

$J=5621,12$; $K_I=34,752 \cdot \sqrt{m}$ по методу перемещений;

$K_I=36,05 \text{ МПа} \cdot \sqrt{m}$ по методу J-интеграла.

Расхождение в 3,6% в результатах расчетов КИН двумя различными способами вполне допустимо.

Когда конечно-элементное моделирование завершено и установленные картины распределения деформаций сжатия на поверхности детали в вершине трещины идентичны данным, полученным после обработки реакции ДДИТ с использованием тарировочной зависимости, можно определить эквивалентное число циклов нагружения детали, а затем на основе представленных в работах [1,2] методик реализовать процедуру прогнозирования долговечности исследуемой детали.

Изложенный расчетно-экспериментальный метод позволяет с достаточной степенью достоверности оценить значения ответственных за процесс роста трещины параметров, входящих в расчетные уравнения по определению долговечности при расчете ресурса изделий, и тем самым исключить возможность аварии исследованного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сызранцев В. Н., Голофаст С. Л., Сызранцева К. В. Диагностика нагруженности и ресурса деталей трансмиссий и несущих систем машин по показаниям датчиков деформаций интегрального типа. Новосибирск: Наука, 2004. 188 с.
2. Сызранцев В. Н., Голофаст С. Л. Измерение циклических деформаций и прогнозирование долговечности деталей по показаниям датчиков деформаций интегрального типа. Новосибирск: Наука, 2004. 204 с.
3. Сызранцева К. В. Методическое и программное обеспечение измерения напряжений в деталях машин датчиками деформаций интегрального типа: Дисс. ... канд. техн. наук. Курган, 1998. 154 с.
4. Морозов Е. М., Муйземнек А. Ю., Шадский А. С. ANSYS в руках инженера: Механика разрушения. М.: ЛЕНАНД, 2008. 456 с.
5. Голофаст С. Л. Разработка экспериментально-расчетных методов оценки нагруженности и прогнозирования ресурса машин на примере передач Новикова ДЛЗ: Дисс. ... канд. техн. наук. Курган, 1994. 218с.

*Андрей Николаевич АКСЁНОВ —
инженер ОАО «Газтурбосервис»*

*Александр Борисович ШАБАРОВ —
зав. кафедрой механики и многофазных систем
Тюменского государственного университета,
доктор технических наук, профессор*

УДК 532.6

РАСЧЕТ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСЗВУКОВОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗЛИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

АННОТАЦИЯ. Представлены результаты моделирования течения в трансзвуковом компрессоре NASA Rotor 37 с помощью различных моделей турбулентности; проводится сравнение расчетных и экспериментальных степени повышения полного давления и адиабатического КПД компрессора.

The results of simulation of flows in the transonic NASA compressor Rotor 37 with different models of turbulence are submitted; Is giving comparison of experimental and computational total pressure ratio and adiabatic efficiency.

Введение. Одна из важнейших задач современного машиностроения — повышение эффективности и надежности турбокомпрессоров. Трудности решения этой задачи связаны со сложной пространственной формой области течения, сильной закруткой потока, сжимаемостью и турбулентностью. Все это определяет сложность моделирования с фундаментальной и вычислительной точек зрения. Точность моделирования течения в межлопаточном канале компрессора во многом определяется выбранной моделью турбулентности, схемной диффузией, мощностью расчетной сетки в области радиальных зазоров и пограничного слоя. Настоящая работа направлена на оценку степени влияния этих параметров на интегральные характеристики рабочего колеса.

Модели турбулентности. К сожалению, на данный момент не существует универсальной модели турбулентности, позволяющей точно и надежно определять отрыв пограничного слоя, потери энергии в потоке, ламинарно-турбулентный переход и т.д. Тенденции последних десятилетий заключаются в стремлении к моделям, приемлемым для инженерных расчетов и надежно работающих для отдельных классов течений.

Анализ публикаций за последние годы, посвященных проблемам моделирования течений в турбокомпрессорах, выявил группу наиболее часто применяемых моделей турбулентности [1]:

1. *Двухпараметрическая $k-\epsilon$ модель Лаундера и Шармы [2]* характеризуется высокой ошибкоустойчивостью, экономичностью и разумной точностью для широкого диапазона турбулентных потоков. Тем не менее, известно, что при выводе уравнений $k-\epsilon$ модели опущены члены, существенные вблизи стенок, и только благодаря удачному выбору эмпирических констант удалось добиться приемлемого описания простых безградиентных течений. На базе стандартных уравнений $k-\epsilon$ были сформулированы RNG $k-\epsilon$ [3] и однопараметрическая $(k-\epsilon)_{IE}$ [4] модели турбулентности.

