

УДК 532.6

Моделирование локально-неравновесных процессов в турбулентных течениях в трансзвуковых осевых компрессорах

А.Н. Аксенов¹, А.Б. Шабаров²

¹ПНИИ ОАО “Газтурбосервис”, Тюмень

²Тюменский государственный университет

E-mail: muon@inbox.ru

При расчете течений в трансзвуковых осевых компрессорах предлагается локальное демпфирование турбулентной вязкости в зависимости от отношения генерации турбулентной энергии к скорости ее диссипации. Приводятся результаты численного моделирования течений в компрессоре NASA Rotor 37 и сравнение расчетных распределений повышения полной температуры и полного давления с экспериментальными данными при различных частотах вращения. Получено повышение точности моделирования на всех рассмотренных режимах.

Ключевые слова: турбулентность, демпфирование турбулентной вязкости, осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса, трансзвуковой компрессор.

ВВЕДЕНИЕ

Использование стандартных двухпараметрических моделей турбулентности ($k-\varepsilon$ [1], $k-\omega$ [2] и др.) для расчета газодинамических характеристик трансзвуковых компрессоров часто приводит к значительному отклонению от экспериментальных данных, обусловленному завышенными оценками турбулентной вязкости [3–5].

В высоконагруженных компрессорах течение в отрывных зонах и на скачке уплотнения характеризуется значительной степенью неравновесности генерации и скорости диссипации турбулентной энергии [6]

$$R = P_k / \rho \varepsilon > 1. \quad (1)$$

где $P_k = \mu_t S^2$, $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, S_{ij} — компоненты среднего тензора скорости деформации, μ_t — турбулентная вязкость, ρ — плотность, ε — скорость диссипации энергии турбулентности. Функциональная связь коэффициента турбулентной вязкости C_μ с неравновесностью R может быть получена из обобщенного уравнения для рейнольдсовых напряжений в слабо неравновесном приближении

и модели Ротта для тензора перераспределения, описывающего обмен энергией между отдельными составляющими $\langle u'_i u'_j \rangle$ [7–8]:

$$\mu_t = C_\mu \rho (k^2 / \varepsilon),$$

$$C_\mu = \frac{2(1-C_2)(C_R-1+C_2R)}{3(C_R-1+R)^2},$$

где $C_R = 0,7 \dots 5$ — константа Ротта [9], $C_2 = 0,6$. Принимая во внимание стандартное значение $C_\mu = C_\mu^0 = 0,09$ при $R = 1$, определим

$$C_R = \frac{(1-C_2)\left(1+\sqrt{1-6C_\mu^0}\right)}{3C_\mu^0} = 2,486.$$

Для ограничения турбулентной вязкости при $R < 1$ принимаем

$$C_\mu = \min \left(C_\mu^0, \frac{2(1-C_2)(C_R-1+C_2R)}{3(C_R-1+R)^2} \right). \quad (2)$$

Использование стандартного определения турбулентной вязкости при расчете неравновесности генерации и скорости диссипации турбулентной энергии

$$R = \frac{P_k}{\rho \varepsilon} - C_\mu^0 \left(\frac{kS}{\varepsilon} \right)^2 \quad (3)$$

существенно ускоряет сходимость итерационного цикла при решении тестовых задач [10].

В настоящей работе рассматриваются результаты применения демпфирования (2), (3) для расчета газодинамических характеристик трансзвукового осевого компрессора NASA Rotor 37 [6] со степенью повышения полного давления $\pi_k^* = 2,056$, адиабатическим КПД $\eta_{ad} = 87,6$ % (при массовом расходе воздуха 20,74 кг/с) и номинальной частотой вращения $\Omega_0 = 1800$ рад/с. Выбор Rotor 37 обусловлен подробным описанием экспериментальных данных [11–13] и известными расчетно-теоретическими исследованиями [3–6], позволяющими провести проверку методики расчета (рис. 1).

