса, как: форма, объем и расположение зоны горения; расположение и интенсивность зоны смешения, что как следствие сильно влияет на интегральные параметры камеры сгорания.

Ключевые слова: малотоксичная камера сгорания, обогащено-обедненное горение, поле температур, выбросы вредных веществ

Введение

Роль распределенной энергетики в развитии экономики страны на фоне проблем энергетики является большой и в последнее время становится все заметнее. Будущее развития энергетической отрасли в России все чаще связывают с распределенной малой энергетикой. В качестве перспективных энергоустановок для малой распределенной энергетики рассматриваются работающие на дешевом топливе, природном газе, энергоустановки на базе газотурбинных установок малой мощности (микротурбин) [1]. Спрос на микротурбины в течение последних 5 лет растет ежегодно на 20...30%.

В настоящее время спектр применения микротурбины очень широк. Это энергетические установки для обеспечения электричеством домов, поселков, предприятий, супермаркетов,

больниц и других, а также гибридные силовые установки для транспорта и специализированной техники.

При разработке перспективных газотурбинных установок (ГТУ) необходимо учитывать достаточно жесткие требования к экономическим и эксплуатационным показателям, разрабатываемые ГТУ, должны иметь минимальные выбросы вредных веществ (оксидов азота, продуктов неполного сгорания).

Для уменьшения эмиссии вредных веществ необходимо разрабатывать малотоксичные камеры сгорания (КС). Конструкция камер сгорания должна удовлетворять следующим основным требованиям:

- процесс горения должен быть устойчивым;

- величина коэффициента полноты сгорания топлива должна составлять не менее 0,90...0,98;
- гидравлические потери должны быть не более 5...8%;
- обеспечивать равномерность и стабильность полей температур, скоростей и давлений газа на выходе из КС.

Цель исследования

Целью данной работы являлась оптимизация и доводка разрабатываемой малотоксичной камеры сгорания с применением численного моделирования внутрикамерных процессов.

Материалы, методы исследования и их обсуждение

Для оптимизации и доводки геометрии КС необходимо провести трехмерное численное моделирование процессов течения и горения в проточной части устройства. Расчеты включают в себя несколько этапов, таких как подготовка расчетной модели, выбор физических моделей и ГУ, непосредственно расчеты и анализ результатов.

В камере сгорания моделировалось стационарное, вязкое, турбулентное, неизотермическое, реагирующее и излучающее течение сжимаемой смеси газов (воздуха и метана) при высокой температуре.

Были приняты следующие основные допущения:

- теплообмен между элементами конструкции КС, а также КС и окружающей средой не учитывается (адиабатическая постановка);
- задержка самовоспламенения не учитывается;
- процесс зажигания топлива не моделируется.

Принятые допущения позволяют моделировать стационарный рабочий процесс КС для оценки ее основных параметров и уточнения размеров.

Модель течения

Течения в камере сгорания отличаются высокой сложностью. Это связано с наличием в потоке возвратных течений, а также зон взаимодействия основного потока с пристеночным слоем и стенкой КС.

В качестве основного подхода для описания подобных течений используются методы вы-

числительной гидродинамики (CFD), основанные на численном решении пространственных и нестационарных уравнений Навье-Стокса.

Уравнения Навье-Стокса включают в себя уравнения неразрывности, движения, энергии и диффузии. Если в потоке происходят химические реакции, то задача усложняется введением уравнений модели протекания данных реакций.

Аналитическое решение уравнений Навье-Стокса невозможно, в частности, в случае турбулентных течений из-за их нестационарного и случайного характера, поэтому в инженерных расчетах используется подход, предложенный Осборном Рейнольдсом, в котором мгновенные значения параметров потока представляются в виде суммы осредненной величины и ее пульсационной составляющей.

Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes) [2] имеют вид:

$$\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_i} = 0;$$
$$\rho \left[\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial \tau} + \frac{\partial (\overline{U}_i \cdot \overline{U}_j)}{\partial x_j} \right] = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_i} - \rho \overline{U'_j U'_i} \right] + \rho J_i;$$
$$\rho C_p \left[\frac{\partial \overline{T}}{\partial \tau} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{U'_j T'} \right] + q_v.$$

Данная система уравнений содержит девять неизвестных членов (шесть членов вида – $\rho \overline{U'_j U'_i}$ и три члена вида – $\rho C_p \overline{U'_j T'}$).

