

УДК 621.438:536.38

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕЧЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНОГО ПОТОКА ГАЗА, ГОРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2002 Ю. Г. Куценко, С. Ф. Онегин

ОАО “Авиадвигатель”, г. Пермь

Рассматривается проблема математического моделирования физико-химических процессов в камере сгорания газотурбинного двигателя. Приведены результаты численного моделирования турбулентного течения и горения смеси газов в камере сгорания, использующей в качестве топлива метан. За расчетную область был взят сектор камеры сгорания в 30° . Моделирование процессов течения многокомпонентного турбулентного газа производилось с применением осредненных уравнений Навье-Стокса, $k - \varepsilon$ модели турбулентности и с применением модели тонкого фронта пламени и механизма Зельдовича для описания процесса горения. Использование данных математических моделей позволило оценить уровень эмиссии NO на выходе из камеры сгорания.

1. Введение

Камера сгорания является критическим узлом газотурбинного двигателя (ГТД), так как она должна надежно работать при высоких температурах, обеспечивать требуемое распределение поля температуры на входе в турбину и пониженный уровень эмиссии в течение всего рабочего цикла. Проектирование камер сгорания ГТД – сложный процесс, который должен включать в себя моделирование процессов горения, газовой динамики и большой объем экспериментальной работы. В течение многих лет камеры сгорания были менее пригодными для теоретических исследований, чем другие компоненты ГТД. Положение улучшилось с появлением компьютеров и с развитием численных методов моделирования турбулентных течений и процессов горения, позволивших вывести теоретические исследования на качественно более высокий уровень.

В данной работе будет рассмотрена методика проведения расчетов камеры сгорания газотурбинного двигателя в полной постановке. Под термином “полная постановка” подразумевается, что для проведения расчета взят сектор трубчато-кольцевой камеры сгорания, включающий в себя диффузор, жаровую трубу, завихритель, внутренний и внешний кольцевые каналы, газосборник.

Нетривиальность проведения расчетов камеры сгорания в полной постановке заключается в:

- 1) трудности построения регулярной блочной сетки внутри камеры сгорания, имеющей сложную геометрическую конфигурацию;
- 2) необходимости учитывать взаимодействие процессов течения многокомпонентного газа, горения, образования NO ;
- 3) больших затратах машинного времени на проведение вычислений.

Расчеты камеры сгорания в полной постановке позволяют:

- 1) оценить аэродинамику камеры сгорания – получить распределение расхода воздуха через завихритель, отверстия в жаровой трубе и систему охлаждения;
- 2) исследовать процесс смешения топлива с окислителем в жаровой трубе камеры сгорания;
- 3) получить данные по эмиссионным характеристикам камеры сгорания и профиль температурного поля на выходе из газосборника;
- 4) на основании анализа полученных данных выработать рекомендации по улучшению характеристик камеры сгорания.

2. Постановка задачи.

Граничные условия

На рис. 1 представлена расчетная модель сектора камеры сгорания в 30°, построенная в газодинамическом пакете CFX-TASCflow™. Размер расчетной сетки, построенной в секторе, более двух миллионов узлов. По бокам сектора заданы условия периодичности. Расчетная сетка состоит из 110 блоков с регулярным расположением узлов. В расчетной модели полностью смоделирован завихритель, в газосборнике учитывается система охлаждения, заданная в виде щелей. Единственным допущением является то, что в данной модели не была учтена система охлаждения стенок жаровой трубы камеры сгорания.

Газодинамические расчеты сектора камеры сгорания были проведены для условий испытательного стенда на трех режимах, дан-

ные для которых представлены в таблице 1. В качестве топлива использовался метан.

3. Математические модели

Для расчета турбулентного течения газов в камере сгорания были применены осредненные уравнения Навье-Стокса – уравнения Рейнольдса [1]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j) = 0, \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''}) \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{h}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \tilde{h} + \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j'' \cdot \tilde{h}'' - k \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_i \cdot \tilde{\tau}_{ij} + \tilde{u}_j'' \cdot \tilde{\tau}_{ij}) \tag{3}$$