ПОСТАНОВКА НАЧАЛЬНЫХ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

При постановке задачи использовалось условие периодичности в лопаточном венце [14, 15]. На входе устанавливались полное давление (p_{in}^*), полная температура (T_{in}^*), степень турбулентности (Tu_{in}) и турбулентная вязкость (μ_t^*). При этом

$$k_{in} = (3/2)Tu_{in}^2 V_{in}^2, \quad \varepsilon_{in} = \rho C_\mu^0 \frac{k_{in}^2}{\mu_t^*},$$

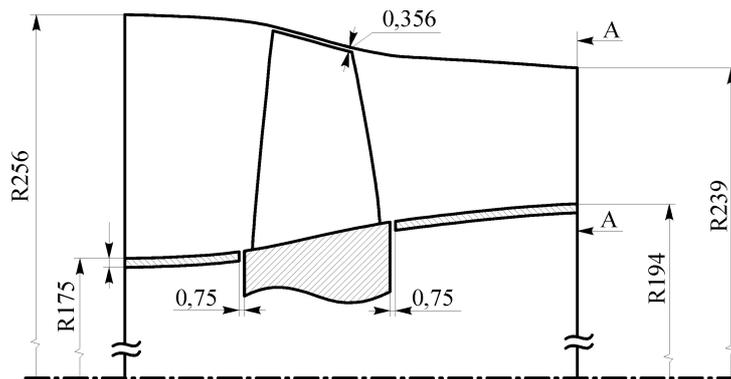


Рис. 1. Проточная часть компрессора Rotor 37.

где $\vec{V}_{in} = \vec{W}_{in} + \Omega \times \vec{r}$ — абсолютная скорость, \vec{W}_{in} — относительная скорость во вращающейся с постоянной угловой скоростью Ω системе координат, μ — динамическая вязкость. На выходе задавался массовый расход G (табл.). Условие прилипания $W = 0$ определялось на поверхности лопатки и диске компрессора, на втулке и корпусе $V = 0$. На всех непроницаемых границах ставилось условие отсутствия теплового потока через стенку.

Для сокращения количества расчетных узлов вблизи твердых стенок использовались масштабируемые пристеночные функции [16, 17]:

$$u^* = C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}, \quad u_{\tau} = \frac{U_1}{(1/k) \ln(y^*) + C}, \quad \tau_w = \rho u^* u_{\tau}, \quad y^* = \max(y^+, 11,067),$$

где u_{τ} — динамическая скорость, k — постоянная Кармана, $C = 5,2$, τ_w — напряжение трения на обтекаемой поверхности, $y^+ = \rho u_{\tau} y / \mu$ — безразмерное расстояние до стенки, U_1 — модуль тангенциальной составляющей скорости на внешней границе пограничного слоя.

Начальные условия определялись интерполяцией результатов моделирования на более грубых сетках.

ПАРАМЕТРЫ ЧИСЛЕННОГО ИНТЕГРИРОВАНИЯ

Расчет течения в компрессоре проводился методом контрольного объема [18] с помощью программы Ansys CFX 11 [19]. При аппроксимации конвективных и диффузионных потоков использовалась улучшенная схема второго порядка точности (High Resolution Scheme) [20]. Система уравнений сохранения интегрировалась методом установления по времени с общим количеством итераций не менее 10^3 и шагом $\Delta t = 2 \cdot 10^{-5}$ с. Возможность стационарной постановки задачи обусловлена достижением среднеквадратичной невязки уровня $10^{-6} \dots 10^{-5}$ и результатами нестационарных расчетов [3, 5].

Таблица

Интегральные газодинамические характеристики компрессора Rotor 37

(при $p_{in}^* = 101325$ Па, $T_{in}^* = 288, 15$ К, $Tu_{in} = 0,05$)

Режим	Частота вращения, Ω , рад/с	Расход воздуха, G , кг/с	Степень сжатия, π_k^*	Отношение темпера- тур, T_{out}^* / T_{in}^*
0,7 Ω_0	1258	15,93	1,35	1,095
0,9	1620	19,61	1,78	1,194
1,0	1800	20,51	2,08	1,265

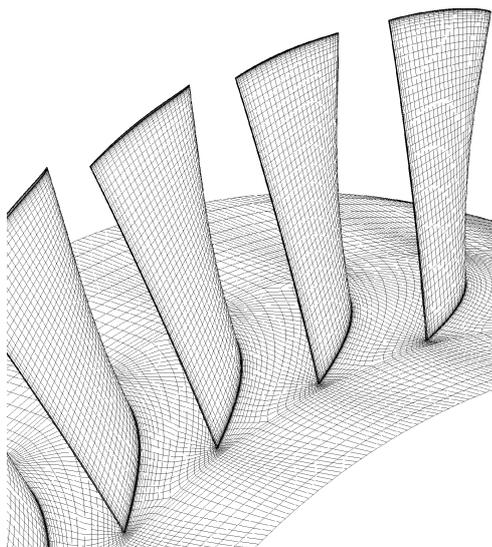


Рис. 2. Конфигурация расчетной сетки в межлопаточном канале ($N = 2,5 \cdot 10^5$).

