

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК, Е.И. КИРИЛАШ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ВЛИЯНИЕ ВХОДНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТРЫВНОГО ДИФFUЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННОГО ГТД. 1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ЕЕ ВЕРИФИКАЦИЯ**

Рассматривается вопрос качественной и количественной оценки влияния входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывных диффузоров камер сгорания авиационных газотурбинных двигателей, необходимой для обоснования требований к адекватной численной модели течения и ее граничным условиям, обеспечивающим необходимую точность расчета данного параметра. Для численного моделирования отрывного течения применяются осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье-Стокса несжимаемой жидкости. Для замыкания этих уравнений использована модель турбулентности Лаундера-Сполдинга. Выполнена верификация предложенной модели на задаче о течении воздуха в круглой трубе с внезапным расширением поперечного сечения, обладающей физической общностью с отрывным диффузором камеры сгорания, при равномерном и треугольном профилях скорости на входе. Численные расчеты проведены в двумерной и трехмерной постановках. Получено хорошее соответствие результатов численных расчетов с результатами расчетов гидравлического сопротивления по инженерным формулам, обобщающим экспериментальные данные.

Ключевые слова: камера сгорания, диффузор, гидравлическое сопротивление, моделирование, неравномерность.

Введение

Чтобы обеспечить устойчивое горение топлива и приемлемую величину падения полного давления, обусловленного расширением газа при подводе к нему теплоты (так называемого «теплового сопротивления»), скорость воздушного потока в камерах сгорания (КС) газотурбинных двигателей (ГТД) уменьшают с помощью входных диффузоров.

Существующая тенденция к росту параметров термодинамического цикла ГТД ужесточает требования к гидравлическому совершенству диффузоров. Для авиационных ГТД важны минимальная масса и габариты узлов. Поэтому в них, как правило, используют короткие диффузоры со стабилизированным отрывом потока и внезапным расширением. Короткие отрывные диффузоры обладают значительным гидравлическим сопротивлением, достигающим половины гидравлического сопротивления всей камеры [1].

Сложность формы, распределенный отвод воздуха в отверстия жаровой трубы, загромождение проточной части корпусами форсунок, обтекателями и т.п. не позволяют аналитически рассчитать гидравлическое сопротивление отрывных диффузоров КС ГТД. В настоящее время, в связи с развитием методов вычислительной аэрогидродинамики (CFD – Computational Fluid Dynamics), появилась возможность численного решения подобных задач. Обеспе-

чение точности таких расчетов – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

1. Формулирование проблемы

Еще в ранних исследованиях было обнаружено существенное влияние условий течения в компрессоре на последующее его развитие в диффузоре также, как и влияние аэродинамических возмущений в диффузоре на работу компрессора [2]. Это обусловлено тем, что в дозвуковом потоке информация распространяется как вниз, так и вверх по течению. Поэтому наиболее корректным было бы включение компрессора и КС в состав единой расчетной области. Однако расчет в такой постановке требует очень больших вычислительных затрат. Это вынуждает разработчиков ГТД ограничиваться узловыми расчетами [3, 4] или предпринимать попытки их интеграции на основе упрощающих допущений (например, пренебрежения распространением возмущений вверх по течению [5]).

В известных работах [6 – 9], посвященных аэродинамике отрывных диффузоров КС ГТД, вопросы влияния входной неравномерности потока на их гидравлическое сопротивление целенаправленно не исследовались.

В работе [7] сообщается об экспериментально установленном факте определяющего влияния профиля скорости на входе в отрывной диффузор на

потери полного давления в нем, но количественных данных не приведено.

Различие между экспериментальными данными и результатами численных расчетов гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД, выполненных различными авторами, колеблется в широких пределах: от нескольких [3] до десятков процентов [4]. При этом распределение параметров потока на входе в КС, принимавшееся в расчетах и имевшее место в экспериментах, не сообщается.

Цель цикла расчетных исследований, открываемых настоящей работой, состоит в качественной и количественной оценке влияния входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС авиационного ГТД для обоснования требований к адекватной численной модели течения и ее граничным условиям, обеспечивающим необходимую точность расчета данного параметра.

2. Решение проблемы

Современные методы расчета трехмерных вязких течений позволяют достаточно надежно предсказать как общую структуру, так и интегральные характеристики потока в каналах произвольной формы, в частности, коэффициент гидравлического сопротивления на интересующем участке. Эти методы основаны на численном интегрировании системы дифференциальных уравнений с частными производными (ДУЧП), описывающих законы сохранения массы и количества движения, дополненной моделями турбулентного обмена.