2. *Двухпараметрическая $k-\omega$ модель Уилкокса [5]* хорошо зарекомендовала себя в непосредственной близости от стенки, особенно при наличии сильного градиента давления. Одним из существенных недостатков этой модели является сильная чувствительность к параметрам турбулентности в свободном потоке, и если не проявить должного внимания к определению удельной скорости диссипации энергии ω , то можно получить ошибочный результат для пограничного слоя и свободного сдвигового течения.

3. *Двухслойная модель Менгера SST (Shear Stress Transport) [6]* эффективно сочетает устойчивость и точность стандартной $k-\omega$ модели в пристеночных областях и $k-\epsilon$ модели на удалении от стенок. Эта модель считается перспективной для внутренних и внешних течений с ламинарно-турбулентным переходом и теплообменом.

4. *Модель Рейнольдсовых напряжений RSM (Reynolds Stress Model) [7]* является одной из самых сложных и требует, как правило, большего числа расчетных узлов. В этой модели не используется предположение об изотропности турбулентной вязкости, а для замыкания осредненных уравнений Навье-Стокса решаются уравнения переноса для Рейнольдсовых напряжений совместно с уравнением для скорости турбулентной диссипации ϵ . RSM модель турбулентности имеет большой потенциал для точного расчета сложных потоков, но требует значительного уточнения для пристенных течений.

Характеристики исследуемого турбокомпрессора. Течение воздуха в трансзвуковом осевом турбокомпрессоре NASA Rotor 37 (рис. 1) было подробно изучено экспериментально [8,9]. Rotor 37 — это высоконагруженный компрессор, характеризуемый большой степенью повышения полного давления $\pi_k^* = 2.1$, малым запасом устойчивости по расходу (8% от режима запираания), большой скоростью вращения (1800 рад/с), интенсивными скачками уплотнения и отрывными зонами на всех режимах. Благодаря открытым и подробным экспериментальным данным турбокомпрессор Rotor 37 стал общепризнанным тестом газодинамических программ [10].

