

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

### АННОТАЦИЯ

Применительно к условиям широко известных экспериментов Эккардта численно моделируется трехмерное турбулентное течение воздуха в осерадиальном колесе и безлопаточном диффузоре одноступенчатого центробежного компрессора. Турбулентный перенос описывается  $k-w$  моделью турбулентности. Расчеты выполнены с использованием коммерческой системы CFX-TASCflow на сетках разной размерности - с числом ячеек от 34 тысяч до 2.2 миллиона. Проводится сопоставление с данными эксперимента. Обсуждаются возможные погрешности расчета изэнтропического к.п.д.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Течение в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора принадлежит к наиболее сложному типу внутренних турбулентных течений [1]. Адекватное численное моделирование такого течения должно опираться на данные детальных экспериментов, к сравнительно небольшому числу которых относятся и широко известные исследования характеристик одноступенчатого центробежного компрессора и структуры течения в двух моделях рабочих колес полуоткрытого типа, выполненные Эккардтом [2].

Экспериментальные данные [2] признаны в качестве тестовых при выработке подходов к численному моделированию течения в рабочих колесах центробежных компрессоров (см., например, [3]). На их основе создаются учебные примеры средней и повышенной сложности [4, 5]. В работе [3] сравниваются расчетные (по программе FLUENT) и экспериментальные результаты, относящиеся к степени повышения полного давления в разных режимах, определяемых числом оборотов и расходом воздуха.

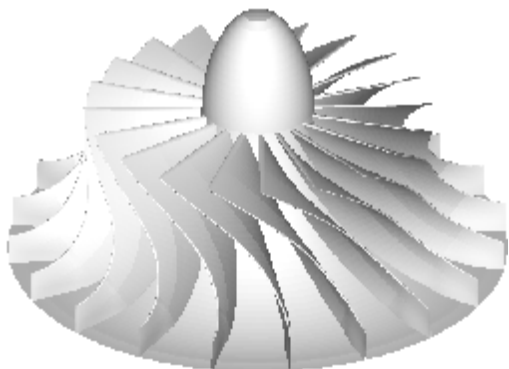


Рис. 1. Общий вид рабочего колеса.

Более детальные данные численного моделирования

течения в колесе и диффузоре представлены в [6]. Результаты расчетов использованы авторами для топологического анализа предельных линий тока, который направлен на интерпретацию процесса формирования течения на выходе из колеса, известного как «струя-след» (без прямого сопоставления с данными эксперимента).

Цель настоящей работы – исследование чувствительности к сетке результатов численного решения задачи о трехмерном турбулентном течении в рабочем колесе и безлопаточном диффузоре центробежного компрессора. С данными экспериментов сопоставляются как структура течения (поля скорости) в межлопаточном канале, так и интегральные характеристики ступени: степень повышения полного давления и изэнтропический коэффициент полезного действия. Особое внимание уделяется возможным вычислительным ошибкам, влияющим на значение к.п.д.

Для расчетов использован коммерческий пакет CFX-TASCflow версии 2.12.2 [7].

### 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На рис. 1 показан общий вид моделируемого рабочего колеса с радиальным направлением лопаток на выходе («Rotor 0» согласно экспериментам Эккардта). Геометрия колеса воспроизведена по данным о форме лопаток и меридиональных обводов, содержащимся в работах [2, 5]. В таблице 1 приведены основные характеристики колеса и режимные параметры, для которых выполнено расчетное исследование.

Таблица 1.

Число лопаток	20
Число оборотов в минуту	14000
Радиус колеса на выходе $R_{02}$ , м	0.2
Полное давление на входе $P_{вх}^*$ , кПа	101.33
Полная температура на входе $T_{вх}^*$ , К	288.1
Расход $G$ , кг/с	5.31

Расчеты выполнены на основе модели совершенного вязкого газа. Трехмерное турбулентное течение описывается системой стационарных уравнений Навье-Стокса и энергии, осредненных по Рейнольдсу. Турбулентная вязкость определяется с помощью высокорейнольдсовой версии  $k-w$  модели турбулентности [8].

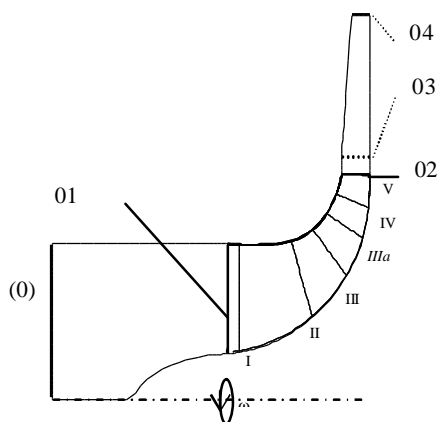


Рис. 2. Меридиональное сечение расчетной области и положение измерительных сечений (I-V) в эксперименте [2].

