

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В ВЫСОКОНАПОРНОМ ОСЕРАДИАЛЬНОМ РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

А. М. Данилишин, Ю. В. Кожухов

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, пр. Кронверкский, д. 49

В статье представлены результаты моделирования вязкого течения с использованием различных моделей турбулентности в программе Ansys CFX для центробежных компрессорных ступеней по экспериментальным исследованиям Д. Экардта и Г. Крейна. Ступени выполнены с рабочими колесами, имеющими углы выхода лопаток 90 и 60 градусов. Изоэнтروпийная эффективность и отношение полного давления сравниваются с экспериментальными данными. Проведена оценка структуры контуров полей статического давления и профилей меридиональной скорости рабочего колеса. Даны рекомендации для качественного моделирования течения высоконапорных центробежных компрессорных ступеней холодильных машин.

Ключевые слова: центробежный компрессор, высоконапорная ступень, осерадиальное рабочее колесо, CFD, неопределенность моделирования.

Введение

Высоконапорные осерадиальные рабочие колеса с 3D-лопатками широко используются в турбохолодильных машинах, чиллерных установках, турбодетандерных агрегатах, а также в транспортных центробежных компрессорах для различных комбинированных турбонадувных установок, вертолетных авиационных двигателей, турбостартерах турбореактивных двигателей и вспомогательных силовых агрегатах самолетов. Полуоткрытые осерадиальные рабочие колеса позволяют уменьшить вес и габариты компрессора при высоком расходе и напоре. Форсирование достигается за счет увеличения окружной скорости. Высокие отношения давлений и числа Маха повышают требования к точности расчетов рабочих параметров. В одной из предшествующих работ рассматривались высоконапорные ступени с отношением полных давлений не более 1,8 [1]. Моделирование вязкого потока реализуется через использование численных методов решения уравнений Навье – Стокса — методы вычислительной газодинамики (CFD), реализованные в различных программных пакетах: Ansys CFX, Concepts NREC Axcent PbCFD, Numeca fine/turbo, Star-CCM+ и др. Эти инструменты позволяют анализировать структуру потока в элементах проточной части и оценивать эффективность работы проектируемых компрессоров. Обеспечение требуемых параметров центробежного компрессора необходимо для устойчивой и высокоэффективной работы установки в целом. Характер взаимодействия потока с рабочим колесом во многом определяет эффективность компрессора. Вязкий турбулентный поток в осерадиальном рабочем колесе имеет сложный характер. Такое течение важно изучать экспериментально. К сожалению, определение характеристик турбомашин экспериментальным путем является дорогим и длительным, что отражается на стоимости проектирования и доводки изделия до требуемых показателей. В связи с этим важным является

разработка достоверных методов моделирования течений в центробежных компрессорах.

Стоит сказать об уровне достоверности численного моделирования, поскольку заложенные в методы вычислительной газодинамики полуэмпирические модели турбулентности основаны на относительно простых (классических) течениях и позволяют получать некоторую среднюю «картину» для всего множества течений. Стандарт [2] предлагает использовать процедуры верификации и валидации численных моделей. Верификация представляет собой настройку численной модели с целью сведения неопределенности моделирования к минимуму. Для этого определяются оптимальные параметры модели, достигается сеточная независимость решения, дополнительно может тестироваться и калиброваться модель турбулентности. Валидация заключается в сопоставлении расчетных и экспериментальных данных. Наиболее точным методом исследования структуры потока является использование лазерного двухфокусного измерителя скорости. Важные исследования в этом направлении проведены Д. Экардтом (D. Eckardt) [3–6] и Г. Крейном (H. Krain) [7, 8].

Исследования обладают подробными экспериментальными данными и анализом структуры потока в осерадиальном рабочем колесе и представляют значительный интерес для численного анализа, тестирования и калибровки моделей турбулентности.

Вопросам валидации посвящены работы [9–12], в которых исследовалось рабочее колесо Экардта. В работе [9, 11] использован расчетный модуль PbCFD и модель турбулентности Спаларта – Алмареса. В работе [10] производился расчет в программе CFX-TASCflow версии 2.12.2 моделью турбулентности $k-\omega$ для расчетного режима. В работе [12] использован решатель Ansys CFX с моделью турбулентности $k-\epsilon$ для моделирования семейства характеристик. Во всех работах использованы различные решатели и модели турбулентности.

Таблица 1. Параметры ступеней на оптимальном режиме
Table 1. Stage parameters in the optimal mode

Параметр	Экардт	Крейн
Диаметр рабочего колеса D_2 , м	0,400	0,400
Число лопаток, шт.	20	24
Угол выхода лопаток $\beta_{\lambda 2}$, град.	90°	60°
Коэффициент теоретического напора, ψ_T	0,88	0,78
Условный коэффициент расхода, Φ_p	0,115	0,056
Условное число Маха, M_u	0,86	1,38
Число оборотов ротора n , об/мин	14000	22363
Окружная скорость u_2 , м/с	290	468

Целью данной работы является проведение верификации расчетных моделей ступеней на основе валидации газодинамических характеристик двухзвенных ступеней, разработанных и экспериментально исследованных Д. Экардтом и Г. Крейном. В табл. 1 сведены основные параметры данных ступеней.