Уравнения Рейнольдса описывают осредненное по времени течение жидкости, их особенность состоит в том, что в них появились новые неизвестные функции (тензор турбулентных напряжений трения или тензор рейнольдсовых напряжений), и система уравнений оказывается незамкнутой. Чтобы вычислить эти члены требуются дополнительные уравнения, которые называются моделью турбулентности.

Существуют различные модели турбулентности, отличающиеся друг от друга уровнем сложности описания турбулентных течений. Поэтому ключевым вопросом является поиск компромисса между физической адекватностью модели и приемлемым для практического применения уровнем ее сложности.

Так как для успешного моделирования рабочих процессов в КС необходимо рассчитывать как пристеночные течения, так и течение

в ядре потока, и, согласно результатам [2], в настоящей работе выбор был сделан в пользу модели турбулентности SST, которая является некой гибридной моделью турбулентности, основанной на использовании в пристенной области $k-\omega$ модели, а в ядре потока – $k-\varepsilon$ модели. Такой комбинированный подход заключается в преобразовании уравнений $k-\varepsilon$ модели к $k-\omega$ формулировке с помощью стыковочной функции $1 - F_1$. $F_1 = 1$ вблизи поверхности и $F_1 = 0$ за пределами пограничного слоя.

Модель радиации

Для моделирования радиационного излучения использовалась модель P1.

Спектральный тепловой поток излучения:

$$q_{rv} = \frac{1}{3(K_{av} - K_{sv}) - AK_{sv}} \nabla G_v,$$

где K_{av} – коэффициент поглощения; K_{sv} – коэффициент рассеяния; A – линейный коэффициент анизотропии; G_v – случайное излучение, рассчитываемое по уравнению:

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{3(K_{av} - K_{sv}) - AK_{sv}} \nabla G_v \right) = K_{av} (G_v - 4E_{bv}),$$

где E_{bv} – энергетический спектр излучения абсолютно черного тела.

Модель горения

Для моделирования диффузионного турбулентного горения использовалась Flamelet модель [3–7]. Массовые концентрации компонентов определялись с помощью flamelet библиотек по рассчитанной доле смеси (\tilde{Z}), вариации доли смеси (\tilde{Z}'') и скалярной скорости диссипации ($\tilde{\chi}_{st}$):

$$\tilde{Y}_i = \tilde{Y}_i(\tilde{Z}, \tilde{Z}'', \tilde{\chi}_{st}).$$

Уравнение для доли смеси:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j\tilde{Z})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\bar{\mu} + \frac{\mu_t}{\sigma_Z} \right) \frac{\partial \tilde{Z}''}{\partial x_j} \right\}.$$

Уравнение для вариации доли смеси:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z}''^2)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j\tilde{Z}''^2)}{\partial x_j} = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\bar{\mu} + \frac{\mu_t}{\sigma_{Z''^2}} \right) \frac{\partial \tilde{Z}''^2}{\partial x_j} \right\} + 2 \frac{\mu_t}{\sigma_Z} \left(\frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right)^2 - \bar{\rho}\tilde{\chi}. \end{aligned}$$

Скалярная скорость диссипации:

$$\tilde{\chi} = C_\chi \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \tilde{Z}''^2.$$

Горение рассчитывается с использованием большого количества промежуточных реакций и веществ (55 реакций и 17 веществ), не моделируя многоступенчатые реакции непосредственно. Такая возможность реализована за счет использования создаваемых предварительно таблиц параметров реакций и использования их в расчете с помощью функции плотности вероятности.

Модель эмиссии NO

Формирование оксидов азота моделируется двухступенчатой реакцией, включающей в себя реакцию образования термических NO и реакцию образования быстрых NO [3], [8].

Для моделирования термических NO используется механизм Зельдовича. Производство NO вычисляется по уравнению:

$$S_{NO,thermal} = 2W_{NO}k_{thermal}[O][N_2],$$

где W_{NO} – молекулярная масса NO; $[O]$ и $[N_2]$ – молярные концентрации; $k_{thermal}$ – скорость реакции.