Расчетная область, меридиональное сечение которой изображено на рис.2, охватывает один межлопаточный канал и соответствующие ему секторы входного участка и безлопаточного диффузора. Пользуясь данной схемой, перечислим ряд деталей геометрической модели:

- длина входного участка (между сечениями (0) и 01) составляет 0.16 м;
- в межлопаточном канале (между сечениями 01 и 02) имеется зазор между кромкой лопатки и неподвижным кожухом; ширина зазора составляет 0.25 мм на входе и выходе из колеса и увеличивается до 0.4 мм к середине канала;
- за колесом на участке от  $R_{02}=0.2$  м (сечение 02) до  $R_{03}=0.215$  м (сечение 03) диффузор имеет постоянную ширину, а на участке от  $R_{03}$  до  $R_{04}=0.3374$  м (выходное из расчетной области сечение 04) постоянно площадь его поперечного сечения.

В расчетах приняты следующие граничные условия:

- на входе (сечение 0) задается осевой поток воздуха с постоянными полными давлением и температурой, определенными таблицей 1; интенсивность входной турбулентности принимается равной 7%, а отношение турбулентной вязкости к молекулярной - 30;
- задаваемое на выходной границе статическое давление автоматически подбирается в процессе вычислений таким образом, чтобы обеспечить требуемое значение массового расхода;
- на поверхностях, ограничивающих расчетную область по окружному направлению, ставится условие вращательной периодичности;
- на участке радиальной протяженностью 2 мм между вращающимся диском колеса и диффузором ставится условие проскальзывания;
- все поверхности колеса и диффузора полагаются адиабатически изолированными.

### 3. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ ЗАДАЧИ

Особенности численного метода, реализованного в пакете CFX-TASCflow, изложены в [7]. Используемые расчетные сетки – многоблочные, структурированные, H-типа, построены с использованием разработанного на кафедре гидроаэродинамики СПбГПУ программного обеспечения и конвертированы в формат Plot3D для импорта в пакет CFX-TASCflow:

- исходная сетка (258 024 ячейки) обеспечивает на твердых поверхностях среднее значение координаты стенки  $Y^+ \approx 30$ ;
- огрубленная сетка (34 240 ячеек) получена из исходной сетки разрежением сеточных линий;
- измельченная сетка (2 191 360 ячеек) получена из исходной сетки одновременным увеличением числа ячеек по каждому индексному направлению.

На измельченной сетке по ширине зазора между лопаткой и кожухом расположено 8 ячеек.

### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

На рис. 3 полученные в расчетах распределения скорости сопоставлены с экспериментальными для двух последних сечений (IV и V), в которых различия между вариантами расчета наиболее выражены. Как измеренная, так и расчетная скорости представляют собой меридиональную составляющую проекции вектора скорости на перпендикуляр к рассматриваемому сечению. Отметим, что величина скорости отнесена к окружной скорости задней кромки лопатки.

В поле течения, рассчитанном на огрубленной сетке, в обоих сечениях видна зона возвратных токов, отсутствующая, однако, в результатах эксперимента. При измельчении сетки происходят значительные изменения: в сечении IV на самой подробной сетке зона возвратных токов полностью отсутствует, а в сечении V ее размер значительно меньше чем десятая доля расстояния от втулки до кожуха, которой соответствует первый измеренный в этом сечении профиль.

Для сечения IV результаты расчетов на исходной и измельченной сетках практически совпадают. По отношению к экспериментальному распределению существенное отличие наблюдается лишь вблизи угла, образованного стороной разрежения лопатки и кожухом. Здесь в экспериментальном профиле локальный пик скорости выражен не столь ярко как в рассчитанном.

В результатах для сечения V, полученных на всех использованных сетках, граница областей «струи» и «следа» не столь резка, как в экспериментальном распределении. В целом же решение для измельченной сетки можно считать вполне удовлетворительно согласующимся с измерениями.

