

УДК 621.452.3+536.38

ЭМИССИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТЕМПЕРАТУРНАЯ НЕРАВНОМЕРНОСТЬ НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ

© 2013 А.Н. Сабирзянов¹, В.Б. Явкин¹, Ю.Б. Александров¹,
А.Н. Маркушин², А.В. Бакланов²

¹Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А.Н. Туполева (КНИТУ-КАИ)

²ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение»

Проведены расчёты эмиссионных характеристик и температурной неравномерности на выходе камеры сгорания ГТУ в условиях стендовых испытаний. Результаты расчёта сравнивались с экспериментальными данными. Исследовалась адекватность применимости моделей турбулентности и горения. Показано влияние интенсивности деформации очага пламени в модели горения и постоянной закрутки в модели турбулентности RNG $k-\epsilon$ на распределение параметров во внутрикамерном пространстве и эмиссионные характеристики. Показано хорошее совпадение результатов моделирования с экспериментальными данными.

Камера сгорания, моделирование, горение, турбулентность, эмиссионные характеристики.

На этапе проектирования современных камер сгорания ГТУ с заданными эмиссионными характеристиками и неравномерностью температурного поля перед турбиной требуется корректное моделирование всех внутрикамерных процессов.

В настоящее время в области математического моделирования процессов горения и эмиссии токсичных веществ достигнут значительный прогресс. Современные коммерческие пакеты позволяют рассчитывать поля параметров потока и концентрации различных веществ. Разработан ряд эффективных моделей, обеспечивающих возможность проведения расчётов процесса горения с приемлемыми затратами компьютерного времени. Однако моделирование процессов эмиссии токсичных компонентов является сложной задачей, требующей учёта большого количества различных процессов и факторов, и практически при решении каждой конкретной задачи необходима настройка математической модели для учёта особенностей конструкции и режима работы камеры сгорания (КС).

Течение в КС характеризуется большими градиентами параметров, интенсивностью закрутки и высоким уровнем

турбулентности. В этих условиях большое значение приобретает выбор модели турбулентности, поскольку универсальной модели турбулентности не существует. Выбор модели турбулентности зависит от характера турбулентного потока, требуемой точности, доступных вычислительных ресурсов и времени, которое допустимо затратить на решение задачи. Несмотря на значительный прогресс в моделировании крупных вихрей, в практике инженерных расчётов широко используются модели, базирующиеся на осреднённых по Рейнольдсу уравнениях Навье-Стокса (RANS), в частности, моделях семейств $k-\epsilon$ и $k-\omega$.

Целью данной работы являлось исследование применимости моделей горения и турбулентности для адекватного описания внутрикамерных процессов по тракту КС, эмиссионных характеристик и температурной неравномерности на выходе из КС. В качестве критерия пригодности моделей горения и турбулентности для прогнозирования параметров ГТУ использовались экспериментальные данные, полученные для кольцевой КС ГТУ НК-16СТ в условиях стендовых испытаний.

С целью снижения концентрации вредных веществ в выхлопных газах ГТУ

НК-16СТ на ОАО «КМПО» была спроектирована и изготовлена КС с укороченной жаровой трубой (ЖТ), длина которой была сокращена с 0,575 до 0,347 м, и соответственно объём ЖТ уменьшился практически в два раза, что составило порядка 48,5 % от первоначального. Сокращение было произведено за счёт уменьшения количества секций наружного и внутреннего колец ЖТ и длины наружного и внутреннего корпусов камеры. Во фронтальном устройстве вместо серийных диффузорных горелок были установлены конфузорные горелки с увеличенным зазором между форсункой и внутренней поверхностью завихрителя, что позволило расширить площадь проходного сечения на входе в горелку на 16 %.