Быстрые NO:

$$S_{NO,prompt} = 2W_{NO}k_{prompt}[O_2]^{1/2}[N_2][Fuel] \left[\frac{W}{\rho} \right]^{3/2}.$$

При использовании модели *Flamelet* не требуется дополнительных допущений для расчета концентрации радикала $[O]$, т.к. является результатом расчета.

Построение расчетной модели и сетки КС

Для численного исследования процессов горения использовалась секторная расчетная область, представляющая собой $1/4$ часть полномерной КС.

На основе геометрии была построена расчетная сетка для дискретизации модели. Гибридная сетка состоит из 4,7 млн тетраэдрических и призматических элементов с локальным загущением в зонах высоких градиентов переменных и пристеночных областях для разрешения течения в пограничном слое. Тетраэдрическая топология сетки была выбрана из-за возможности автоматического постро-

ения, что позволяет провести ряд вариантных расчетов для оптимизации геометрии.

Количество и размер элементов в призматических слоях был подобран для надлежащего разрешения пограничного слоя: 15 ячеек по толщине пограничного слоя, безразмерная пристеночная координата Y_{plus} не превышает 2.5, что удовлетворяет требованиям использованной модели турбулентности (SST) [9].

Граничные условия (ГУ), результаты расчетов и их анализ

В качестве ГУ использовались основные параметры КС, полученные в результате расчета ГТД мощностью 50 кВт.

Вход:

- полное давление 282100 Па;
- полная температура воздуха 977 К.

Выход:

- расход воздуха через КС: 0,4245365 кг/с.

Топливо:

- расход метана: 0,0025365 кг/с;
- полная температура метана: 293 К.

Стенки:

- адиабатические ГУ.

Результаты сравнения исходной и оптимизированной геометрии КС в виде картин рас-

пределения температур, скоростей, полного давления в завихрителе, распределения массовой фракции оксидов азота NO_x представлены на рис. 1–4.

Как видно из рис. 1, в окончательном варианте за счет комбинированной доводки конструктивных элементов основное (обогащенное) сгорание топлива локализовано более в начальной части, далее после зоны интенсивного смешения происходит обедненное догорание и выравнивание температуры.

Температурная неравномерность на выходе из КС количественно оценивалась по взвешенному по массе стандартному отклонению от среднемассовой температуры.

Такой способ оценки неравномерности поля часто используется при анализе расчетов [10] и позволяет оценить неравномерность отклонения температуры от средней температуры на выходе.

Неравномерность температур для исходного варианта составила 50 К, а для доработанного варианта 27 К.

На рис. 2 видно, что в полученном в результате доработки потока рециркуляционная зона обогащенного горения локализована в удалении от стенок, что способствует более