2.1. Математическая модель

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:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0; \quad (1)$$

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

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.

2.2. Модель турбулентности

Уравнения (1) – (2) замыкаются с помощью k - ε модели турбулентности Лаундера – Сполдинга [10]:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho (G - \varepsilon); \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho (C_{1\varepsilon} G - C_{2\varepsilon} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k}, \quad (4)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации энергии турбулентности; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ – эмпирические коэффициенты; G – член, характеризующий генерацию кинетической энергии турбулентности за счет сдвиговых напряжений и определяемый выражением

$$G = \mu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (5)$$

Турбулентная вязкость определяется по формуле Колмогорова – Прандтля

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где C_μ – эмпирический коэффициент.

В расчетах использованы стандартные значения эмпирических коэффициентов:

$$\sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3; C_{1\varepsilon} = 1,44; \\ C_{2\varepsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09.$$

Система ДУЧП (1) – (4) дополняется соответствующими конкретной задаче граничными условиями для независимых переменных. Для описания течения в пристеночной области применялись функции стенки.

2.3. Верификация математической модели

Геометрия отрывных диффузоров КС ГТД такова, что их гидравлическое сопротивление обусловлено не столько трением, сколько локальным изменением скорости движения потока и возникновением вихрей.

Поэтому для верификации математической модели была решена задача о течении воздуха в короткой круглой трубе с внезапным расширением поперечного сечения при равномерном и треугольном профилях скорости на входе (рис. 1). В таком канале, так же как и в отрывном диффузоре КС ГТД, преобладают указанные выше эффекты.

Результаты численных расчетов сравнивались с результатами расчетов гидравлического сопротивления по инженерным формулам (9) – (13), обобщающим экспериментальные данные.

Численные расчеты выполнены в двумерной (рис. 1, 2) и трехмерной (рис. 3) постановках на сетках, включавших 16640 прямоугольных и 155805 шестигранных ячеек соответственно.

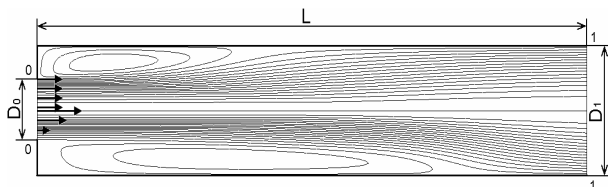


Рис. 1. Линии тока в трубе с внезапным расширением при равномерном (вверху) и треугольном (внизу) профилях скорости во входном сечении «0»

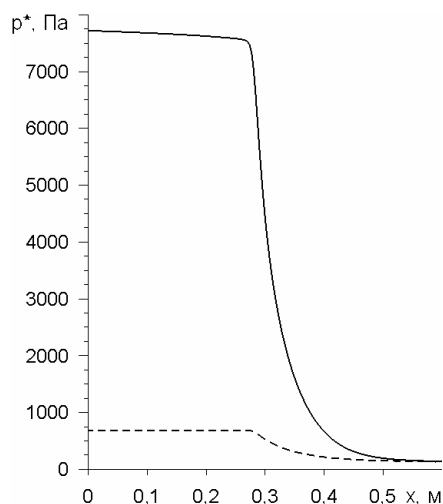


Рис. 2. Полное давление на оси трубы с внезапным расширением при равномерном (пунктирная линия) и треугольном (сплошная линия) профилях скорости во входном сечении «0» (двумерный расчет)

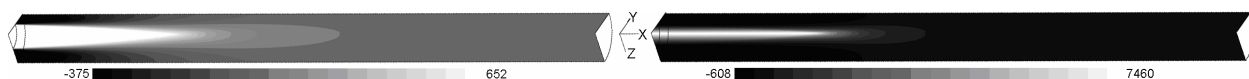


Рис. 3. Изолинии полного давления (Па) в трубе с внезапным расширением при равномерном (вверху) и треугольном (внизу) профилях скорости во входном сечении «0» (трехмерный расчет)

Среднемассовое по сечению значение полного давления рассчитывалось по формуле

$$p_{сеч}^* = \frac{\int p^* \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i^* \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}, \quad (8)$$

где ρ – плотность; \vec{v} – скорость; \vec{A} – площадь; i – номер грани расчетной ячейки, принадлежащей

В обоих расчетах использованы следующие исходные данные.