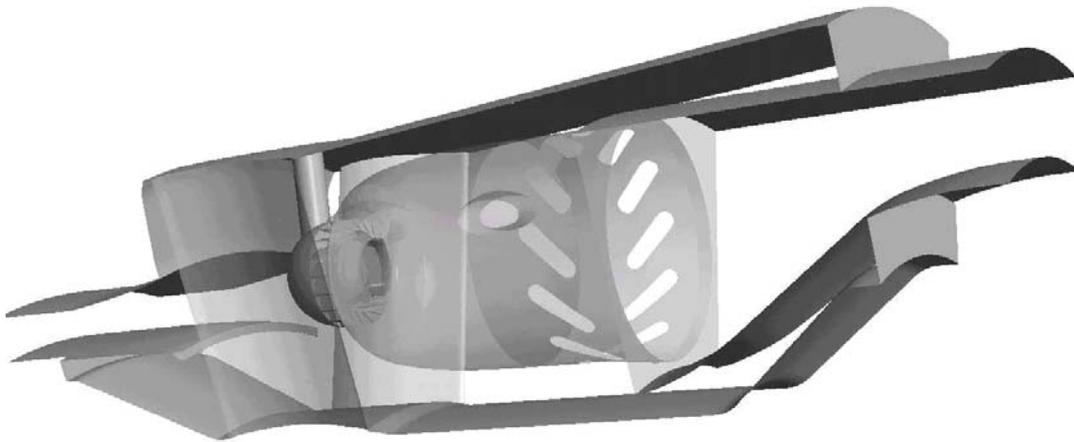


Рис. 1. Модель расчетной области сектора камеры сгорания

Таблица 1. Граничные условия для проведения расчетов

Режим	P_k , кгс/см ²	T_k , К	$G_{возд}$, кг/с	a
1	6,89	624	25,91	4,998
2	7,65	641	28,05	4,571
3	8,22	655	29,66	4,290

где

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right] + \mu \cdot \left[\left(\frac{\partial \tilde{u}_i''}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j''}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_k''}{\partial x_k} \right] \quad (4)$$

Неизвестный член в уравнениях Рейнольдса - тензор рейнольдсовых напряжений - может быть описан с помощью моделей, основанных на гипотезе турбулентной вязкости Буссинеска, связывающих тензор рейнольдсовых напряжений с градиентами осредненного поля скорости [2]:

$$-\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} = \bar{\rho} \cdot \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot \mu_t \cdot \nabla \tilde{V} - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \bar{\rho} \cdot k, \quad (5)$$

где коэффициент пропорциональности

$$\mu_t = C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

есть турбулентная вязкость.

Наиболее широко применяемой моделью такого класса является двухпараметрическая $k - \varepsilon$ модель турбулентности:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \cdot k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - P_k - \bar{\rho} \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_j \cdot \varepsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \cdot \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon_1} \cdot P - f_2 \cdot C_{\varepsilon_2} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) + \bar{\rho} \cdot R, \end{aligned} \quad (8)$$

где источниковый член рассчитывается по формуле

$$P_k = -\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} \cdot \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}, \quad (9)$$

а добавочный член для модификации $k - \varepsilon$ модели турбулентности

$$R = C_{vt} \cdot \frac{\eta^3 \cdot \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{(1 + \beta \cdot \eta^3)} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (10)$$

Для моделирования процесса горения была использована модель тонкого фронта пламени, которая описывает взаимодействие химических процессов с турбулентными в пределе быстрых реакций – при большом значении числа Дамкёлера (число Дамкелера

$Da = \frac{t_f}{t_c}$ – отношение временных масштабов течения и химических реакций). Горение происходит в слое, называемом тонким фронтом пламени.

Если скорость химических реакций достаточно высока и достигает завершения (или равновесия) в момент смешения реагентов, то термохимическое состояние полученной смеси может быть определено с использованием консервативной переменной – доли пассивной примеси. Массовая доля химического элемента j определяется формулой

$$Z_j = \sum_{j=1}^n \frac{a_{ij} \cdot M_j}{M_i} \cdot Y_i. \quad (11)$$

Здесь Y_i – массовая доля элемента i ; Z_i – массовая доля элемента j ; M – молекулярная масса; a_{ij} – количество элементов j в молекуле i . Доля пассивной примеси определяется формулой

$$Z = \frac{Z_F}{Z_{F,1}} = 1 - \frac{Z_o}{Z_{o,2}}. \quad (12)$$

Здесь массовые доли компонентов смеси, подаваемые на вход топлива, обозначены индексом 1, а на вход окислителя - индексом 2.