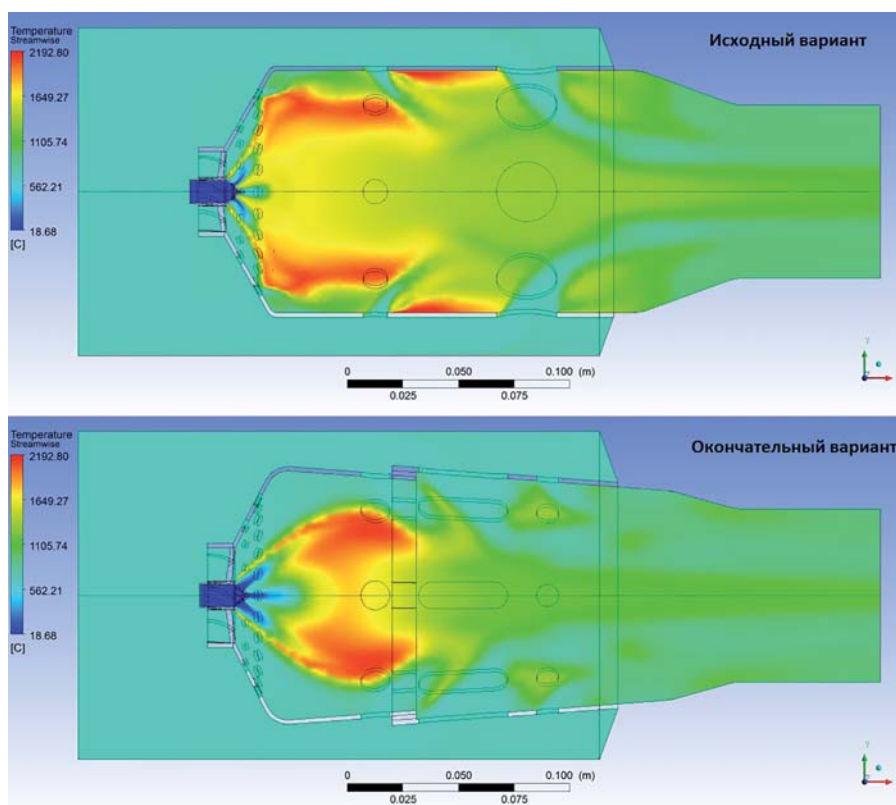


Рис. 1. Поле температуры

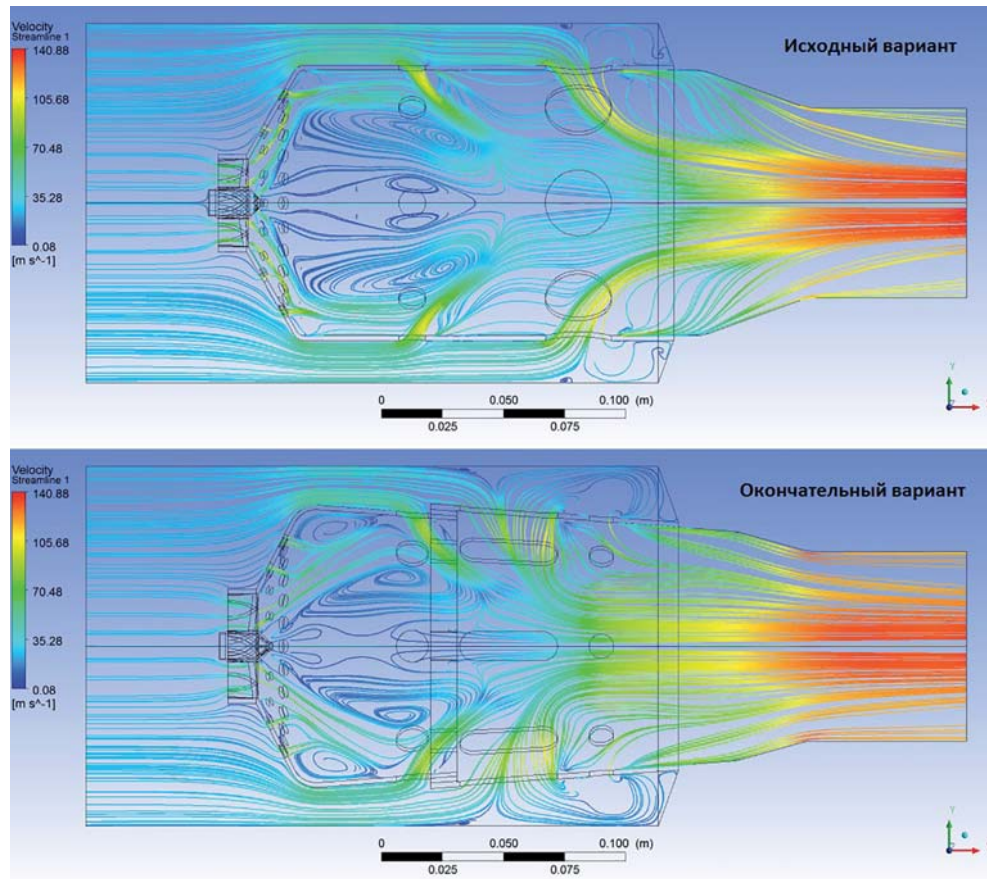


Рис. 2. Поле скоростей

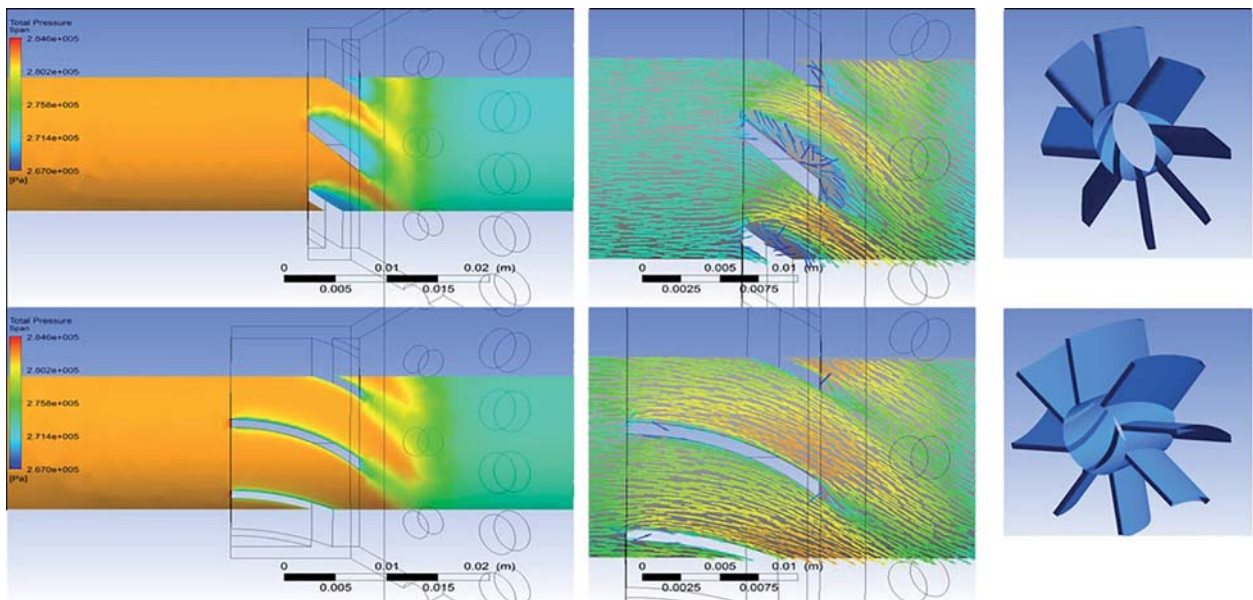


Рис. 3. Поле полного давления в завихрителе

благоприятному температурному режиму конструкции. Также важно отметить, что в окончательном варианте обеспечивается большая глубина проникновения струй вторичного воздуха, что вместе с дополнительным последним рядом отверстий обеспечивает более интенсивное смещение и выравнивает поле скорости

на входе, что способствует выравниванию поля температуры на выходе.

