

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК, Е.И. КИРИЛАШ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВЫБОР СЕТКИ И МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ОТРЫВНОГО ДИФфуЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Разработан подход к многокритериальной аэродинамической оптимизации геометрической формы отрывного диффузора камеры сгорания, основанный на применении численной модели турбулентного течения и генетического алгоритма поиска глобального оптимума. Для численного моделирования отрывного течения использованы осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье – Стокса несжимаемой жидкости, замыкаемые различными моделями турбулентности. Выполнена верификация численной модели на задаче о течении воздуха в круглой трубе с внезапным расширением поперечного сечения. Выполнено методическое исследование влияния сетки и модели турбулентности на прогнозные свойства численной модели.

Ключевые слова: камера сгорания, отрывной диффузор, аэродинамическая оптимизация, численное моделирование, гидравлическое сопротивление, сетка, модель турбулентности.

Введение

Диффузор камеры сгорания (КС) ГТД помимо выполнения своей основной задачи – снижения скорости воздуха на входе в жаровую трубу (ЖТ), должен обеспечить дозированное распределение расхода воздуха по кольцевым каналам при минимальных потерях давления и создать устойчивое поле скорости перед ЖТ, нечувствительное к изменениям режима работы двигателя и положения головки ЖТ из-за теплового расширения деталей [1].

Одним из важных направлений совершенствования КС является оптимальное профилирование ее диффузора. Решить подобную задачу можно, объединив современные методы вычислительной аэрогидродинамики (CFD – Computational Fluid Dynamics), применяемые для расчета потока в КС, с эффективными математическими методами решения задач оптимизации.

1. Формулирование проблемы

Проблема аэродинамической оптимизации широко распространена в конструкторской практике, наиболее полно она разработана в области лопаточных турбомашин [2]. Несмотря на появившееся в последнее время большое число работ по оптимизации рабочего процесса КС в целом [3 – 6], работы по аэродинамической оптимизации ее элементов, в частности, диффузоров, практически отсутствуют. Это обусловлено как их геометрической сложностью, так и многообразием предъявляемых к ним требований, особенно в авиационных ГТД.

Цель настоящей работы состоит в разработке подхода и обосновании выбора сетки и модели турбулентности для аэродинамической оптимизации отрывного диффузора КС ГТД.

2. Аэродинамическая оптимизация отрывного диффузора КС

Задача многокритериальной оптимизации геометрической формы отрывного диффузора КС заключается в нахождении минимума потерь полного давления и минимумов отклонений расходов воздуха через головку ЖТ и кольцевые каналы от заданных значений при ограничениях, накладываемых на режим течения и изменяемые геометрические параметры.

На рис. 1 в качестве примера показан поток заданий двухкритериального оптимизатора.

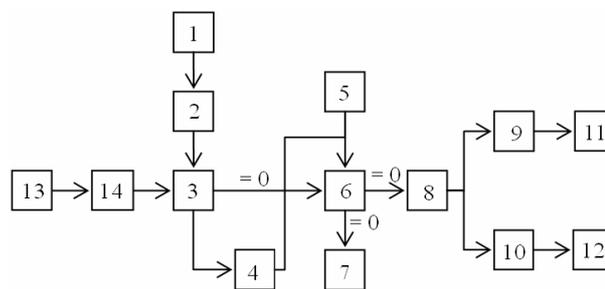


Рис. 1. Поток заданий двухкритериального оптимизатора

Поток заданий представляет собой непрерывное автоматическое взаимодействие между оптими-

затором, генератором сетки и CFD-кодом. Данный поток может рассматриваться как комбинация потока процессов и потока данных. Журнальный файл 2, содержащий параметризованные геометрические переменные 1 и список команд, читается приложением 3, которое создает расчетную сетку, записываемую в трансферный файл 4. После этого CFD-код 6 применяется для расчета течения на сетке, читаемой из файла 4. Все настройки математической модели и список необходимых команд находятся в журнальном файле 5. После получения сошедшегося решения выполняются расчеты выходных переменных 9 (потерь полного давления) и 10 (отклонения расхода воздуха от заданного значения) и запись их в файл выходных данных 8. Оттуда система их считывает, и производит оценку данных в соответствии с целевыми функциями оптимизации 11 (минимизировать потери полного давления) и 12 (минимизировать отклонение расхода воздуха от заданного значения). Блок 13, планирование эксперимента, представляет собой исходный набор конструкций, который требуется для планировщика 14. В качестве последнего выступает генетический алгоритм – алгоритм поиска, имитирующий поведение естественного отбора для нахождения точки глобального оптимума в данном пространстве конструкций [7]. В процессе поиска оптимума меняются значения заданных входных параметров и перезапускается итерационная процедура расчета течения. Итерации выполняются, пока не будет достигнуто сошедшееся решение и заданный уровень целевой функции.