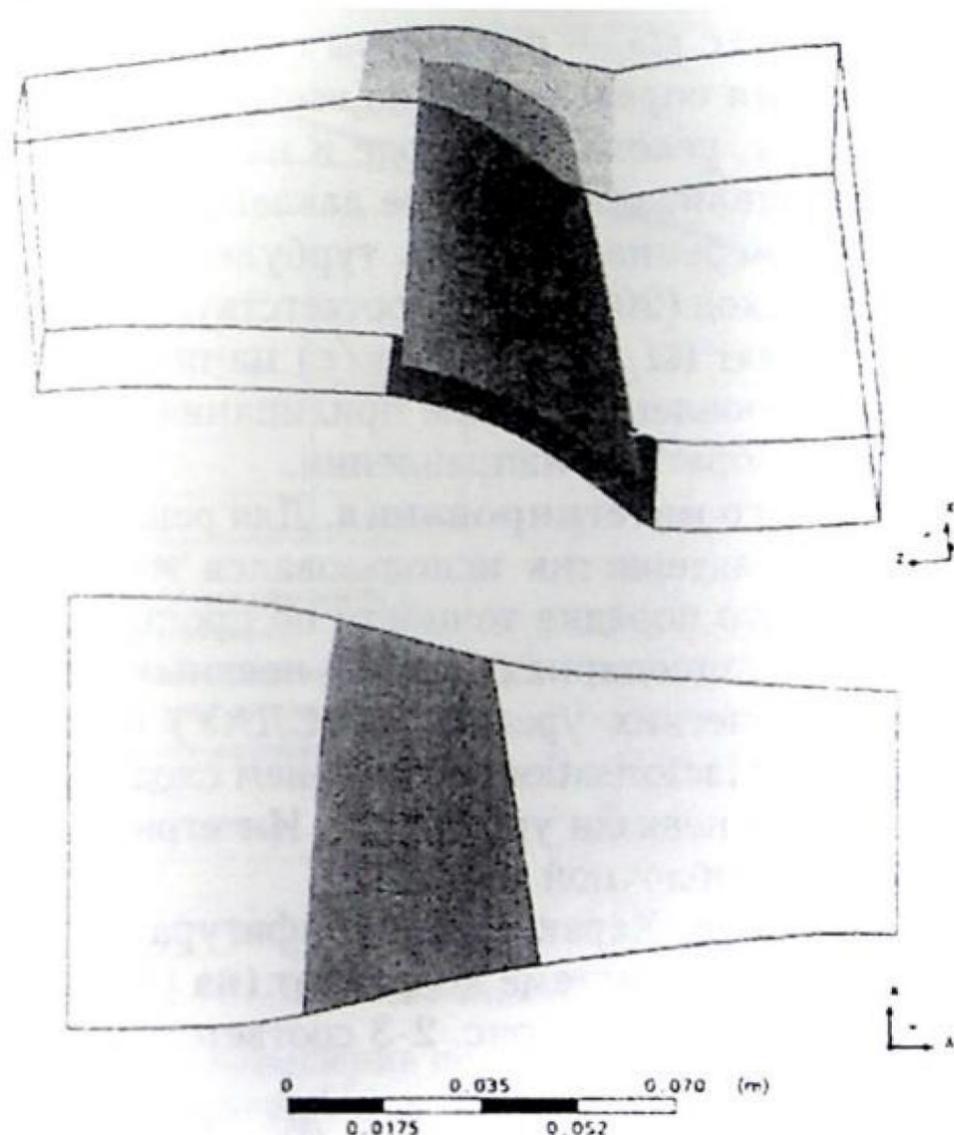


Рис. 1. Форма проточной части турбокомпрессора Rotor 37

Модель течения. Во вращающихся с постоянной угловой скоростью рабочих колесах (роторах) турбомашин рассматривается относительное течение в системе координат (x, y, z) , вращающейся вместе с колесом относительно оси z . Связь между векторами скорости \vec{V} в абсолютном движении и $\vec{W} = (w_1, w_2, w_3)$ в относительном задается выражением:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{\Omega} \times \vec{r}, \quad (1)$$

где $\vec{\Omega}$ — вектор угловой скорости; \vec{r} — радиус-вектор точки. В дифференциальной форме уравнения сохранения массы (2), момента импульса (3) и энергии (4) имеют вид [10]:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_R + \vec{\nabla} [\rho \vec{W}] = 0, \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial \rho \bar{W}}{\partial t}\right)_R + \bar{\nabla} \left[\rho \bar{W} \otimes \bar{W} - \bar{\sigma} - \bar{\tau}_t \right] = \rho (\Omega^2 \bar{r} - 2\bar{\Omega} \times \bar{W}), \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial \rho E_R}{\partial t}\right)_R + \bar{\nabla} \left[\rho E_R \bar{W} + (\bar{\sigma} + \bar{\tau}_t) \bar{W} - \bar{q} - \bar{q}_t \right] = \rho \Omega^2 \bar{r} \bar{W} \quad (4)$$

где ρ — плотность, t — время, $\bar{\sigma}$ — тензор напряжений, \bar{q} — тепловой поток.

В уравнениях (2) — (4) индекс «R» обозначает величины во вращающейся системе координат, индекс «t» — параметры турбулентности.

Граничные условия определялись на всех поверхностях и включали условия на твердых стенках, условия на входе и на выходе, периодические интерфейсы. На входе устанавливались полное давление (101325 Па), полная температура (288.15 К) и умеренная степень турбулентности ($\mu/\mu \sim 10$). На выходе задавался массовый расход (20.93 кг/с соответствует режиму 1.0N). Во вращающейся системе координат ($\Omega_{1.0N} = 1800$ рад/с) на поверхности лопатки и диске компрессора было установлено условие прилипания, на поверхности корпуса и втулки — вращение в обратном направлении.