В процессе расчетов было выявлено, что падение полного давления на лопаточном завихрителе может составлять до 40% от всех потерь давления в КС. Учитывая также то, что от выходного угла лопаток завихрителя

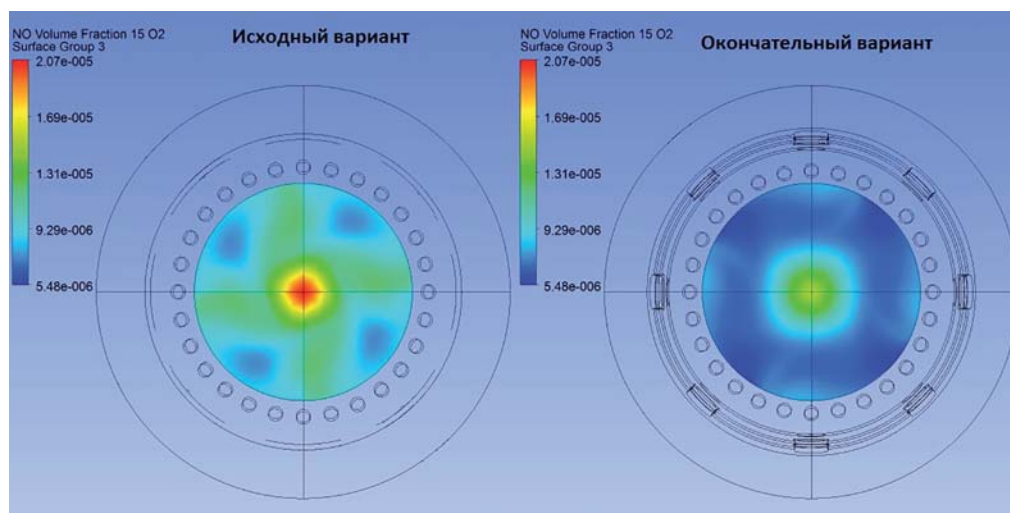


Рис. 4. Поле распределения NOx на выходе

зависят размер и скорость зоны интенсивного смешения, было принято решение выполнить лопатки завихрителя профилированными. Лопатки профилировались по дуге окружности исходя из оптимального выходного угла и гидравлического сопротивления.