Для решения систем линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) применялся метод неполной факторизации ILU (Incomplete Lower Upper Factorization) [21]. При дискретизации расчетной области использовалась структурированная многоблочная сетка (рис. 2) с максимальным общим количеством расчетных узлов $1,6 \cdot 10^6$, безразмерным расстоянием до стенки $y^+ \sim 20$ и $\Delta y = 6 \cdot 10^{-6}$ м.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Зависимость результатов численного прогноза повышения полной температуры и полного давления от количества узлов расчетной сетки (N) представлена на рис. 3 (для номинальной частоты вращения и стандартного определения

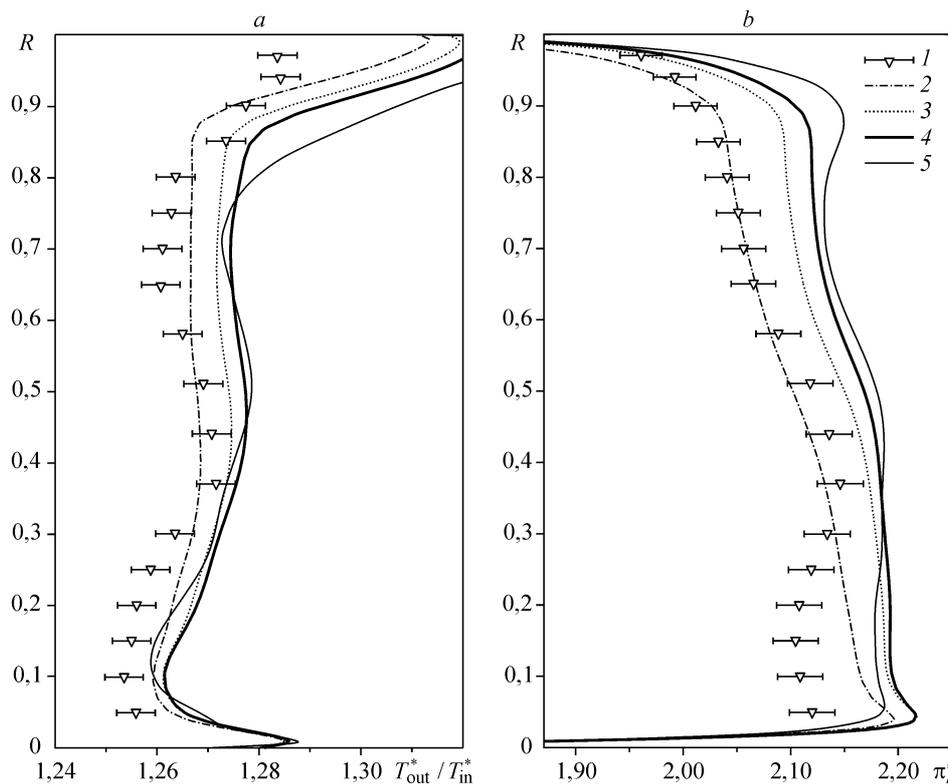


Рис. 3. Зависимость распределений повышения полной температуры (а) и полного давления (б) в неподвижной системе координат от разрешения расчетной сетки. Эксперимент (1); CFX11, $k-\epsilon$, $N = 2,5E+5$ (2), $5,0E+5$ (3), $1,6E+6$ (4); turbo_3D@RSM_3D $k-\epsilon$, [3], 2004 (5).

турбулентной вязкости). При $N > 5 \cdot 10^5$ изменение основных газодинамических характеристик значительно меньше величины экспериментальной погрешности измерений. Расчеты [3], проведенные с помощью кода `turbo_3D@RSM_3D` и стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности ($N = 3,0E + 6$, $y^+ < 0,3$), согласуются без метода пристеночных функций, согласуются с вычислениями по программе Ansys CFX 11 (рис. 3). Сопоставление расчетных распределений относительного числа Маха в межлопаточном канале компрессора с данными лазерной анемометрии [13] приведено на рис. 4.