Испытания КС проводились на автономном стенде, схема которого представлена на рис. 1 [1]. Стенд оборудован необходимыми системами измерения параметров и их регистрации. В состав стенда входил ГТД 1, который служил для подвода сжатого воздуха к испытываемой КС. Двигатель оснащён отборами воздуха 2 от компрессора высокого давления. Воздух через регулирующую заслонку 3 поступал к КС по трубопроводу 4. Расход воздуха измерялся расходомерным устройством 5 (сопло Вентури), температура воздуха контролировалась термопарой. Природный газ к форсункам КС подавался через топливную систему стенда.

В ходе испытаний регистрировалась радиальная и окружная неравномерность температурного поля. Для этого в выходном сечении ЖТ была установлена по-

движная в окружном направлении гребёнка термопар 6 (рис. 2). Регистрация и обработка измерений проводились с применением ЭВМ. При замерах эмиссии токсичных веществ CO и NO_x использовался «одноточечный» газоотборный зонд 7, который размещался на выходе из ЖТ КС 8. Транспортировка пробы продуктов сгорания от зонда до газоанализатора 10 осуществлялась по герметичной магистрали 9 за счёт скоростного напора газового потока на выходе из КС и откачивающего насоса, встроенного в газоанализатор.

Во время испытаний параметры стенда соответствовали номинальному режиму работы КС: температура воздуха на входе в мерный участок 208 °С; скорость воздуха 115 м/с; суммарный коэффициент избытка воздуха $a_z = 5,09$; статическое давление на выходе КС было равно атмосферному.

По результатам испытаний получены следующие данные: концентрация CO – 1231 ppm; NO – 4 ppm; NO_x – 8 ppm; эпюры радиальной и окружной неравномерности температурного поля продуктов сгорания на выходе из ЖТ со средней температурой 1034,93 К.

Все конструктивные особенности КС и условия эксперимента являлись исходными данными для моделирования. Расчётной областью КС служил сегмент 1/32 её части (рис. 3) с одним горелочным устройством и всеми соответствующими отверстиями на стенках ЖТ и смесительными патрубками в зоне смешения.