В профилированном лопаточном завихрителе отсутствуют отрывы потока в межлопаточных каналах, что способствует снижению потери давления в устройстве. Потери в оптимизированной КС составили 1,2%.

Для получения стандартизованной оценки количества выбросов массовая фракция, полученная в результате расчета, пересчитывалась в эмиссию NO при 15% содержании кислорода в выхлопе по методике [11].

Эмиссию NO также удалось снизить в результате проведенной доводки геометрии. Для исходного варианта геометрии эмиссия NO составила 10,5 ppm, для доработанного варианта 7,6 ppm, что удовлетворяет предъявляемым требованиям к КС.

Заключение

В ходе оптимизационных расчетов в основном менялись размеры, форма и количество отверстий вторичного воздуха, форма и размеры жаровой трубы, диаметр лопаточного завихрителя, а также форма и размеры жиклеров газовой форсунки. Также было организовано заградительное охлаждение жаровой трубы.

Критерием оценки качества полученных результатов являлись требования к КС, описанные во введении, и получаемый рабочий процесс в КС. Расчеты показали, что относительно небольшое изменение комплекса вы-

шеперечисленных конструктивных элементов оказывает существенное влияние на такие показатели рабочего процесса, как форма, объем и расположение зоны горения; расположение и интенсивность зоны смешения, что, как следствие, сильно влияет на интегральные параметры, что особенно существенно при достаточно жестких требованиях, предъявляемых к КС.

Литература

1. Косач Л.А., Горновский А.С., Костюков А.В. Многоцелевые высокоэффективные микротурбины // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4(22). Т. 1. С. 36–41.
2. Горновский А.С., Валесев А.Г. Численное моделирование горения метана // Научград. Научно-публицистический журнал. 2015. № 3(5). С. 56–62.
3. ANSYS CFX Documentation. Режим доступа: http://users.encs.concordia.ca/home/m/m_mamu/ANSYS%20CFX%20documentation/cfx_intr.pdf. (Дата обращения 21.07.2017).
4. Poinot T., Veynante D. Theoretical and numerical combustion. Erdwards, 2005. 540 p.
5. Muller C.M., Breitbach H., Peters N. Partially premixed turbulent flame propagation in jet flames. 25th Symposium (International) on combustion. The combustion institute, 1994. Режим доступа: <http://www.ansys.com/-/media/Ansys/corporate/resourcelibrary/conference-paper/2004-Int-ANSYS-Conf-202.PDF>. (Дата обращения 21.07.2017).
6. Pitsch H., Chen M., Peters N. Unsteady flamelet modeling of turbulent hydrogen-air diffusion flames. 27th Symposium (International) on combustion. The combustion institute, 1998.
7. Pitsch H., Peters N. A consistent flamelet formulation for non-premixed combustion consider-

- ing differential diffusion effects. *Combustion and flame*, 1998, pp. 1057-1064. doi:10.1016/S0082-0784(98)80506-7.
8. Warnatz J., Mass U., Dibble R.W. *Combustion*. Springer-Verlag, 1996, pp.219–221.
 9. Оран Э., Борис Дж. Численное моделирование реагирующих потоков. Москва. Мир, 1990. 660 с.
 10. Булысова Л.А. Использование программного комплекса FlowVision при доводке конструкции малотоксичной камеры сгорания. Всероссийский теплотехнический институт. Москва, 2014.
 11. ГОСТ Р ИСО 11042-1-2001. Установки газотурбинные. Методы определения выбросов вредных веществ. М.: Изд-во стандартов, 2002. 29 с.