3. Математическая модель течения и ее верификация

Современные методы расчета вязких течений основаны на численном интегрировании системы дифференциальных уравнений с частными производными (ДУЧП), описывающих законы сохранения массы и количества движения, дополненной моделями турбулентного обмена. Для практического применения наиболее эффективными считаются модели на основе стационарных уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS – Reynolds Averaged Navie-Stocks). Процедура осреднения по Рейнольдсу предусматривает представление скорости турбулентного потока в виде суммы средней по времени и пульсационной составляющих.

Поскольку в диффузорах КС ГТД локальные числа Маха невелики ($M < 0,3$), течение можно полагать несжимаемым. Действием силы тяжести и объемной вязкостью пренебрегаем.

При сделанных допущениях уравнения неразрывности и количества движения принимают вид:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0; \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i}, \tag{2}$$

где ρ – плотность; u_i – декартовы составляющие вектора средней скорости; x_j, x_i – декартовы координаты; μ – динамическая вязкость; μ_t – турбулентная вязкость; p – статическое давление.

Уравнения (1) и (2) замыкаются уравнениями той или иной модели турбулентности. Последняя оказывает существенное влияние на прогнозные свойства математической модели течения. Поэтому важен обоснованный выбор ее уравнений и численных значений эмпирических коэффициентов.

Для моделирования сложных вихревых течений, которые характерны для отрывных диффузоров КС, хорошо себя зарекомендовали модели турбулентности семейства k-ε. Эти модели представляет собой совокупность дифференциальных уравнений переноса кинетической энергии турбулентности k и удельной скорости ее диссипации ε. Турбулентная вязкость μ_t определяется по формуле Колмогорова – Прандтля

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \tag{3}$$

где C_μ – эмпирический коэффициент.

Система ДУЧП (1), (2) и модели турбулентности дополняется соответствующими конкретной задаче граничными условиями (ГУ). Численное интегрирование ДУЧП осуществлялось методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов «против потока» второго порядка точности.

Геометрия отрывных диффузоров КС ГТД такова, что их гидравлическое сопротивление в основном обусловлено локальным изменением скорости течения и образованием вихрей. Поэтому для верификации математической модели течения была решена тестовая задача о течении в трубе с внезапным расширением поперечного сечения, где, так же как и в объекте исследования, преобладают указанные выше эффекты.

Тестовые расчеты выполнены в двумерной постановке с использованием стандартной модели турбулентности k-ε Лаундера – Сполдинга [8] на трех сетках (табл. 1). Аналогичное разрешение сеток применялось в дальнейшем и для отрывного диффузора. В расчетах использованы следующие исходные данные. Диаметр узкого сечения трубы $D_0 = 0,05$ м, широкого – $D_1 = 0,1$ м. Длина узкого участка $l_0 = 0$, широкого – $L = 0,5$ м. Плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³. Динамическая вязкость

жидкости $\mu = 0,001$ Па·с. Среднемассовая скорость на входе $w_0 = 40$ м/с. Интенсивность турбулентности полагалась равной 4,5 %, масштаб турбулентности – 7 % диаметра D_0 . В силу осевой симметрии течения в расчетную область (домен) была включена половина трубы с постановкой ГУ «ось». На входе в домен задавалось равномерное распределение скорости и характеристик турбулентности, на выходе – постоянное статическое давление, равное атмосферному. На твердой стенке ставились ГУ непротекания и равенства нулю турбулентной вязкости.

Таблица 1

Гидравлическое сопротивление

Сетка	Количество ячеек	ξ_{CFD}	ξ_3	$\frac{\xi_{CFD} - \xi_3}{\xi_3}$
Треугольная	2884	0,518	0,566	- 0,0845
Треугольная	24434	0,576	0,566	+ 0,0177
Четырехугольная	11480	0,545	0,566	- 0,037

Коэффициент гидравлического сопротивления ζ определялся как отношение потерянному на участке между сечениями «0» и «1» полному давлению к скоростному напору в сечении «0»:

$$\zeta = \frac{p_0^* - p_1^*}{\rho w_0^2 / 2}, \quad (4)$$

где p_0^* и p_1^* – среднемассовые значения полного давления в сечениях «0» и «1» соответственно; w_0 – среднемассовая скорость в сечении «0».

