

УДК 621.43.056

**В.Е. КОСТЮК<sup>1</sup>, Е.И. КИРИЛАШ<sup>1</sup>, И.Ф. КРАВЧЕНКО<sup>2</sup>,  
Т.В. СТЕПАНОВА<sup>2</sup>, Е.В. КАЛИНИЧЕНКО<sup>2</sup>**<sup>1</sup>*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*<sup>2</sup>*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***ВЛИЯНИЕ ВХОДНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТРЫВНОГО ДИФFUЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННОГО ГТД. 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**

Выполнено численное исследование влияния радиальной и окружной неравномерности распределения осредненной скорости и параметров турбулентности за компрессором на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора реальной камеры сгорания авиационного газотурбинного двигателя. Для численного моделирования отрывного течения использованы осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье – Стокса несжимаемой жидкости, замыкаемые моделью турбулентности Лаундера – Сполдинга. Представлены результаты вычислительного эксперимента, подтверждающие важность учета предыстории течения при оценке гидравлического сопротивления отрывных диффузоров.

**камера сгорания, диффузор, гидравлическое сопротивление, моделирование, неравномерность****Введение**

Существующая тенденция роста параметров термодинамического цикла газотурбинных двигателей (ГТД) ужесточает требования к гидравлическому совершенству диффузоров, устанавливаемых в камерах сгорания (КС) для уменьшения скорости воздуха, поступающего из компрессора. Последнее необходимо для обеспечения устойчивого горения топлива и приемлемой величины падения полного давления, обусловленного расширением газа при подводе к нему теплоты (так называемого «тепловое сопротивление») [1].

Для авиационных ГТД важны минимальная масса и габариты узлов. Поэтому в них, как правило, используют короткие диффузоры со стабилизированным отрывом потока и внезапным расширением. Сложная структура течения не позволяет аналитически рассчитать гидравлическое сопротивление отрывных диффузоров [2].

В настоящее время, в связи с развитием методов вычислительной аэрогидродинамики, появилась возможность численного решения подобных задач. Обеспечение точности таких расчетов – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

**1. Формулирование проблемы**

В известных работах [3 – 6], посвященных аэродинамике отрывных диффузоров КС ГТД, влияние входной неравномерности потока на их гидравлическое сопротивление целенаправленно не исследовалось. В работе [4] сообщается об экспериментальном 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 [7, 8] до десятков процентов [9]. При этом распределение параметров потока на входе в КС, принимавшееся в расчетах и имевшее место в экспериментах, не сообщается.

Настоящая работа продолжает начатый в работе [10] цикл расчетных исследований, имеющих целью качественно и количественно оценить влияние 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

В настоящей работе исследуется трехмерное течение воздуха в отрывном диффузоре кольцевой КС авиационного ГТД с помощью математической модели, сформированной на основе осредненных по Рейнольдсу стационарных уравнений Навье – Стокса несжимаемой жидкости и успешно верифицированной на тестовой задаче о течении в трубе с внезапным расширением в работе [10].

Предмет исследования ограничен структурой течения и гидравлическим сопротивлением участка проточной части, включающего преддиффузор и наружный кольцевой канал КС. Поэтому в расчетную область (домен) не включена жаровая труба и межлопаточные каналы завихрителя фронтального устройства. Входная граница домена соответствует выходному сечению спрямляющего аппарата (СА) компрессора. Остаточной закруткой потока в этом сечении пренебрегали. В силу симметрии течения домен ограничен фрагментом зеркально симметричной половины проточной части одногорелочного сектора диффузора (рис. 1). Выходными границами домена являются отверстия в жаровой трубе, центральное отверстие аэрофорсунки и три «искусственные» границы, площади которых пропорциональны массовым расходам воздуха через отброшенные фрагменты КС: фронтальное устройство и кольцевые каналы.

В качестве граничных условий (ГУ) на входе задавались различные распределения осредненной скорости  $v$ , кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости ее диссипации  $\epsilon$ . На выходных границах задавалось нулевое избыточное статическое давление. Для описания турбулентного пограничного слоя использованы пристеночные функции.

Разностная схема первого порядка точности получена с использованием метода контрольных объемов. Задача решалась итерационным методом.