References

1. Kosach L.A., Gornovskiy A.S., Kostyukov A.V. Multi-purpose high-performance microturbines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. No 4(22). Vol. 1, pp. 36–41 (in Russ.).
2. Gornovskiy A.S., Valeev A.G. Numerical modeling of methane combustion. *Naukograd. Nauchno-publitsisticheskiy zhurnal*. 2015. No 3(5), pp. 56–62 (in Russ.).
3. ANSYS CFX Documentation. URL: http://users.ensc.concordia.ca/home/m/m_mamu/ANSYS%20CFX%20documentation/cfx_intr.pdf. (Data obrashcheniya 21.07.2017).
4. Poinot T., Veynante D. *Theoretical and numerical combustion*. Erdwards, 2005. 540 p.
5. Muller C.M., Breitbach H., Peters N. Partially premixed turbulent flame propagation in jet flames. 25th Symposium (International) on combustion. The combustion institute, 1994. Rezhim dostupa: <http://www.ansys.com/-/media/Ansys/corporate/resourcelibrary/conference-paper/2004-Int-ANSYS-Conf-202.PDF>. (Data obrashcheniya 21.07.2017).
6. Pitsch H., Chen M., Peters N. Unsteady flamelet modeling of turbulent hydrogen-air diffusion flames. 27th Symposium (International) on combustion. The combustion institute, 1998.
7. Pitsch H., Peters N. A consistent flamelet formulation for non-premixed combustion considering differential diffusion effects. *Combustion and flame*, 1998, pp. 1057-1064. doi:10.1016/S0082-0784(98)80506-7.
8. Warnatz J., Mass U., Dibble R.W. *Combustion*. Springer-Verlag, 1996, pp.219–221.
9. Oran E., Boris Dzh. *Chislennoe modelirovanie reagiruyushchikh potokov* [Numerical simulation of reactive flows]. Moscow. Mir Publ., 1990. 660 p.
10. Bulysova L.A. *Ispol'zovanie programmogo kompleksa FlowVision pri dovodke konstruktzii malotoksichnoy kamery sgoraniya* [Using the FlowVision software package to fine-tune the design of a low-toxic combustion chamber]. Vserossiyskiy teplotekhnicheskiy institut. Moscow, 2014.
11. *GOST R ISO 11042-1-2001. Ustanovki gazoturbinnye*. Metody opredeleniya vybrosov vrednykh veshchestv. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2002. 29 p.

OPTIMIZATION AND DEBUGGING OF A LOW-TOXIC COMBUSTION CHAMBER WITH THE USE OF NUMERICAL MODELING OF INTRACHAMBER PROCESSES

A.S. Gornovskiy, A.G. Valeev, L.A. Kosach, Ph.D. A.V. Kostyukov
 Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, Kostukov123@yandex.ru

In recent years, there has been a trend towards an increase in demand for microturbines. The microturbine application area is very wide. These are hybrid power plants for transport and specialized equipment, as well as power plants for providing electricity to homes, towns, businesses. When developing advanced gas turbine units, it is necessary to take into account sufficiently high requirements for economic and operational indicators. To improve the performance of microturbines, it is necessary to optimize and refine the basic elements. In particular, to reduce the emission of harmful substances, it is necessary to develop low-toxic combustion chambers. In this paper, we present the results of optimization and fine-tuning of a low-toxic combustion chamber with the use of numerical modeling of intra-chamber processes. The applied models of flow, combustion, radiation, NOx emission are described. The main parameters of the computational grid built for j of the full-size combustion chamber are given. The boundary conditions necessary for the development of mathematical modeling of the flow and combustion processes are formulated. The results of comparison of the initial and optimized geometry of the combustion chamber in the form of patterns of temperature distribution, velocities, total pressure in the swirler, and the distribution of the mass fraction of nitrogen oxides NOx are presented. According to the results of optimization calculations, it can be concluded that relatively small changes in the size, shape and number of secondary air holes, the shape and dimensions of the flame tube, the diameter of the blade swirler and the shape and size of the nozzles of the gas injector have a significant effect on such indicators of the working process as: form, volume and location of the combustion zone; location and intensity of the mixing zone, which, as a consequence, greatly affects the integral parameters of the combustion chamber.

Keywords: low-toxic combustion chamber, enriched-depleted combustion, temperature field, emissions of harmful substances