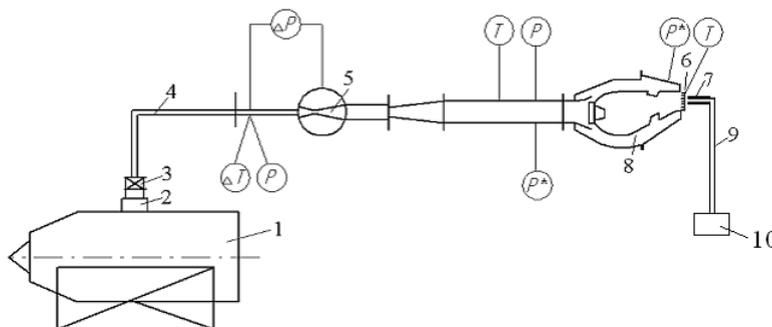


Рис.1. Схема стенда для испытаний КС



Рис.2. Расположение гребёнки термопар

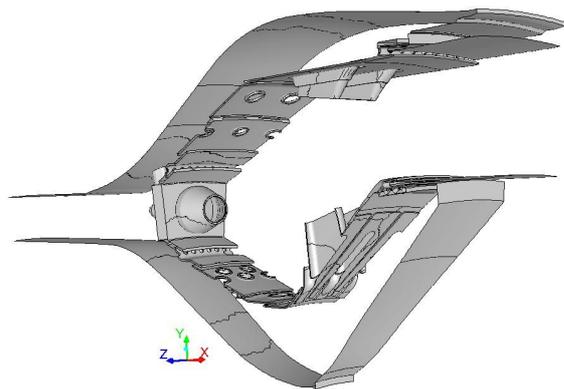


Рис.3. Моделируемый сектор КС

Объём проточной части рассматриваемого сектора покрывался расчётной сеткой, адаптированной к геометрии КС. Сетка содержала порядка 4,76 миллиона элементов и состояла из гексаэдральных, клиновидных, а в более сложных областях, таких как горелочное устройство и примыкающие к ней участки, из тетраэдральных и пирамидальных элементов. Процессы теплообмена с элементами конструкции не рассматривались. На границах сектора, ограничивающих выделенный объём КС от смежных областей, задавались условия периодического подвода, позволяющие воспроизводить закрутку потока лопатками горелочного устройства. В качестве граничных условий на входе в соответствующих сечениях задавался массовый расход воздуха и метана. В условиях стендовых испытаний имело место значительное расстояние от «компрессора» до КС (рис. 1), на чём основано допущение о выравнивании профиля скорости и отсутствии закрутки на входе в КС. На выходе ставилось условие постоянства давления, на стенках – условия прилипания и непротекания.

В качестве моделей турбулентности рассматривались двухпараметрические модели: стандартная $k-\varepsilon$; Realizable $k-\varepsilon$; RNG $k-\varepsilon$; модель Ментора переноса касательных напряжений SST $k-\omega$. В моделях $k-\varepsilon$ использовалась стандартная пристеночная функция. Горение моделировалось с позиции совокупности очагов пламени в турбулентном потоке (*flamlet*) для непе-

ремешанных компонентов. В данной модели горения доля компонента и температура смеси определяются на основании переменной смешения x и интенсивности деформации очага пламени s , представляющей собой скорость скалярной диссипации [2]. В качестве набора химических реакций окисления метана рассматривался механизм Kee (18 компонентов смеси и 58 химических реакций) [3].

Исследования проводились средствами программного продукта *ANSYS-Fluent* в идеальном газом в приближении несжимаемой гомогенной среды в рамках адиабатной стационарной постановки задачи.

При моделировании турбулентного горения при давлении, близком к атмосферному, что соответствует условиям стендовых испытаний, под воздействием турбулентности происходит деформация очага пламени, градиенты концентраций компонентов и температуры увеличиваются. Это обстоятельство требует корректного задания значения величины начальной скорости диссипации s_0 в связи с тем, что в пределе при $s \rightarrow 0$ химическое взаимодействие стремится к равновесию, а с увеличением s неравновесие увеличивается из-за аэродинамического деформирования очага пламени. Соответственно начальная скорость диссипации будет определять характер внутрикамерных процессов, температурное неравновесие и эмиссионные характеристики.

На рис. 4 показано влияние величины начальной скорости диссипации s_0 (число пламен 80, шаг изменения скалярной диссипации 0,5 1/с, время интегрирования соответствует времени пребывания продуктов сгорания в КС) на эмиссионные характеристики – выбросы CO и NO. Концентрации CO и NO здесь и далее определялись осреднением по массовому расходу в выходном сечении КС. Зависимости представлены для модели турбулентности RNG $k-\varepsilon$ с выбранным значением постоянной закрутки $a_s=0,05$. Образование NO рассчитывалось без учёта выгорания углеводородов на основании терми-

ческого механизма Зельдовича и сверхравновесного механизма Фенимора, где определяющая роль принадлежит термическому механизму.

При сопоставлении с экспериментальными данными представленные зависимости свидетельствуют, что величина начальной скорости диссипации не должна превышать значения 3. В этих пределах наблюдается удовлетворительное согласие расчётных и экспериментальных данных по концентрации CO ($C_{CO}=1231 \text{ ppm} = 1539 \text{ мг/м}^3$). Расчётные значения эмиссии NO_x несколько занижены.

Результаты моделирования показали, что модели турбулентности стандартная $k-\varepsilon$, Realizable $k-\varepsilon$ и SST $k-\omega$ с типовым набором модельных констант неверно прогнозируют распределение температур по внутрикамерному пространству ЖТ. Для такого вывода основанием являются, в первую очередь, завышенные значения температур у фронтальной плиты, что не наблюдалось в условиях эксперимента. Высокие температуры обусловлены тем, что данные модели турбулентности прогнозируют сильные зоны обратных токов между фронтальной плитой и горелочным устройством. Ослабить влияние рециркуляционных зон на распределение параметров в зоне горения можно корректным моделированием закрутки потока в горелочном устройстве.