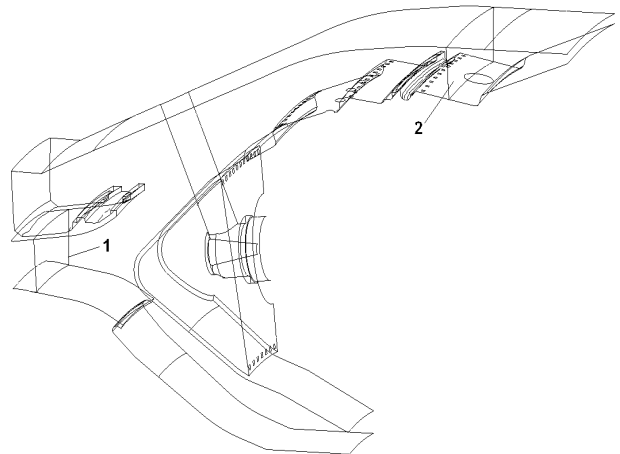


Рис. 1. Расчетная область и сечения, в которых определялись среднемассовые значения полного давления

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$  определялся как отношение потерянному на участке между сечениями «1» и «2» (см. рис. 1) полного давления к скоростному напору в сечении «1»:

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho w_1^2 / 2}, \quad (1)$$

где  $p_1^*$  и  $p_2^*$  – среднемассовые значения полного давления в сечениях «1» и «2» соответственно;  $w_1$  – среднемассовая скорость в сечении «1».

Среднемассовое по сечению значение полного давления рассчитывалось по формуле

$$p_{сеч}^* = \frac{\int p^* \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i^* \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность;  $\vec{v}$  – скорость;  $\vec{A}$  – площадь;  $i$  – номер грани расчетной ячейки, принадлежащей данному сечению;  $n$  – количество граней расчетных ячеек, принадлежащих данному сечению.

**2.1. Радиальная неравномерность.** Для оценки влияния формы радиальных профилей скорости и параметров турбулентности во входном сечении диффузора на его гидравлическое сопротивление использовались три типа профилей скорости – равномерный, «трубный» и треугольный и два типа профилей параметров турбулентности: равномерный и «трубный».

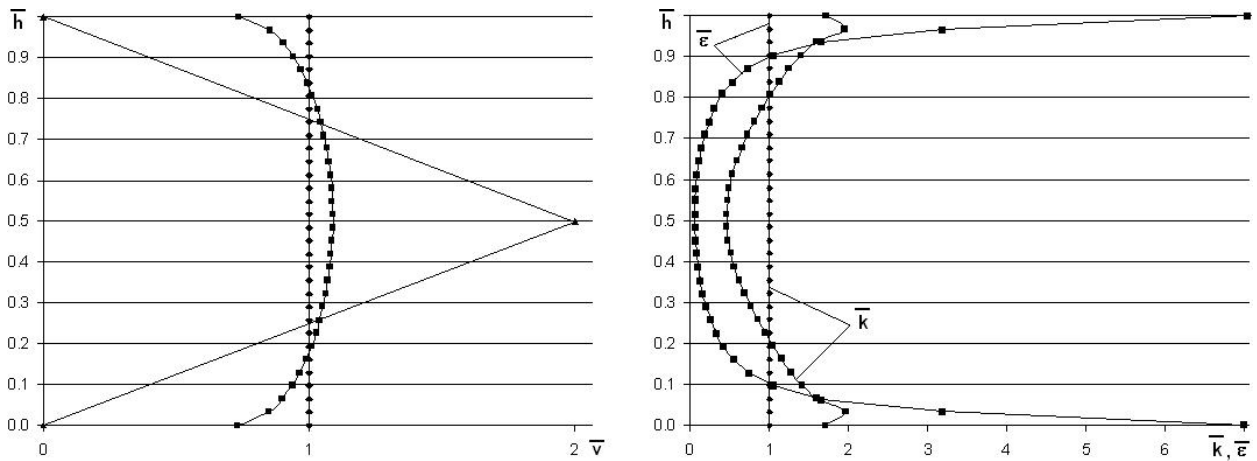


Рис. 2. Радиальные профили относительных значений скорости (слева), и параметров турбулентности (справа) потока на входе в исследуемый диффузор:  $\blacklozenge$  – равномерный;  $\blacksquare$  – «трубный»;  $\blacktriangle$  – треугольный

Среднемассовые значения скорости  $v_{cp}$ , и параметров турбулентности  $k_{cp}$  и  $\epsilon_{cp}$  во всех случаях принимались одинаковыми.