- диаметр узкого сечения трубы $D_0 = 0,05$ м;
- диаметр широкого сечения $D_1 = 0,1$ м;
- длина узкого участка $\ell_0 = 0$ м;
- длина широкого участка $L = 0,5$ м;
- плотность воздуха $\rho = 1,225$ кг/м³;
- динамическая вязкость воздуха $\mu = 1,79 \cdot 10^{-5}$ Па·с;
- средняя скорость на входе $w_0 = 40$ м/с;
- максимальная скорость в сечении «0» $w_{max} = 120$ м/с.

Число Рейнольдса в сечении «1» $Re = 6,85 \cdot 10^4$.

В силу осевой симметрии течения в двумерную расчетную область (домен) была включена половина, а в трехмерную – четверть трубы с постановкой граничных условий «ось» и «вращательная периодичность» соответственно. На входе в домен задавались равномерный или треугольный профили скорости и равномерное распределение характеристик турбулентности, на выходе – постоянное статическое давление, равное атмосферному. На твердой стенке ставились условия непротекания и равенства нулю турбулентной вязкости. Разностная схема первого порядка точности была получена с использованием метода контрольных объемов. Задача решалась итерационным методом.

В численных расчетах коэффициент гидравлического сопротивления ζ определялся как отношение потерянному на участке между сечениями «0» и «1» полного давления к скоростному напору в сечении «0»:

$$\zeta = \frac{p_0^* - p_1^*}{\rho w_0^2 / 2}, \quad (7)$$

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

данному сечению; n – количество граней расчетных ячеек, принадлежащих данному сечению.

Экспериментальные значения коэффициента гидравлического сопротивления определялись по следующей методике [11].

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления участка с внезапным расширением рассчитывался по формуле

$$\zeta = \zeta_m + \zeta'_{тр} / n^2, \quad (9)$$

где ζ_m – коэффициент местного гидравлического сопротивления; $\zeta'_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения прямой трубы постоянного сечения, определяемый по формуле Дарси – Вейсбаха

$$\zeta'_{тр} = \frac{\lambda L}{D_{1r}}, \quad (10)$$

где D_{1r} – гидравлический диаметр широкого сечения; L – длина широкого участка; λ – коэффициент трения, определяемый по формуле Филоненко – Альтшуля:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2}, \quad (11)$$

где $Re = \rho w_1 D_1 / \mu$ – число Рейнольдса; $w_1 = w_0 / n$ – средняя скорость в широком сечении, $n = A_1 / A_2 = (D_1 / D_2)^2 = 4$ – степень расширения трубы.

В случае равномерного распределения скоростей в сечении «0» коэффициент ζ_m определяется по формуле Борда – Карно

$$\zeta_m = \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 = \left(1 - \frac{1}{4}\right)^2 = 0,5625. \quad (12)$$

В случае распределения скоростей по степенному закону $\frac{w}{w_{max}} = \left(1 - \frac{y}{R_0}\right)^m$ коэффициент ζ_m определяется по формуле

$$\zeta_m = \frac{1}{n^2} + N - \frac{2M}{n}, \quad (13)$$

где w и w_{max} – скорость в данной точке и максимальная скорость по сечению соответственно; R_0 – радиус сечения; y – расстояние от оси трубы; m – показатель степени, который может меняться в пределах от 1 до ∞ ; $N = \frac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)}$ и

$$M = \frac{(2m+1)^2(m+1)}{4m^2(m+2)}$$

– коэффициенты Кориолиса и Буссинеска соответственно.

При $m = 1$ профиль скоростей принимает форму треугольника. При этом:

$$M = 1,5; N = 2,7; \zeta_m = 2,0125.$$

При треугольном профиле скорости на входе в трубу с внезапным расширением размер вихревой области (рис. 1), градиенты полного давления (рис. 2, 3) и коэффициент гидравлического сопротивления ζ (табл. 1) больше, чем при равномерном.

При равномерном профиле двумерный и трехмерный расчеты занижают ζ соответственно на 4 % и 6 %.

При треугольном профиле двумерный расчет завышает, а трехмерный – занижает ζ на 2 %.

Таблица 1

Гидравлическое сопротивление

Профиль скорости	До-мен	ζ_{CFD}	ζ_3	$\frac{\zeta_{CFD} - \zeta_3}{\zeta_3}$
Равномерный	2D	0,55	0,57	- 0,037
	3D	0,535		- 0,059
Треугольный	2D	2,05	2,02	+ 0,017
	3D	1,98		- 0,018

Заключение

Сформированная численная модель успешно верифицирована на задаче о течении воздуха в круглой трубе с внезапным расширением. Результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными, что позволяет в дальнейшем использовать данную модель для оценки влияния входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС ГТД.