Уравнения для доли пассивной примеси и ее вариации, применяемые в рамках модели горения, имеют вид:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{Z})}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \cdot v \cdot \tilde{Z}) - \nabla(\bar{\rho} \cdot D \cdot \nabla \tilde{Z}) = 0, \quad (13)$$

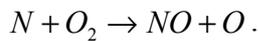
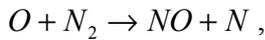
$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{Z}^2)}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \cdot v \cdot \tilde{Z}^2) - \nabla(\bar{\rho} \cdot D \cdot \nabla \tilde{Z}^2) = C_\chi \cdot \frac{\mu_t}{Sc} \cdot (\nabla \tilde{Z})^2 - \bar{\rho} \cdot \tilde{\chi}. \quad (14)$$

Изоповерхность $Z = Z_{st}$ указывает на местоположение смеси, находящейся в стехиометрической пропорции. Неравновесные

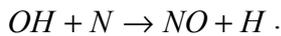
эффекты - влияние внешнего поля течения на зону горения - описываются выражением для скорости диссипации пассивной примеси

$$\chi = C_\chi \cdot \frac{k}{\varepsilon} \cdot \tilde{Z}^{n_2} \quad (15)$$

Термический механизм или механизм Зельдовича является главным источником оксида азота в пламенах с температурой выше 1 800 К. *NO* формируется комбинацией свободных радикалов *O* и *N*, которые соединяются при высоких температурах. Для описания термического механизма образования *NO* применяется двухступенчатый механизм Зельдовича:



При условиях, близких к стехиометрическим, становится важной реакция



Для механизма образования *NO* имеет место сильная зависимость скорости реакции от температуры. Следовательно, флуктуации температуры могут сильно увеличить концен-

трацию *NO*, формируемого в пламенах. Для учета влияния на формирование оксидов азота турбулентных пульсаций совместно с уравнением переноса концентрации *NO* решают уравнение для вариации температуры:

$$\frac{\partial(\rho \cdot T^{n_2})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_j \cdot T^{n_2})}{\partial x_j} = \frac{\partial(\Gamma_t \cdot \nabla T^{n_2})}{\partial x_j} + C_{g_1} \cdot \mu_t \cdot \left(\frac{dT}{dx}\right)^2 - C_{g_2} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot T^{n_2} + P_c. \quad (16)$$

Для того чтобы определить осредненную скорость реакции образования *NO* – R_{NO} , необходимо применить метод аналитической формы функции плотности распределения вероятности (ФПРВ):

$$R_{NO} = \frac{1}{T_u - T_l} \cdot \int_{T_l}^{T_u} R_k(T) \cdot P(T, T^{n_2}) \cdot dT, \quad (17)$$

где T_u и T_l – верхний и нижний пределы температуры, R_k – скорость реакции, P – ФПРВ.

4. Анализ результатов расчетов

На рис. 2 представлено распределение поля температуры внутри жаровой трубы камеры сгорания. Максимум температуры наблюдается в зонах, где выполняются условия