Закрутка потока, организуемая горелочным устройством, является одной из

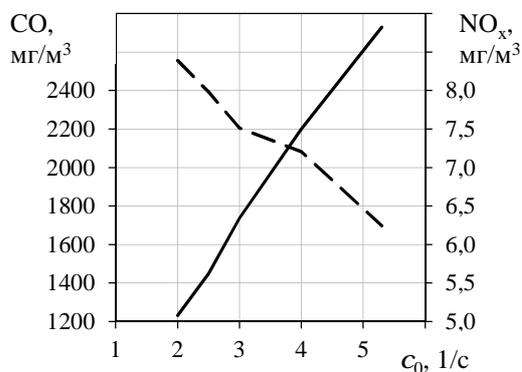


Рис.4. Влияние величины начальной диссипации на эмиссионные характеристики: сплошная кривая – CO; пунктирная – NO

определяющих составляющих в организации процесса горения в КС ГТУ. Закрутка оказывает существенное влияние на параметры турбулентности, в частности, на турбулентную вязкость. Для учёта эффектов закрутки наиболее привлекательной является модель RNG $k-\varepsilon$, в которой турбулентная вязкость имеет функциональную зависимость

$$\mu_t = \mu_{t0} f(a_s, \Omega, k/\varepsilon),$$

где μ_{t0} – значение турбулентной вязкости без учёта эффектов вращения; a_s – постоянная закрутки, которая должна увеличивать своё значение для сильно закрученных потоков.

Влияние величины постоянной закрутки в модели RNG $k-\varepsilon$ на эмиссионные характеристики представлено на рис. 5. Показано, что при $a_s=0,03$ и $\approx 0,08$ для $c_0=3$ расхождение расчётных и экспериментальных данных по концентрации CO не превышает соответственно 1,6 и 3,8 %. Независимо от величины начальной диссипации максимальные значения концентраций CO и NO_x наблюдаются при $a_s=0,05$. Соответственно максимальная температура в выходном сечении КС и в сечении, где устанавливалась гребёнка термопар, получена при значении $a_s=0,05$. При $a_s=0,03$ и $\approx 0,08$ отклонение расчётной температуры, осреднённой по массовому расходу, от экспериментальной не превышало 0,03 %.

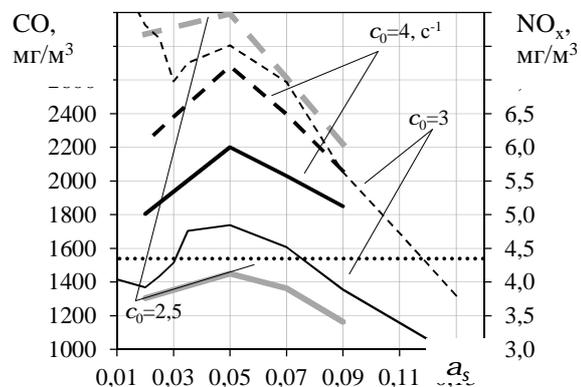


Рис.5. Влияние величины постоянной закрутки в модели RNG $k-\varepsilon$ на эмиссионные характеристики: сплошные кривые – CO; пунктирные – NO; – данные эксперимента по CO

Следует отметить, что при начальной скорости диссипации меньше 3 (рис. 5, в частности при $c_0 = 2,5$), расчётные значения концентрации СО ниже экспериментальных. При интенсивной деформации очага пламени ($c_0 > 3$), что соответствует увеличению неравновесности, для обеспечения соответствия расчётных концентраций по выбросам СО экспериментальным данным требуется значительное увеличение постоянной закрутки потока, что, в свою очередь, приводит к «очаговому» горению во внутрикамерном пространстве.