Условия численного интегрирования. Для решения системы (2)-(4) и расчета турбулентных характеристик использовался метод контрольного объема (МКО) со схемой второго порядка точности по пространственным переменным [11]. Интегрировалась стационарная система неявным методом. Решение системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) проводилось методом ILU (Incomplete Lower Upper factorisation). Критерием сходимости являлось достижение среднеквадратичной невязки уровня 10^{-5} . Интегрирование производилось на структурированной многоблочной сетке [12]

Результаты расчетов. Характерные конфигурации изолиний плотности и числа Маха в неподвижной системе координат (на режиме 0.98N с максимальным значением π_t^*) приведены на рис. 2-3 соответственно.



Рис. 2. Изолинии плотности



Рис. 3. Изолинии числа Маха

Результаты расчета степени повышения полного давления на режиме 1.0N представлены на рис. 4. При моделировании была использована стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности. На графике представлены также результаты расчетов других авторов [10], выполненные на разных газодинамических программах и сетках.

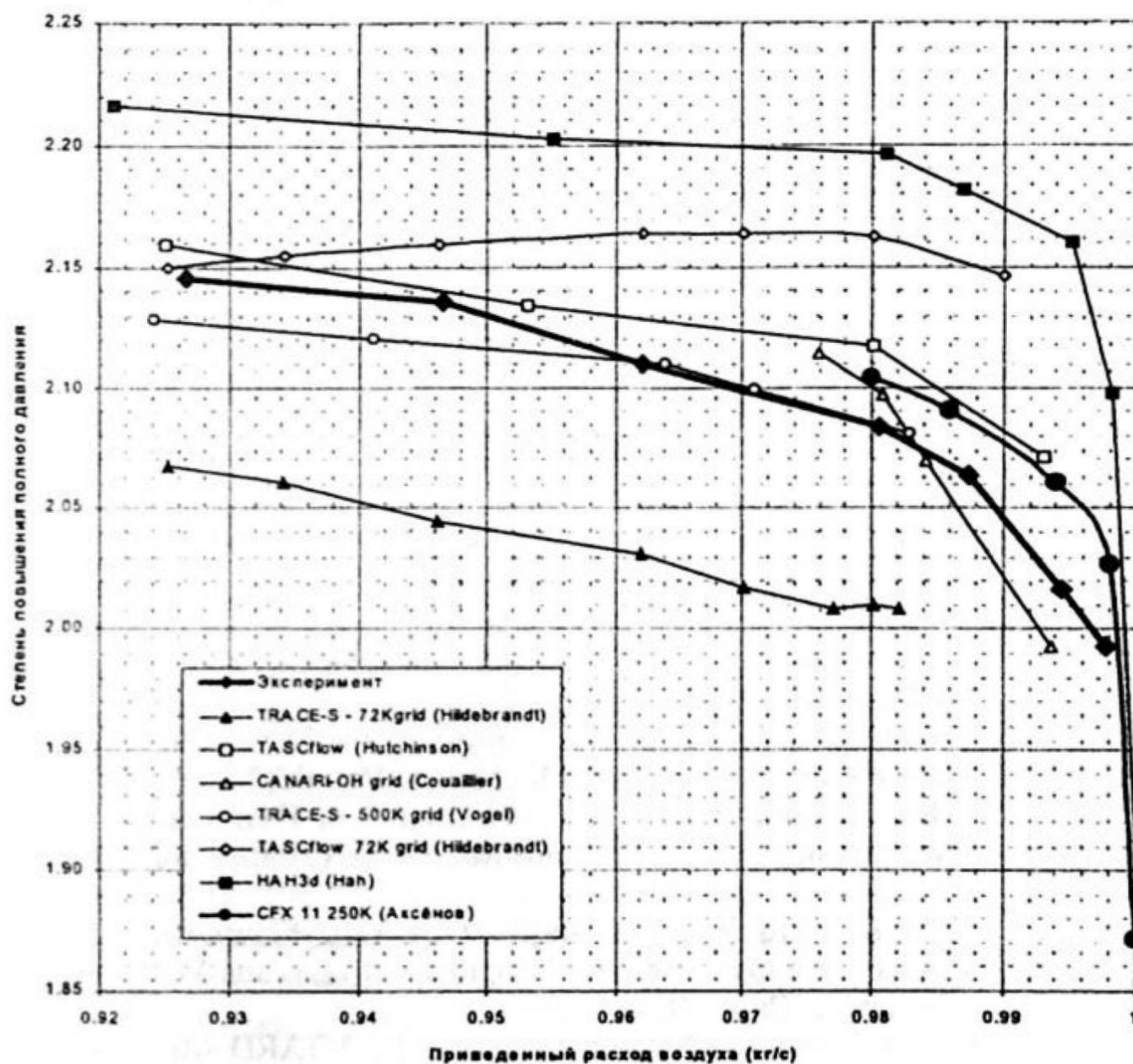


Рис. 4. Зависимость степени повышения полного давления (π_k^*) от приведенного массового расхода ($m = m / m_0$, $m_0 = 20.93$ кг/с) на режиме 1.0N