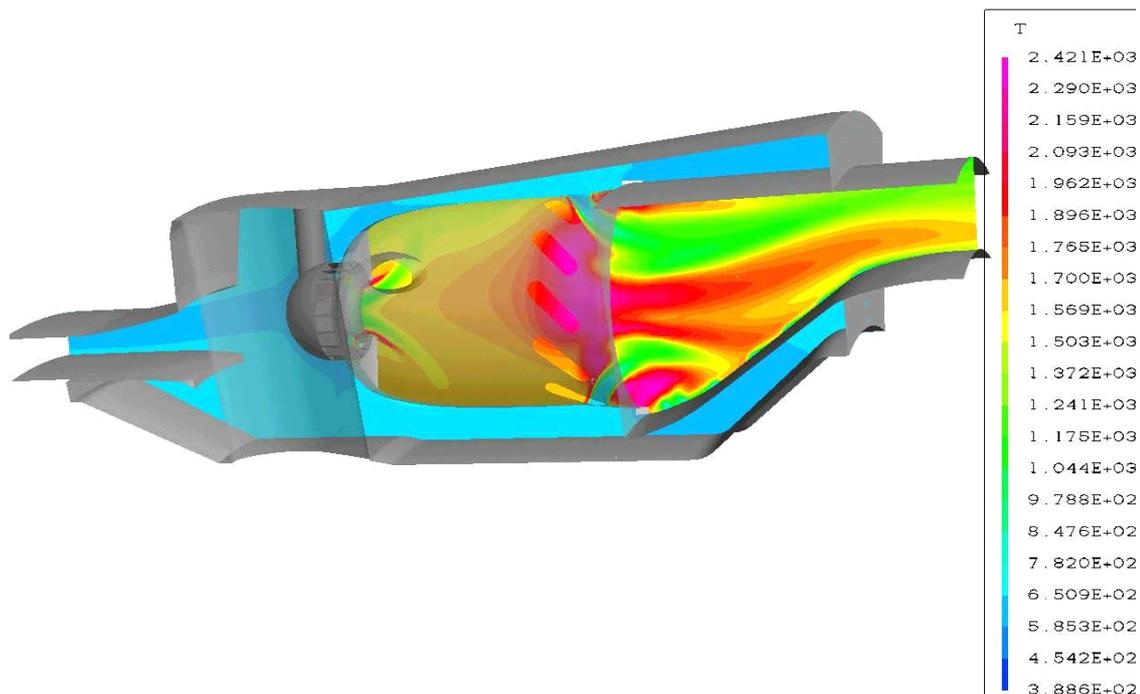


Рис. 2. Распределение температуры внутри расчетной области

Таблица 2. Расчетные и экспериментальные данные по уровням эмиссии NO и концентрации O_2 на выходе из камеры сгорания

Режим	NO , ppm		O_2 , %	
	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент
1	13,85	18,00	17,42	17,30
2	18,90	24,00	16,89	17,00
3	24,50	30,00	16,51	16,80

стехиометрии: вблизи завихрителя – в зоне смешения топлива и окислителя, а также в зоне разбавления – при обеднении смеси путем подвода дополнительного воздуха через отверстия в жаровой трубе. Основным источником NO , генерируемым в данной камере сгорания, является зона разбавления – из-за присутствия в ней обширных высокотемпературных зон.

Анализируя поле температуры, необходимо отметить, что применяемая в данной работе для моделирования процесса горения модель тонкого фронта пламени в приближении диффузионного горения дает завышенные значения температуры вблизи лопаток завихрителя, где на самом деле стабилизация пламени невозможна из-за высоких скоростей. Для уточнения расчетного поля температуры в камере сгорания необходимо использовать более точную математическую модель, учитывающую процессы стабилизации и отрыва пламени, – модель тонкого фронта пламени для частично перемешанной смеси.

Тем не менее, с использованием модели тонкого фронта пламени в приближении диффузионного горения были получены удовлетворительные результаты по уровню эмиссии NO и концентрации O_2 на выходе из камеры сгорания (табл. 2), что свидетельствует о том, что данная модель пригодна для описания процессов горения в камерах сгорания газотурбинного двигателя.

В то же время необходимо отметить, что в рамках моделей горения, использующих в своей основе допущение о мгновенности протекания химических реакций, невозможно правильно оценить уровень эмиссии CO , так как реакция окисления CO до CO_2 является относительно медленной по сравнению с временными масштабами турбулентного смешения.

Список литературы

1. *CFX-TASCflow*. Version 2.11 Theory Documentation. AEA Technology, 2001.
2. Турбулентность. /Под. ред. П. Брэдшоу. Москва: Машиностроение, 1980.

USING COMPUTATIONAL GAS DYNAMICS METHODS FOR THE SIMULATION OF MULTICOMPONENT GAS FLOW, COMBUSTION AND HEAT EXCHANGE IN A GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER

© 2002 Yu. G. Kutsenko, S. F. Onegin

Joint Stock Company “Aviadvigatel”, Perm

The problem of mathematical simulation of physical and chemical processes in a gas turbine combustion chamber is considered. The results of numerical simulation of a gas mixture turbulent flow and combustion in a methane-fuelled combustor are presented. The simulation of multicomponent turbulent gas flow processes was performed using averaged Navier-Stokes equations, $k-\epsilon$ turbulence model. Thin flame front model and Zeldovitch mechanism are used to describe the combustion process. Using these models made it possible to assess the NO emission level at the combustor outlet.