Влияние постоянной закрутки в модели турбулентности RNG $k-\varepsilon$ при $c_0 = 3$ на температурную неравномерность в со-

поставлении с экспериментальными данными показано на рис. 6. Представленные зависимости отражают тенденцию смещения высокотемпературной области продуктов сгорания от наружного кожуха ЖТ к внутреннему с увеличением постоянной закрутки. Неравномерность температурного поля наблюдается как при низких, так и высоких значениях постоянной закрутки. Наилучшее согласие с окружающими и радиальными эпюрами температурной неравномерности получено при $a_s = 0,03$. Показано, что при большой величине постоянной закрутки ($a_s = 0,13$) температура продуктов сгорания уменьшается.

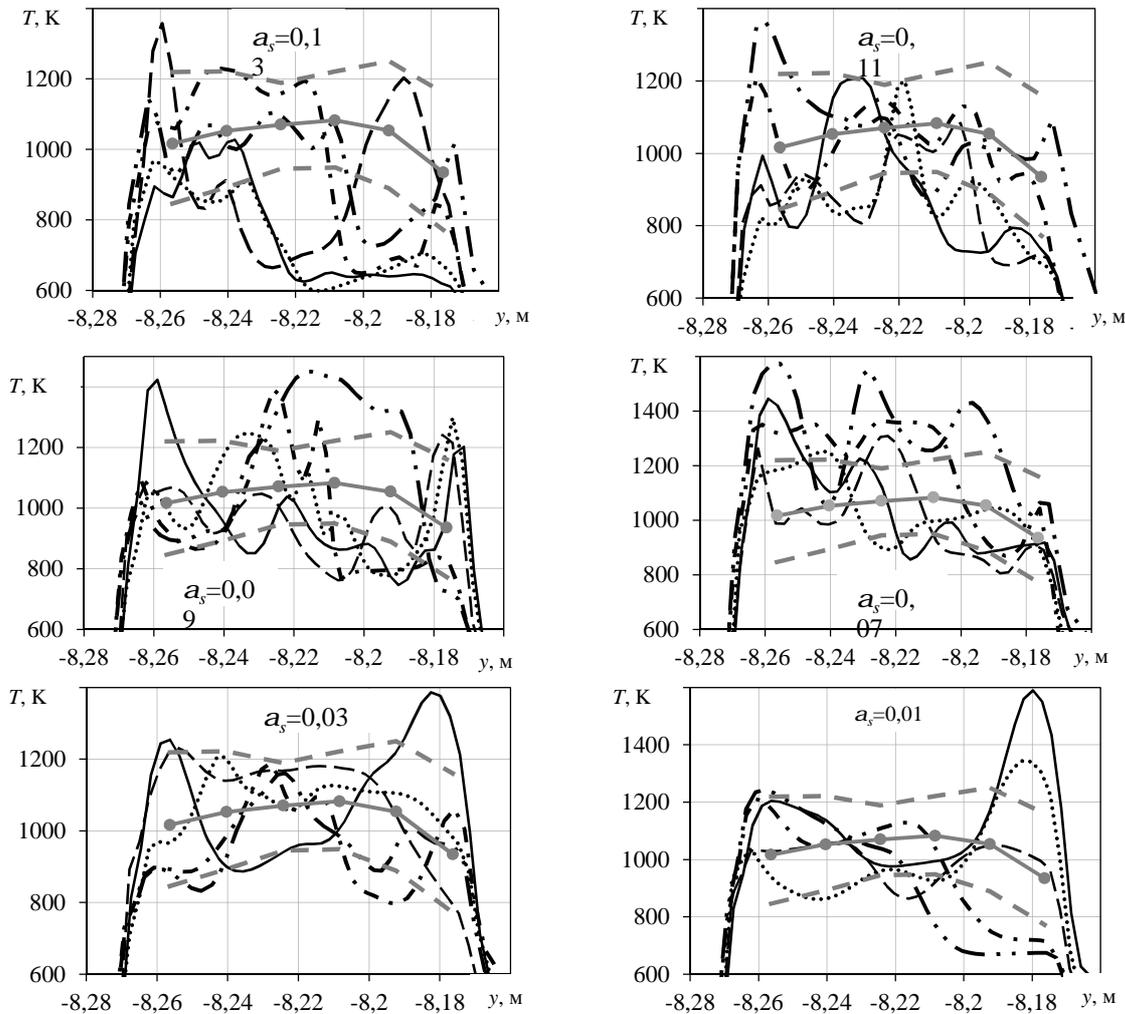


Рис.6. Сопоставление расчётной и экспериментальной температурной неравномерности:

- границы разброса экспериментальных данных распределения температуры;
- осреднённые значения экспериментальных данных окружной и радиальной эпюр распределения температур;
- распределение температуры по линии $z = 0$;
- — $z = 0,02$ м; - - - - $z = -0,02$ м; - . . . - $z = 0,04$ м; — . . — $z = -0,04$ м