На рис. 2 показаны профили относительных значений скорости  $\bar{v} = v / v_{cp}$ , кинетической энергии турбулентности  $\bar{k} = k / k_{cp}$  и скорости ее диссипации  $\bar{\epsilon} = \epsilon / \epsilon_{cp}$  по относительной высоте входного сечения  $\bar{h} = h / h_{max}$ .

Равномерные профили входных параметров потока соответствуют  $\bar{v} = 1$ ,  $\bar{k} = 1$  и  $\bar{\epsilon} = 1$ . Треугольный профиль скорости представляет собой равнобедренный треугольник с высотой  $\bar{v}_{max} = 2$ .

«Трубные» радиальные профили скорости и параметров турбулентности получены в результате предварительного двумерного расчета стабилизированного течения в кольцевом канале с постоянным поперечным сечением, имитирующем втулочную и полочную поверхности СА.

На рис. 3 показаны результаты численного моделирования, полученные при различных радиальных профилях скорости и равномерных профилях параметров турбулентности на входе домен. Видно, что с ростом радиальной неравномерности распределения скорости на входе в домен структура течения внутри него меняется. При треугольном профиле скорости расчет предсказывает отрыв потока от нижней стенки преддиффузора, что должно увеличивать гидравлическое сопротивление.

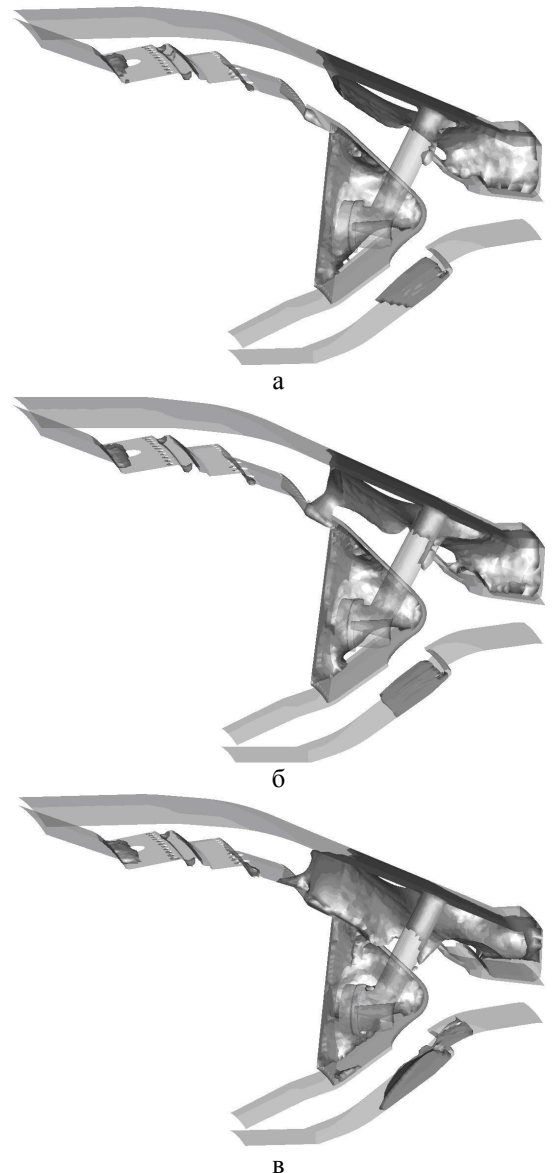


Рис. 3. Изоповерхности нулевой осевой скорости при различных радиальных профилях скорости на входе в диффузор: а – равномерный; б – «трубный»; в – треугольный

Последнее подтверждается данными табл. 1, в которую сведены относительные (приведенные к равномерному профилю) значения коэффициента гидравлического сопротивления  $\bar{\zeta} = \zeta / \zeta_{равн}$ , рассчитанные с использованием различных радиальных профилей скорости и параметров турбулентности.

Из табл. 1 видно, что «трубный» профиль скорости дает прирост расчетного значения  $\zeta$  по сравнению с равномерным профилем на 20 %, треугольный – более чем в 3,5 раза. При «трубном» распределении параметров турбулентности  $\zeta$  на 4% больше, чем при равномерном.