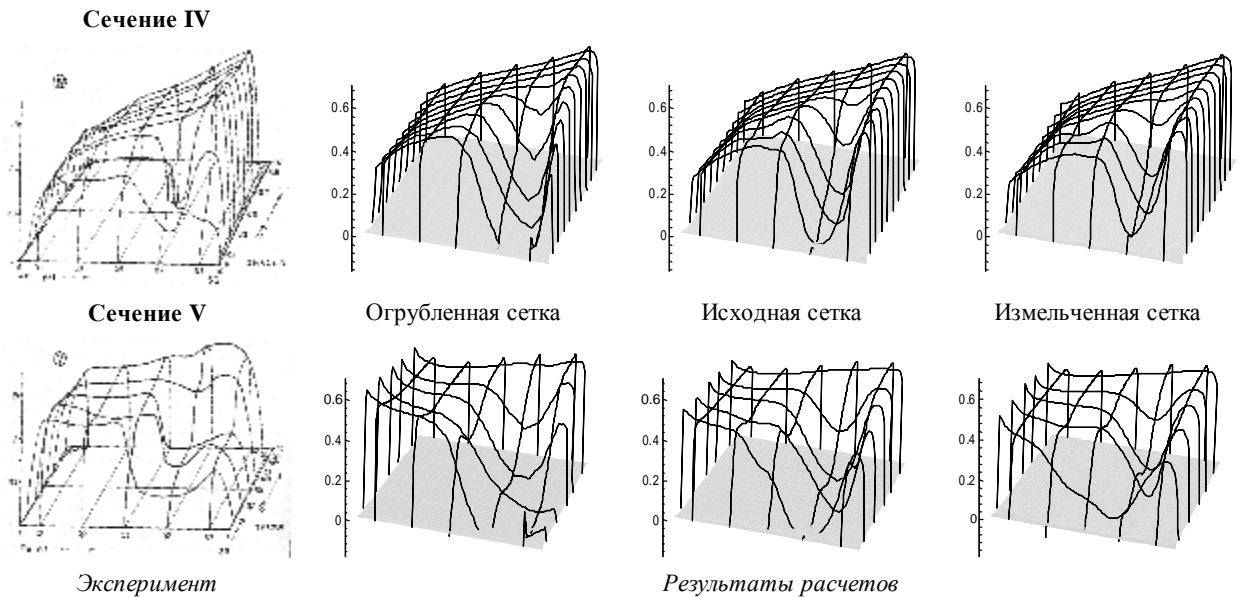


Рис.3. Поле скорости в межлопаточном канале.

В таблице 2 расчетные значения степени повышения полного давления  $P^*/P_{вх}^*$  сопоставляются между собой и с экспериментальными данными. Среднемассовые значения полного давления вычислялись в сечениях 03 и 04.

Таблица 2.

	$P_{03}^*/P_{вх}^*$	$P_{04}^*/P_{вх}^*$
Расчет: огрубленная сетка	2.11	2.08
исходная сетка	2.20	2.14
измельченная сетка	2.23	2.17
Эксперимент	2.17	2.08

Видно, что по мере измельчения сетки наблюдается тенденция к переоценке расчетных значений  $P^*/P_{вх}^*$  по сравнению с экспериментальными. Близость к экспериментальному расчетного значения  $P_{04}^*/P_{вх}^*$  на огрубленной сетке следует считать случайным совпадением.

Изэнтропический коэффициент полезного действия, относимый к сечению 03, определяется следующим образом:

$$\eta_{s,03} = \frac{T_{01}^*}{T_{03}^* - T_{01}^*} \left[ \left( \frac{P_{03}^*}{P_m^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1)$$

На расчетные значения к.п.д. могут влиять как ошибки в определении степени повышения полного давления, так и погрешности в определении прироста полной температуры ( $T_{03}^* - T_{01}^*$ ), которые, в свою очередь, могут быть связаны с ошибками определения вкладов колеса ( $T_{02}^* - T_{01}^*$ ) и начального участка диффузора ( $T_{03}^* - T_{02}^*$ ).

Полная температура в потоке, проходящем через колесо компрессора, растет за счет совершаемой над газом работы. Для адиабатических условий увеличение  $T^*$  от входа в межлопаточный канал ( $T_{01}^*$ ) до выхода в диффузор ( $T_{02}^*$ ) может быть рас-

считано независимо с помощью аналитически полученного интегрального соотношения, в которое входит рассчитанное поле относительной скорости ( $V_{rel}$ ) на выходе из колеса:

$$(T_{02}^* - T_{01}^*)_{аналит} = \frac{1}{C_p} \left[ \omega^2 R_{02}^2 + \frac{1}{G} \int_{S_{02}} \mathbf{V}_{rel} \cdot (\mathbf{V} \times \mathbf{F}) dG \right] \quad (2)$$

Здесь  $C_p$  – теплоемкость воздуха при постоянном давлении,  $\omega$  – угловая скорость вращения колеса,  $G$  – массовый расход.

Значения разности ( $T_{02}^* - T_{01}^*$ ), полученные непосредственно по полям полной температуры, выводимым пакетом CFX-TASCflow, и вычисленные по формуле (2) для трех вариантов расчета, приведены в таблице 3.

Таблица 3.