На рис. 7 показано температурное поле (RNG $k-\varepsilon$; $c_0 = 3$; $a_s = 0,03$) в сечении расположения гребёнки термопар, где нанесены расчётные линии, вдоль которых на рис. 6 представлены распределения температур (центральная линия соответствует плоскости $z = 0$).

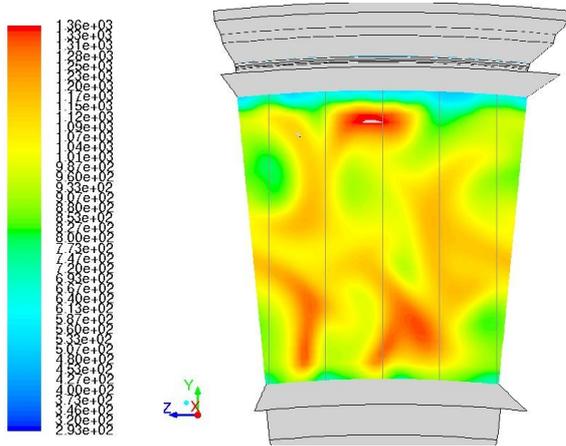


Рис.7. Температурное поле при $c_0 = 3$ и $a_s = 0,03$

Следует добавить, что с увеличением a_s на выходе из КС в продуктах сгорания уменьшается содержание углеводов.

Содержание O_2 изменяется согласно изменению температуры в зависимости от a_s – увеличивается при низких и высоких значениях постоянной закрутки.

Влияние постоянной закрутки на характер температурного поля по пространству ЖТ в плоскости $z = 0$, проходящей через ось горелочного устройства, проиллюстрировано рис. 8. С уменьшением постоянной закрутки исчезают отдельные очаги пламени, усиливается рециркуляционная зона между горелочным устройством и фронтальной плитой, а форма «факела» принимает вытянутый вид. При расчёте по модели RNG $k-\varepsilon$ при $\alpha_s = 0,01$ характер распределения температуры полностью соответствует характеру, полученному по модели турбулентности SST $k-\omega$ (рис. 8).