Таблица 1

Относительное гидравлическое сопротивление

Профиль скорости	Профиль параметров турбулентности	Количество ячеек расчетной сетки	$\bar{\zeta}$
Равномерный 2D	Равномерный 2D	161139	1
«Трубный» 2D	Равномерный 2D	161139	1,199
Треугольный 2D	Равномерный 2D	161139	3,562
«Трубный» 2D	«Трубный» 2D	161139	1,245
«Трубный» 2D	«Трубный» 2D	1147106	1,336
«Трубный» 3D	«Трубный» 3D	1147106	1,476



Рис. 4. Векторы скорости в сечении выходных кромок лопаток СА

**2.2. Окружная неравномерность.** Для исследования характера и степени окружной неравномерности на выходе из компрессора было выполнено численное моделирование течения в двумерной решетке профилей СА в предположении равномерного распределения параметров потока на входе.

Расчет показывает, что поток в сечении, проходящем по выходным кромкам лопаток СА, характеризуется значительной окружной неравномерностью распределения скорости как по модулю, так и по направлению (рис. 4). Наибольшие градиенты скорости имеют место в пристеночных областях течения и в кромочном следе лопаток СА.

Очевидно, при отказе от упрощающего допущения о равномерном течении на входе в СА, следует ожидать еще большей неравномерности потока на выходе из компрессора.

Для исследования влияния на гидравлическое сопротивление диффузора градиентов скорости,  $k$  и  $\varepsilon$ , обусловленных обтеканием не только втулки и полки, но и также спинки и корытца лопаток СА, в качестве ГУ на входе в домен использованы трех-

мерные «трубные» профили скорости,  $k$  и  $\varepsilon$ , полученные в результате предварительного трехмерного расчета стабилизированного течения в имитирующем СА кольцевом канале постоянного поперечного сечения с радиально установленными в нем продольными бесконечно тонкими пластинами в количестве, близком к количеству лопаток СА.

На рис. 5 показано расчетное распределение относительного полного давления  $\bar{p}^* = p^* / p_{cp}^*$  на выходе кольцевого канала с пластинами (а) в сравнении с распределением того же параметра в кольцевом канале без пластин (б). В первом случае относительное полное давление  $\bar{p}^*$  изменяется в более широких пределах ( $\bar{p}^* = 0,00367...0,189$ ), чем во втором ( $\bar{p}^* = 0,058...0,16$ ). Таким образом, неравномерность потока на выходе из канала с пластинами выше и, соответственно, ближе к реальной неравномерности потока за компрессором.

Численное моделирование течения в диффузоре с использованием трехмерных и двумерных «трубных» профилей скорости и параметров турбулент-

ности на входе, показало, что при трехмерных профилях размер зоны отрыва потока от нижней стенки преддиффузора больше (рис. 6). В результате при

трехмерных профилях гидравлическое сопротивление диффузора оказывается на 10,5% больше, чем при аналогичных двумерных (см. табл. 1).

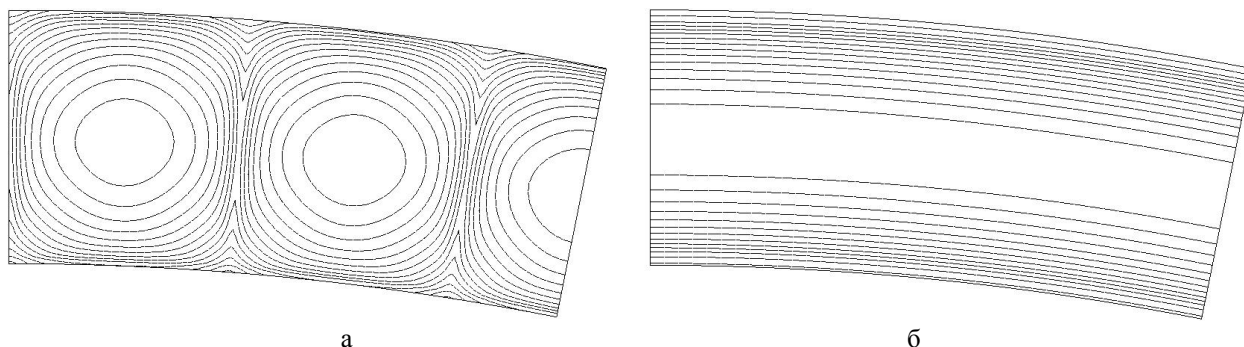


Рис. 5. Изолинии относительного полного давления на выходе кольцевого канала: а – с пластинами («трубный» 3D профиль); б – без пластин («трубный» 2D профиль)