Локально-неравновесное демпфирование (2), (3) на сетках с максимальным количеством расчетных узлов ($N = 1,6 \cdot 10^6$) позволило получить распределения степени сжатия и полной температуры для различных частот вращения (рис. 5). Характерная зависимость среднеквадратичной невязки от числа итераций отражена на рис. 6 (при начальном приближении, полученном на сетке с $N = 5,0E + 5$).

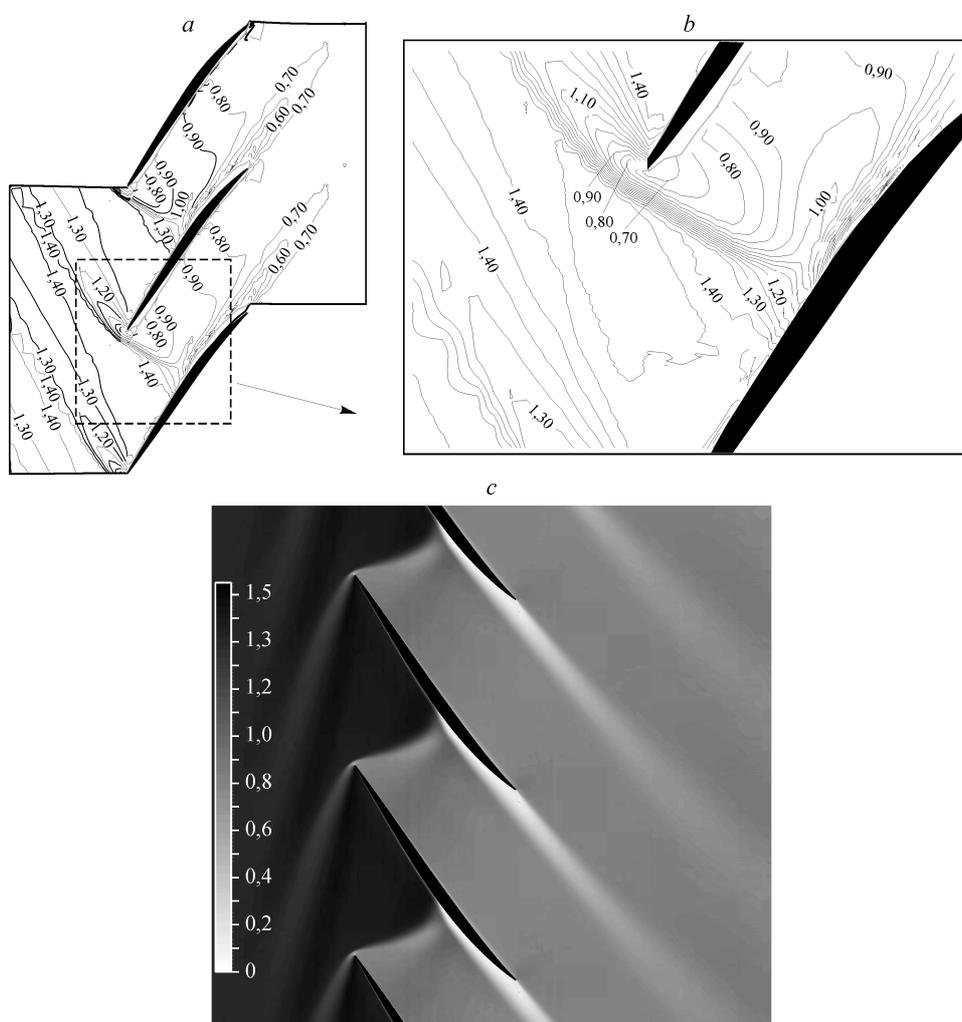


Рис. 4. Экспериментальные (a, b) и расчетные (c) распределения числа Маха во вращающейся системе координат (30 % по высоте от радиального зазора).