Было выполнено сравнение результатов численных расчетов коэффициента гидравлического сопротивления с результатами его расчетов по инженерным формулам, обобщающим экспериментальные данные [9] (см. табл. 1). Из табл. 1 видно, что результаты численных расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

4. Расчет течения в отрывном диффузоре КС

Расчет течения воздуха в отрывном диффузоре КС выполнен с использованием математической модели, успешно верифицированной на задаче о течении в трубе с внезапным расширением (см. разд. 3). В силу осевой симметрии течения в домен включена половина объекта исследования с постановкой ГУ «ось» (рис. 2). Входная граница домена соответствовала выходному сечению спрямляющего аппарата компрессора. На входной границе задавался массовый расход и равномерное распределение характеристик турбулентности. На выходных границах задавалось нулевое избыточное статическое давление и массовые расходы. На твердой стенке ставились условия непротекания и равенства нулю турбулентной вязкости. Величина ξ на участке между входным сечением диффузора «0» и выходными сечениями кольцевых каналов «1» рассчитывались по формуле (4).

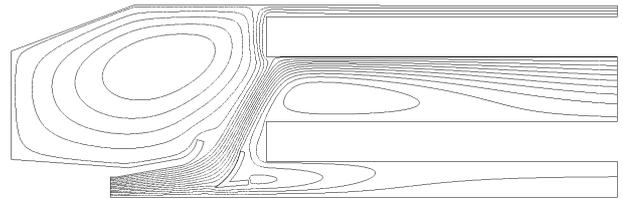


Рис. 2. Расчетные линии тока в двухмерной модели отрывного диффузора КС

4.1. Выбор сетки

Для исследования данного аспекта были выполнены расчеты на пяти сетках, различавшихся общим количеством ячеек и их формой в районе преддиффузора. В кольцевых каналах ячейки прямоугольные, остальные – треугольные.

Результаты расчетов представлены на рис. 3 и в табл. 2.

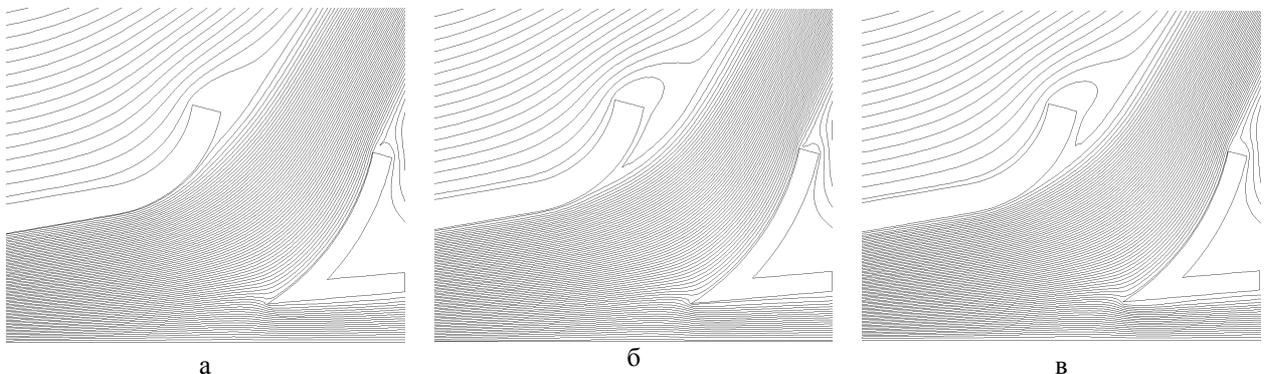


Рис. 3. Линии тока, рассчитанные на различных сетках: а – на сетке «2»; б – на сетке «3»; в – на сетке «5»

Таблица 2

Гидравлическое сопротивление

Сетка на преддифузоре	Общее количество ячеек	ξ_{CFD}
«1»: треугольная	6220	0,161
«2»: треугольная	29738	0,174
«3»: четырехугольная	27211	0,224
«4»: четырехугольная с ПС	29926	0,208
«5»: треугольная с ПС	31785	0,203

Размельчение треугольной сетки дало прирост коэффициента гидравлического сопротивления ξ на 8 % (сетка «2»). Изменение формы ячейки с треугольной (сетка «2») на четырехугольную (сетка «3») дало прирост ξ на 29 %. Расчет на сетке «3» обнаруживает отрыв потока от верхней стенки преддиффузора (рис. 3, б), что и привело к увеличению ξ . Расчет на сетке «2» (рис. 3, а) этот отрыв не показывает из-за большей численной вязкости на треугольных ячейках.

Для более подробного описания течения в пристеночной области преддиффузора были проведены расчеты на двух сетках с размельченным четырехугольниками пограничным слоем (ПС). Картины течения и значение ξ , полученные на сетках «4» и «5», очень близки.

Из рис. 3, в видно, что размер области отрыва потока уменьшается, соответственно уменьшаются и потери полного давления.

В дальнейших расчетах использована сетка «5», поскольку треугольная сетка, в отличие от четырехугольной, не будет вызывать проблем при автоматической перестройке в процессе оптимизации, а размельчение ПС более адекватно описывает отрывное течение в пристеночной области преддиффузора.