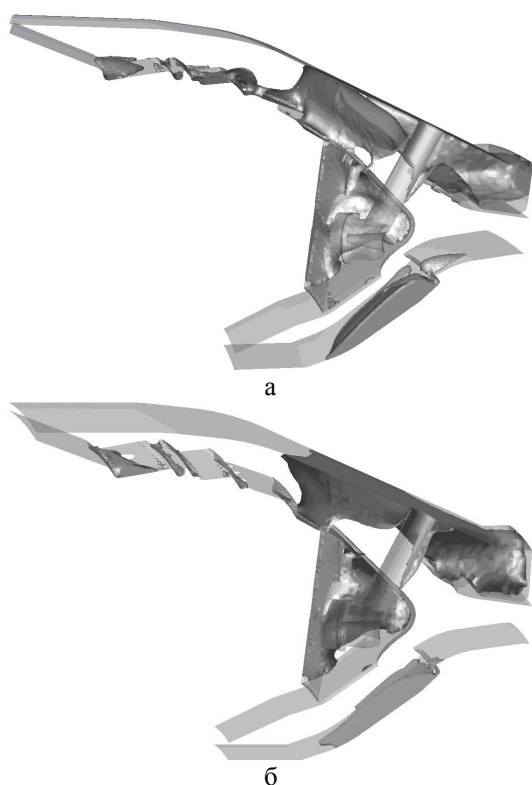


Рис. 6. Исоповерхности нулевой осевой скорости при различных «трубных» профилях параметров потока на входе в диффузор: а – 3D; б – 2D

### Заключение

1. Из результатов расчетов трехмерной виртуальной модели отрывного диффузора КС ГТД видно, что его гидравлическое сопротивление возрастает

с увеличением неравномерности распределения осевой составляющей скорости потока во входном сечении. Это согласуется с известными экспериментальными данными [11], полученными для более простых объектов, в частности, для плавных диффузоров и труб с внезапным расширением.

2. Гидравлическое сопротивление отрывного диффузора возрастает с увеличением неравномерности распределения параметров турбулентности на входе в модель, что согласуется с физическими представлениями, но требует дополнительного экспериментального подтверждения.

3. Неравномерность потока на входе в диффузор КС определяется предысторией потока выше по течению, где расположен компрессор. Структура течения воздуха в компрессоре весьма сложна и не исчерпывается неравномерностью распределения осевой составляющей осредненной скорости и параметров турбулентности в радиальном и окружном направлениях, обусловленных вязким взаимодействием потока со стенками СА. Потенциально на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС ГТД могут влиять асимметрия и остаточная закрутка потока за СА, «тонкие» вихревые структуры и т. п. Все это следует учитывать при постановке реалистичных входных ГУ.

4. Реалистичные ГУ на входе отрывной диффузор должны быть получены либо при помощи высокоточных измерений локальных значений трех компонент скорости и параметров турбулентности с достаточным пространственным разрешением, либо из трехмерного расчета компрессора.

5. Перспективный способ обеспечения максимальной точности прогнозирования гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД видится в отказе от поузловых расчетов и включении компрессора и КС в состав единой расчетной области.

### Литература

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

2. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / [Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.

3. 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.

4. Веретенников С.В. Исследование эффективности отрывного кольцевого диффузора камеры сгорания ГТД // 32 Гагаринские чтения: Международная молодежная научная конференция. Москва. 4-8 апр., 2006: Научные труды. Т. 2. – М.: МАТИ-РГТУ, 2006. – С. 169-170.

5. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Гугсса Ф.А. Исследование аэродинамики отрывного диффузора камеры сгорания ГТД // Полет. – 2007. – № 12. – С. 54-60.

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

7. 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 pp.

8. 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 pp.

9. 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 pp.

10. Костюк В.Е., Кирилаш Е.И. Влияние входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора камеры сгорания авиационного ГТД. 1. Математическая модель и ее верификация // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4(51). – С. 61-65.

11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – 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.