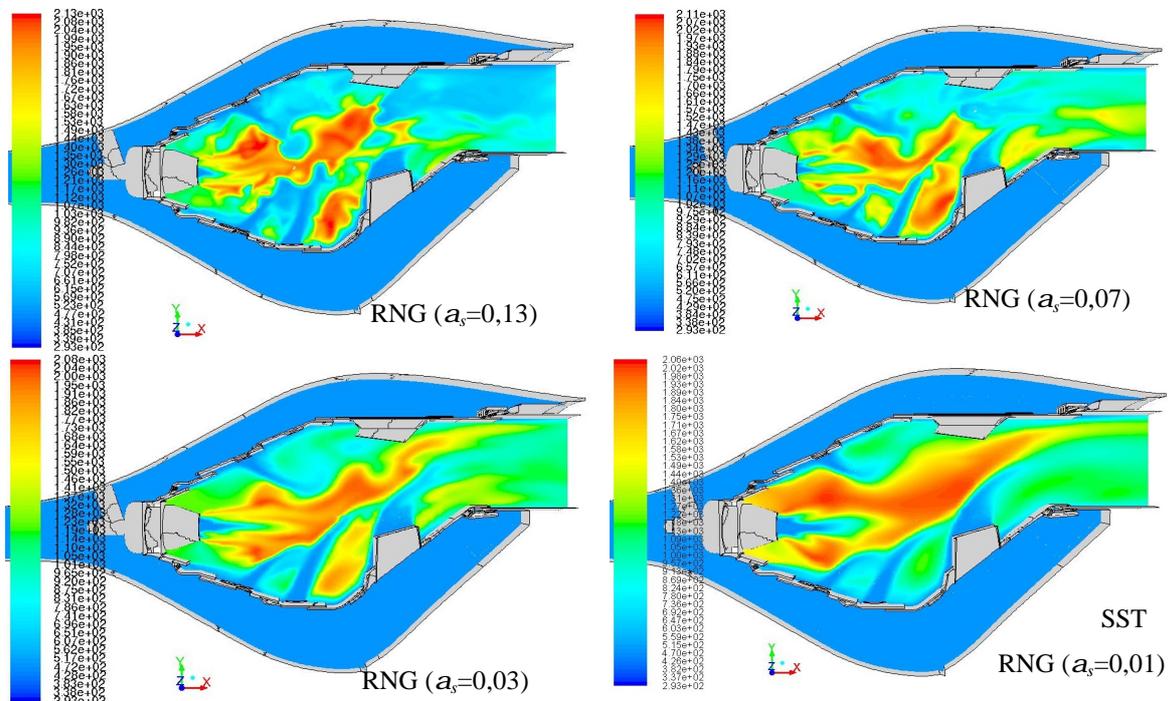


Рис. 8. Сопоставление температурных полей при начальной скорости диссипации $c_0 = 3$ в зависимости от постоянной закрутки

Некоторое отличие расчётных значений эмиссии NO от экспериментальных может быть вызвано тем, что стационарная модель ламинарных очагов пламени в турбулентном потоке ограничивается моделированием относительно быстрых химических реакций. Термическое образование NO является медленным процессом и адекватность его применения по рассчитанным параметрам не вызывает сомнений. По всей вероятности, более корректный расчёт образования NO требует детализации механизма сгорания углеводородов с целью выделения радикалов и уточнения образования «быстрых» NO. Расширение набора химических реакций требует корректировки значения скалярной скорости диссипации, связанной с деформацией очагов пламени, что, в свою очередь, приведёт к изменению концентрации CO. Учёт выгорания углеводородов приводит к существенному уменьшению эмиссии NO.

Проведённые исследования показали, что применение модели турбулентности RNG $k-\varepsilon$ позволяет с достаточной точностью рассчитывать температурную неравномерность на выходе из КС и эмиссионные характеристики. Обеспечить настройку модели RNG $k-\varepsilon$ позволяет постоянная закрутки потока, определяемая конструктивными особенностями горелочного устройства и камеры сгорания ГТУ.

Определяющее влияние на эмиссионные характеристики оказывает величина деформации фронта пламени. При моделировании рабочих процессов в КС при низких давлениях необходимо корректно задавать значение скорости диссипации в модели *flamlet*, что обеспечивает адекватное распределение параметров во внутрикамерном пространстве и соответствующие величины эмиссионных характеристик.