Литература

1. Гриценко Е.А. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
3. Malecki R.E. Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description and Validation of the Analysis Tool / R.E. Malecki, Ch.M. Rhie, R.G. McKinney [et al.] // Proceedings of ASME TurboExpo 2001. – New Orleans. – June 4-7, 2001 (2001-GT-0062). – 9 p.
4. Muralidhara H.S. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / H.S. Muralidhara, T.R. Shembharkar, B.R. Pai [et al.] // Papers of XV ISABE. – Bangalore. September 3-7, 2001 (ISABE-2001-1233) – 10 p.
5. Medic G. On Coupling of RANS and LES For Integrated Computations of Jet Engines / G. Medic, D. You, G. Kalitzin // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. – Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27096). – 7 p.
6. Лавров В.Н. Оптимизация кольцевых диффузоров камер сгорания двигателей семейства НК / В.Н. Лавров; Л.Ф. Епейкин, В.П. Савченко и др. // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экол. тепл. двигателей. – 1999. – № 2. – С. 90-97.
7. Веретенников С.В. Исследование эффективности отрывного кольцевого диффузора камеры сгорания ГТД / С.В. Веретенников // 32 Гагаринские чтения: Международная молодежная научная конференция. Москва. 4-8 апр., 2006: Научные труды. Т. 2. – М.: МАТИ-РГТУ, 2006. – С. 169-170.
8. Пиралишвили Ш.А. Исследование аэродинамики отрывного диффузора камеры сгорания ГТД /

Ш.А. Пиралишвили, С.В. Веретенников, Ф.А. Гугсса // Полет. – 2007. – № 12. – С. 54-60.

9. Walker A.D. Compressor/Diffuser/Combustor Aerodynamic Interactions in Lean Module Combustors / A.D. Walker, J.F. Carrotte, J.J. McGuirk // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. – Montreal. – May 14-17, 2007 (GT2007-27872). – 8 p.

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

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

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

ВПЛИВ ВХІДНОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОТОКУ НА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ВІДРИВНОГО ДИФУЗОРА КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ АВІАЦІЙНОГО ГТД.

1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ЇЇ ВЕРИФІКАЦІЯ

В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш

Розглядається питання якісної та кількісної оцінки впливу вхідної нерівномірності потоку на гідравлічний опір відричних дифузорів камер згоряння авіаційних газотурбінних двигунів, необхідної для обґрунтування вимог до адекватної числової моделі течії та її граничних умов, що забезпечують необхідну точність розрахунку даного параметра. Для числового моделювання відричної течії застосовуються осереднені за Рейнольдсом стаціонарні рівняння Нав'є – Стокса нестисливої рідини. Для замикання цих рівнянь використовується модель турбулентності Лаундера – Сполдинга. Виконано верифікацію запропонованої моделі на задачі про течію повітря в круглій трубі з раптовим розширенням поперечного перерізу, що має фізичну єдність з відричним дифузором камери згоряння, при рівномірному та трикутному профілях швидкості на вході. Числові розрахунки проведені в двовимірному і тривимірному формулюваннях. Отримана добра відповідність результатів числових розрахунків з результатами розрахунків гідравлічного опору за інженерними формулами, які узагальнюють експериментальні дані.

Ключові слова: камера згоряння, дифузор, гідравлічний опір, моделювання, нерівномірність.

INLET FLOW NON-UNIFORMITY EFFECT ON THE AIRCRAFT GAS TURBINE COMBUSTOR DUMP DIFFUSER FLOW RESISTANCE.

1. MATHEMATICAL MODEL AND ITS VERIFICATION

V.E. Kostyuk, E.I. Kirilash

The problem of qualitative and quantitative assessment of inlet flow non-uniformity effect on the aircraft gas turbine combustor dump diffuser flow resistance is considered. This assessment is necessary for validation of requirements to the adequate flow numerical model and its boundary conditions, providing desired precision of the calculation of this parameter. Steady Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations are used for numerically simulation of flow separation. Launder – Spalding turbulence model is used to close equations. The verification of the proposed model is performed on problem of the air flow in the round pipe with sudden expansion of cross-section, possessing physical community with combustor dump diffuser, with uniform and triangular inlet velocity profile. Two-dimensional and three-dimensional numeric calculations are carried out. A close fit of numeric calculations results with results of summarizing experimental data engineering formulas calculations of flow resistance is obtained.

Key words: combustor, diffuser, flow resistance, simulation, non-uniformity.

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

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