Для решения вопроса о степени влияния мощности сетки и модели турбулентности на интегральные характеристики турбокомпрессора был выбран режим 0.7N, характеризующийся высокой газодинамической устойчивостью и быстрой сходимостью процесса численного интегрирования.

Результаты проведенной серии расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчетов адиабатического КПД компрессора ($\eta_{ад}$) и степени повышения полного давления (π_k^*) на режиме 0.7N

	$(k-\epsilon)_{1E}$		$k-\epsilon$		rng $k-\epsilon$		$k-\omega$		sst		rsm	
	π_k^*	$\eta_{ад}$	π_k^*	$\eta_{ад}$	π_k^*	$\eta_{ад}$	π_k^*	$\eta_{ад}$	π_k^*	$\eta_{ад}$	π_k^*	$\eta_{ад}$
250 К	1.361	90.445	1.368	91.595	1.364	91.684	1.365	90.075	1.358	90.814	1.359	90.993
500 К	1.367	90.247	1.367	91.806	1.368	91.876	1.381	92.129	1.369	90.610	1.364	92.024

Заключение. Применение наиболее распространенных RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) моделей турбулентности приводит к заниженным значениям $\eta_{ад}$ и завышенным π_k^* . Во многом низкий расчетный КПД компрессора обусловлен завышенной оценкой степени повышения полной температуры, связанной, по-видимому, с высокой турбулентной вязкостью.

Хорошие и стабильные результаты были получены с помощью моделей $k-\varepsilon$ и RNG $k-\varepsilon$. Самые нестабильные результаты показала $k-\omega$ модель Уилкокса.

Несмотря на множество позитивных отзывов о SST модели Ментера, расчетное с ее помощью значение η_{ad} — одно из самых низких. Особо следует отметить анизотропную модель RSM, показывающую самые лучшие результаты при мощности расчетной сетки 500 К.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ершов С.В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах — современный взгляд. Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины.
2. Launder B.E., Sharma B.I. Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc // Letters in Heat and Mass Transfer. № 2. 1974. pp. 131-138.
3. Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B. & Speziale C.G. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique // Physics of Fluids A. Vol. 4, No. 7, 1992, pp.1510-1520.
4. Menter F.R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to the $k-\varepsilon$ Model // ASME J. Fluids Engineering, vol. 119, 1997, pp. 876-884.
5. Wilcox D.C. Turbulence Modelling for CFD. DCW Industries, La Canada, CA 91011, p. 314, 2000.
6. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal, vol. 32, 1994, pp. 269-289.
7. Launder B. E., Reece G. J. and Rodi W. Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulent Closure // Journal of Fluid Mechanics, Vol. 68(3), pp. 537-566.. 1975.
8. 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.
9. 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. NASA Technical Paper 1659, 1980.
10. CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD AR-355.
11. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for Fluid Dynamics. Berlin, Springer, 2002.
12. Аксенов А.Н., Шабаров А.Б. Численное моделирование трансзвукового компрессора NASA Rotor 37. Теплофизика, гидрогазодинамика, теплотехника: Сб. статей. Выпуск IV, Тюмень: Изд-во ТюмГУ, 2007. С. 99-105.

*Владимир Петрович ДУБОВ —
доцент кафедры радиофизики*

*Владимир Николаевич МОСИЕНКО —
студент 5 курса физического факультета
Тюменский государственный университет*

*Михаил Владимирович КАЛЕПЦОВ —
инженер завода «Электрон»*

УДК 535.33(075.8)

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ РЕГИСТРАЦИИ ОПТИЧЕСКИХ СПЕКТРОВ

АННОТАЦИЯ. Дано краткое описание устройства и работы лабораторной установки, представляющей собой автоматизированный лабора-