Библиографический список

1. Маркушин, А.Н. Усовершенствование конструкции камер сгорания традиционных схем в целях улучшения экологических показателей ГТД [Текст] / А.Н. Маркушин, В.К. Меркушин, В.М. Бышин [и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника, 2010. – №1. – С. 41-44.
2. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл; пер. с англ. Г.Л. Агафонова; под ред. П.А. Власова. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с.
3. Peeters, T. Numerical Modeling of Turbulence Natural-Gas Diffusion Flames [Text] / T. Peeters, PhD thesis, Delft Technical University, Delft, The Netherlands, 1995, p.263.

EMISSION CHARACTERISTICS AND TEMPERATURE NON-UNIFORMITY AT THE OUTLET OF THE GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER

© 2013 A. N. Sabirzyanov¹, V. B. Yavkin¹, Y. B. Alexandrov¹,
A. N. Markushin², A. V. Baklanov²

¹Kazan National Research Technical University
named after A.N. Tupolev (KNRTU-KAI)

²Joint-Stock Company “Kazan motor production association”

Emission characteristics and temperature non-uniformity at the outlet of a gas turbine engine combustion chamber were simulated in bench test conditions. Simulation results were compared with the experimental data. The adequacy of the applicability of the turbulence and combustion models was investigated. The influence of the deformation intensity of the flame source in the combustion model and the constant swirl in the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model on the distribution of parameters inside the combustion chamber and the emission characteristics is shown. Good agreement of the simulation results and the experimental data is obtained.

Combustion chamber, simulation, burning, turbulence, emission characteristics.

Информация об авторах

Сабирзянов Андрей Наилевич, кандидат технических наук, доцент кафедры специальных двигателей, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева. E-mail: sabirzjanov.sd@kstu-kai.ru. Область научных интересов: термодинамика, горение, кинетика, теплофизические свойства, моделирование, энергосиловые установки.

Явкин Владимир Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры АДиЭУ, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева. E-mail: vb.yavkin@gmail.com. Область научных интересов: термодинамика, горение, газодинамика, турбулентность, моделирование, энергосиловые установки.

Александров Юрий Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры АДиЭУ, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева. E-mail: alexwischen@rambler.ru. Область научных интересов: термодинамика, горение, газодинамика, турбулентность, моделирование, энергосиловые установки.

Маркушин Андрей Николаевич, главный конструктор, Казанское моторостроительное производственное объединение. E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Область научных интересов: разработка и производство газотурбинных двигателей.

Бакланов Андрей Владимирович, ведущий инженер-конструктор отдела главного конструктора, Казанское моторостроительное производственное объединение. E-mail: andreybaklanov@bk.ru. Область научных интересов: проектирование камер сгорания ГТД, горение в турбулентном потоке, моделирование, исследование.

Sabirzjanov Andrey Nailevich, Candidate of Sciences (Engineering), Associate Professor of the Department of Special Engines, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (KNRTU-KAI). E-mail: sabirzjanov.sd@kstu-kai.ru. Area of research: thermodynamics, combustion, kinetics, thermophysical properties, modeling, power plants.

Yavkin Vladimir Borisovich, Candidate of Sciences (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engines and Power Plants, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (KNRTU-KAI). E-mail: vb.yavkin@gmail.com. Area of research: thermodynamics, combustion, gas dynamics, turbulence, modeling, power plants.

Alexandrov Yuri Borisovich, Candidate of Sciences (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engines and Power Plants, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (KNRTU-KAI). E-mail: alexwischen@rambler.ru. Area of research: thermodynamics, combustion, gas dynamics, turbulence, modeling, power plants.

Markushin Andrey Nikolaevich, Chief Designer, Joint-Stock Company "Kazan motor production association". E-mail: AMarkushin@kmpo.ru. Area of research: development and manufacture of gas turbine engines.

Baklanov Andrey Vladimirovich, leading design engineer, Department of the Chief Designer, Joint-Stock Company "Kazan motor production association". E-mail: andreybaklanov@bk.ru. Area of research: designing of GTE combustion chambers, burning in a turbulent flow, modeling.