4.2. Выбор модели турбулентности

Для исследования данного аспекта были выполнены расчеты с использованием трех моделей турбулентности семейства k-ε: стандартной Лаундера – Сполдинга [8], усовершенствованной Ши и др. [10] и ренормализованных групп Чудхари [11]. В расчетах использовались стандартные значения эмпирических коэффициентов. Для описания течения в пристеночной области применялись функции стенки.

Результаты расчетов сведены в табл. 3. Из табл. 3 видно, что использование моделей турбулентности k-ε Чудхари и k-ε Ши и др. дает незначительный прирост коэффициента гидравлического сопротивления ξ (на 3,4 % и на 4 % соответственно)

по сравнению с моделью k-ε Лаундера – Сполдинга. Поэтому в дальнейших расчетах целесообразно использовать модель турбулентности k-ε Лаундера – Сполдинга как самую робастную и обеспечивающую удовлетворительную точность.

Таблица 3

Гидравлическое сопротивление

Модель турбулентности	ξ_{CFD}
k-ε Лаундера – Сполдинга [8]	0,203
k-ε Чудхари [10]	0,210
k-ε Ши и др. [11]	0,211

Заключение

В рамках разработки подхода к многокритериальной аэродинамической оптимизации геометрической формы отрывного диффузора КС, основанного на применении численной модели турбулентного течения и генетического алгоритма поиска глобального оптимума, выполнено методическое исследование влияния сетки и модели турбулентности на прогнозные свойства численной модели. Обоснована целесообразность использования треугольной сетки с размельченным четырехугольниками ПС в сочетании со стандартной моделью турбулентности k-ε Лаундера – Сполдинга.

Литература

1. *Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей* / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
2. *Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: монография* / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
3. *Mixing Zone Optimization of a RQL Combustor / C. Blomeyer [et al] // Journal of Propulsion and Power. – 1999. – Vol. 15, № 2 (March/April). – P. 288-295.*
4. *Multiobjective evolutionary algorithm for the optimization of noisy combustion processes / D. Buche, P. Stoll, R. Dornberger, P. Koumoutsakos // IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part C. – 2002. – № 32 (4). – P. 460-473.*
5. *Paschereit C.O. Combustion process optimization using evolutionary algorithm / C.O. Paschereit, B. Schuermans, D. Buche // Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. – Atlanta. June 16-19, 2003 (GT2003-38393). – 11 p.*
6. *Optimization of a small aircraft combustor to*

reduce NOx emissions under practical conditions / M. Makida, H. Yamada, K. Shimodaira, T. Yamamoto, S. Hayashi // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. – Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27969). – 8 p.

7. Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности / Г.К. Вороновский, К.В. Махотило, С.Н. Петрашев, С.А.Сергеев. – Х.: Основа, 1997. – 112 с.

8. Launder B.E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B.E. Launder, D.B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. – P. 10-17.

9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

10. A New k - ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Model Development and Validation / T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. – № 24(3). – P. 227-238.

11. Choudhury D. Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling / D. Choudhury // Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107. – 1993. – P. 230-237.

Поступила в редакцию 30.04.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ВИБІР СІТКИ І МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ДЛЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ВІДРИВНОГО ДИФУЗОРА КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД

В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш

Розроблено підхід до багатокритерійної аеродинамічної оптимізації геометричної форми відривного дифузора камери згоряння, що базується на використанні числової моделі турбулентної течії і генетичного алгоритму пошуку глобального оптимума. Для числового моделювання відривної течії застосовувались осереднені за Рейнольдсом стаціонарні рівняння Нав'є – Стокса нестисливої рідини, які замикалися різними моделями турбулентності. Виконано верифікацію числової моделі на задачі про течію повітря в круглій трубі з раптовим розширенням поперечного перерізу. Здійснено методичне дослідження впливу сітки і моделі турбулентності на прогнозні властивості числової моделі.

Ключові слова: камера згоряння, відришний дифузор, аеродинамічна оптимізація, числове моделювання, гідравлічний опір, сітка, модель турбулентності.

THE CHOISE OF GRID AND TURBULENCE MODEL FOR AERODYNAMICAL OPTIMIZATION OF GAS TURBINE COMBUSTOR DUMP DIFFUSER

V.Ye. Kostyuk, Ye.I. Kirilash

Approach to multicriterion aerodynamic optimization of combustor dump diffuser geometrical shape is developed. It is based on using of the turbulent flow numerical model and searching global optimum by genetic algorithm. Steady Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations, closed with different turbulence models, are used for numerically simulation of separation flow. The verification of the numeric model is performed on problem of the air flow in the round pipe with sudden expansion of cross-section. Methodological investigation of grid and turbulence model influence on numeric model prognostic properties is performed.

Key words: combustor, dump diffuser, aerodynamic optimization, numeric simulation, flow resistance, grid, turbulence model.

Костюк Владимир Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.

Кирилаш Елена Ивановна – аспирант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.