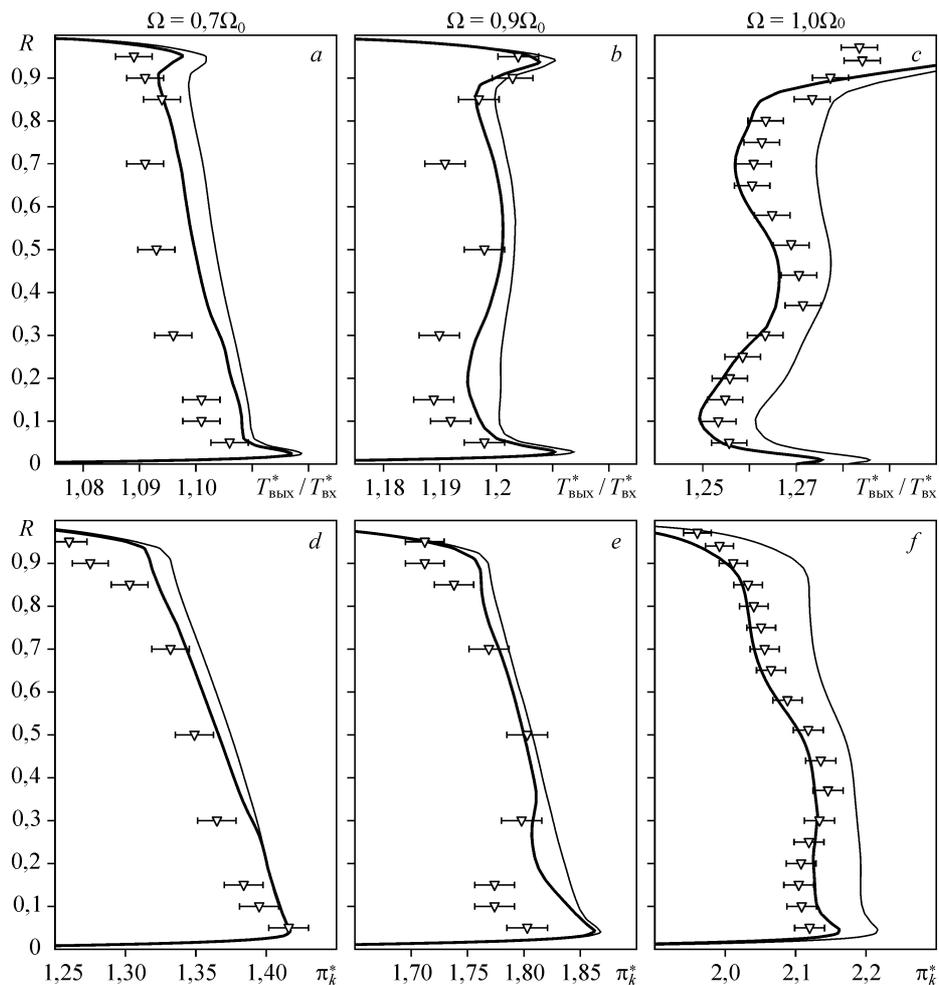


Рис. 5. Результаты расчета распределений повышения полной температуры (*a, b, c*) и полного давления (*d, e, f*) в неподвижной системе координат на выходе из компрессора при различных частотах вращения рабочего колеса. Тонкая линия соответствует $C_\mu = 0,09$, утолщенная — локально-неравновесному демпфированию (2), (3).