Сетка	$(T_{02}^* - T_{01}^*)$ К, расчет	$(T_{02}^* - T_{01}^*)$ К, аналит.	$\Delta$ , К
Огрубленная	76.0	77.1	-1.1
Исходная	77.8	78.5	-0.7
Измельченная	77.9	79.3	-1.4

Наблюдаемое расхождение двух значений прироста полной температуры изменяется немонотонно с увеличением размерности сетки.

Рассмотрим далее изменение полной температуры в диффузоре. В безлопаточном диффузоре с неподвижными адиабатически изолированными стенками величина  $T^*$  должна сохраняться, что не выполняется в численном решении: заметная вычислительная «потеря» есть и на измельченной сетке (см. таблицу 4).

Таблица 4.

Сетка	$T_{02}^* - T_{01}^*$ К	$T_{03}^* - T_{01}^*$ К	«потеря», К
Огрубленная	76.0	73.8	-2.2
Исходная	77.8	76.3	-1.5
Измельченная	77.9	77.5	-0.4

Из изложенного следует, что можно получить несколько оценок к.п.д., выбирая разные подходы к определению прироста  $T_{03}^* - T_{01}^*$ . Результаты сопоставительных расчетов к.п.д. приведены в таблице 5:

Таблица 5.

Источник значения $T_{03}^* - T_{01}^*$	Огрубленная сетка	Исходная сетка	Измельченная сетка
Расчет, сечение 03	93.4%	95.3%	96.1%
Расчет, сечение 02	90.6%	93.5%	95.7%
Аналитич. соотнош.	89.4%	92.7%	93.9%

Экспериментальное значение к.п.д. 94.8% оказывается внутри диапазона расчетных оценок. В соответствии с данными таблицы 3 из-за расхождения между аналитической оценкой для  $T_{02}^* - T_{01}^*$  любое непосредственно определенное значение к.п.д. оказывается выше «аналитического» значения. Аналогично, отраженные в таблице 4 вычислительные «потери»  $T^*$  в диффузоре определяют дальнейший прирост к.п.д., приписываемого сечению 03.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием коммерческой системы CFX-TASCflow выполнены расчеты трехмерного турбулентного течения в рабочем колесе центробежного компрессора. Применена  $k-w$  модель турбулентности. Исследована чувствительность численного решения задачи к размерности расчетной сетки.

Измеренные поля скорости в межлопаточном канале наилучшим образом воспроизводятся на измельченной сетке, содержащей 2.2 миллиона ячеек. Однако и в этом случае в области низкоскоростного течения наблюдаются заметные отклонения от экспериментальных профилей.

Степень повышения полного давления, полученная на измельченной сетке, превышает экспериментальное значение на 3-4%.

В расчетах отмечаются вычислительные потери полной температуры потока, которые составляют 2-3% от прироста, создаваемого работой колеса. Эти «потери» совместно с переоценкой степени повышения полного давления приводят к существенному завышению расчетного к.п.д. по сравнению с экспериментальным значением.

Работа выполнена при поддержке гранта НШ-1389.2003.8.

Автор благодарит В.В.Риса и Е.М.Смирнова за содействие в подготовке и выполнении данной работы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джонстон Дж. П. Внутренние течения. В кн.: Турбулентность. Пер. с англ./ Под ред. П.Брэдшоу. - М.: Машиностроение, 1980. - 343 с.
2. Eckardt D. Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller. // *Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Series I*, Vol. 98, 1976, pp. 390 - 402.
3. Ruith M., Kelec F. Mapping the Eckardt Centrifugal Compressor // *Fluent NEWS*, spring 2004. <http://www.fluent.com/about/news/newsletters/04v13i1/pdfvnl34.pdf>
4. Centrifugal Air Compressor Tutorial // Training FLUENT Intermediate : Tutorials with a Focus on Turbomachinery Applications. 2004. <http://www.learningcfid.com/login/fluent/intermediate/tutorials/centrifugal/centrifugal.pdf>
5. Turbo Postprocessing // FLUENT 6.1 Tutorial Guide. 2003. <http://www.fluentusers.com/fluent61/doc/ori/pdf/tgt/tut23.pdf>
6. Qun Zheng and Shunlong Liu. Numerical investigation on the formation of jet-wake flow pattern in centrifugal compressor impeller // *Proceedings of ASME TURBO EXPO*. June 2-5, 2003, Atlanta, Georgia, USA. GT2003-38520.
7. CFX-TASCflow. Documentation ver.2.12. 2002.
8. Wilcox D.C. (1993b) A two-equation turbulence model for wall-bounded and free-shear flows // *AIAA Paper*, AIAA-93-2905.