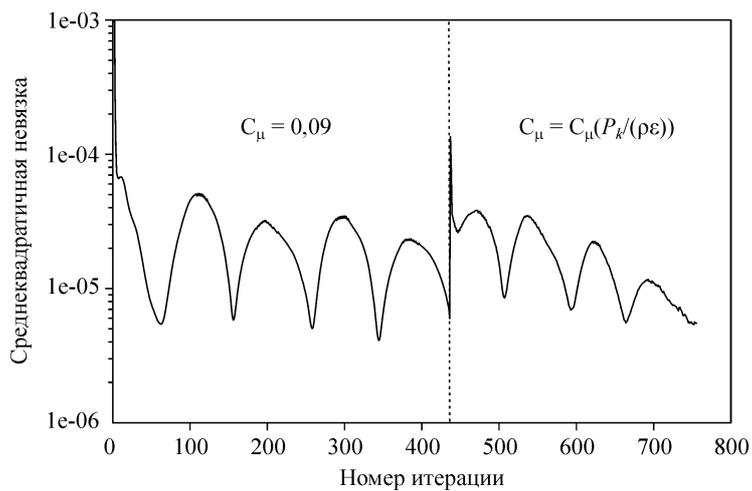


Рис. 6. Сходимость итерационного процесса для стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности и локально-неравновесного демпфирования $C_\mu = C_\mu(P_k / (\rho\epsilon))$ при $\Omega = 0,9\Omega_0$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Локально-неравновесное демпфирование турбулентной вязкости повышает точность моделирования полей газодинамических параметров на всех рассмотренных режимах работы компрессора. При $\Omega \geq 0,9 \Omega_0$ наблюдается качественное улучшение согласованности расчетных и экспериментальных параметров (по сравнению со стандартной k - ε моделью турбулентности).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Launder B.E., Spalding D.B.** The numerical computation of turbulent flows // Computer Methods in Appl. Mechanics and Engng. 1974. Vol. 3. P. 269–289.
2. **Wilcox D.C.** Turbulence modeling for CFD, DCW Industries, 2000. 314 p.
3. **Gerolymos G.A., Vallet I.** Wall-Normal-Free Reynolds-Stress Model for rotating flows applied to turbomachinery // AIAA J. 2002. Vol. 40. P.199–208.
4. **Chima R.** Comparison of the AUSM⁺ and H-CUSP schemes for turbomachinery applications // National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center. Hampton. Virginia. NASA TM-212457. 2003. 20 p.
5. **Chima R.** SWIFT Code assessment for two similar transonic compressors // National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center. Hampton. Virginia. NASA TM-215520. 2009. 18 p.
6. **Dunham J.** Editor, CFD validation for propulsion system components. Advisory Group for Aerospace Research report AR-355. Canada Communication Group Inc., Quebec, 1998. 96 p.
7. **Pope S.B.** Turbulent flows. Cambridge University Press, Cambridge, 2000. 750 p.
8. **Белов И.А.** Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. 108 с.
9. **Bradshaw P., Cebeci T., Whitelaw J.H.** Engineering calculation methods for turbulent flow. N.Y.: Academic Press, 1981. 331 p.
10. **Bertram M.H.** Free turbulent shear flows. Vol. II — summary of data // National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center. Hampton. Virginia. NASA SP-321. 1973. 88 p.
11. **Reid L., Moore R.D.** Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor // NASA Technical Paper 1337, 1978.
12. **Moore R.D., Lonnie R.** Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1,19 and 1,26, respectively, and with design pressure ratio of 2,05 // National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center. Hampton. Virginia. NASA. TP-1337. 1978. 119 p.
13. **Suder K.L.** Blockage development in a transonic, axial compressor rotor // National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center. Hampton. Virginia. NASA. TM-113115. 1997. 16 p.
14. **Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н. и др.** Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
15. **Русанов А.В.** Численное моделирование трехмерного течения вязкого газа в турбомашине с учетом нестационарного взаимодействия лопаточных аппаратов // Авиационная техника и технология. Вестн. Харьк. авиац. ин-та. 1998. Вып. 5. С. 104–108.
16. **Vieser W., Esch T., Menter F.** Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models with advanced wall treatment // Proc. 4th Inter. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer. Antalya, Turkey, 2003. P. 614–635.
17. **Grotjans H., Menter F.R.** Wall functions for general application CFD codes / K.D. Papailiou et al., editor // ECCOMAS 98 Proc. of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conf. 1998. P. 1112–1117.
18. **Волков К.Н.** Применение метода контрольного объема для решения задач механики жидкости и газа на неструктурированных сетках // Вычислительные методы и программирование. 2005. Т. 6. С. 43–60.
19. **Belamri T., Galpin P., Braune A., Cornelius C.** CFD Analysis of a 15 Stage Axial Compressor: Part 1 — Methods // ASME Conf. Proc. 2005. P. 1001–1008.
20. **Ansys CFX-Solver Theory Guide / ANSYS Inc., Southpointe, 2006. 298 p.**
21. **Raw M.J.** Robustness of coupled algebraic multigrid for the navier-stokes equations // AIAA 96-0297, 34th Aerospace and Sciences Meeting & Exhibit, January 15-18 1996, Reno, NV.

Статья поступила в редакцию 14 мая 2009 г.