Рассматривается задача выбора интерфейса между сетками рабочего колеса и безлопаточного диффузора. Исследования [13, 14] показали, что для малорасходных ступеней предпочтительнее использовать интерфейс «Stage». В данной работе определяется тип и оптимальное расположение интерфейса относительно задней кромки лопаток осерадиального рабочего колеса высокорасходной высоконапорной ступени. Затем производится исследование характеристик при применении различных моделей турбулентности. Для выбранного интерфейса и модели турбулентности оценивается структура потока и семейство газодинамических характеристик ступени с расчетом неопределенности моделирования.

В состав конструкции ступени центробежного компрессора входит: осерадиальное рабочее колесо, безлопаточный диффузор (рис. 1). Ступень относится к концевому типу. Ступень выполнена

с зазором между торцами лопаток и неподвижным корпусом. Для упрощения модели лабиринтное уплотнение и выходное устройство не включены, поскольку составляют малый порядок влияния в высокорасходных концевых ступенях, как было показано в работе [15].

Для моделирования использовался расчетный комплекс Ansys CFX 18.0. Расчет RANS уравнений производился с использованием высокорейнольдсовых и низкорейнольдсовых моделей турбулентности. Для низкорейнольдсовых моделей значение безразмерного параметра на стенках составляет $y^+ < 2$. Для высокорейнольдсовых $50 < y^+ < 300$. Выбраны высокорейнольдсовые модели турбулентности: однопараметрическая модель переноса eddy viscosity transfer equation (EVTE), стандартная модель турбулентности $k-\epsilon$ [16], модель турбулентности RNG $k-\epsilon$ с постоянными выраженными с помощью теории ренормализационных групп [17], модель с одним уравнением Spalart – Allmaras (SA) [18]. Низкорейнольдсовые модели турбулентности: двухпараметрическая модель турбулентности $k-\omega$ [19], усовершенствованная модель турбулентности $k-\omega$ модель BSL [20] и the shear-stress transport, сочетающая в себе устойчивость и точность разрешения пограничного слоя модели $k-\omega$ и решение основного потока модели $k-\epsilon$ — SST [21]. Рабочая среда — совершенный газ. На входе задавалось полное давление и полная температура. На выходе задавался массовый расход. Расчетная сетка составила порядка трех миллионов элементов для низкорейнольдсовых моделей и 1,1 миллиона элементов для высокорейнольдсовых моделей.

Стандарт [22] нормирует значение относительной неопределенности для КПД в пределах $\pm 2\%$ в испытаниях. Использованный в исследованиях Экардта лазерный двухфокусный измеритель скорости позволил с высокой точностью произвести измерения без внесения дополнительных возмущений в поток, и, соответственно, оценка относительной неопределенности составила $\pm 1\%$ по данным [3].

На рис. 2, 3 сопоставлены расчетные и экспериментальные газодинамические характеристики для M1, M2, M3 режимов ступени Экардта, поскольку на данных режимах подробно изучалась структура

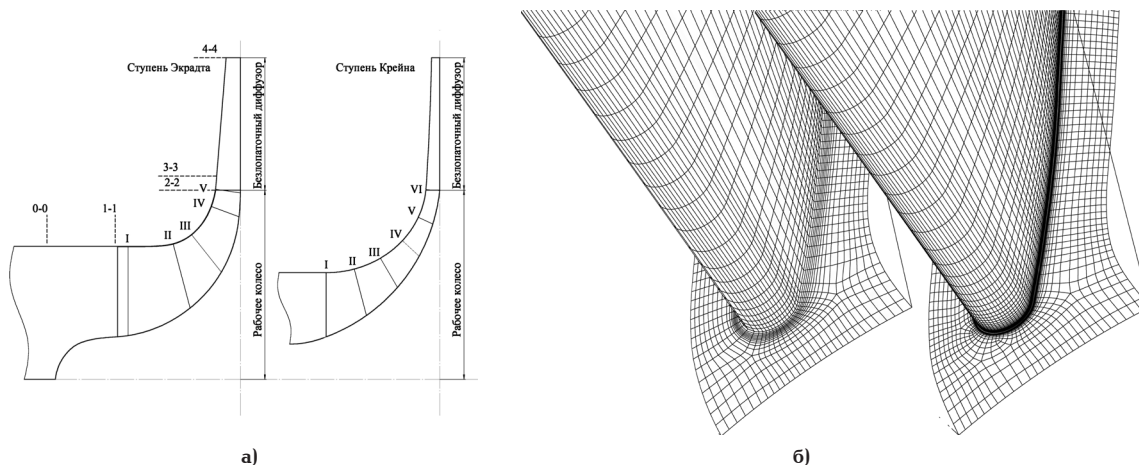


Рис. 1. а) схема ступеней Экардта и Крейна с контрольными сечениями; б) расчетная сетка для высокорейнольдсовой (слева) и низкорейнольдсовой (справа) моделей турбулентности

Fig. 1. a) Echaradt and Krain stage schemes, b) Computational grids for HighRe (left) and LowRe (right) turbulence models

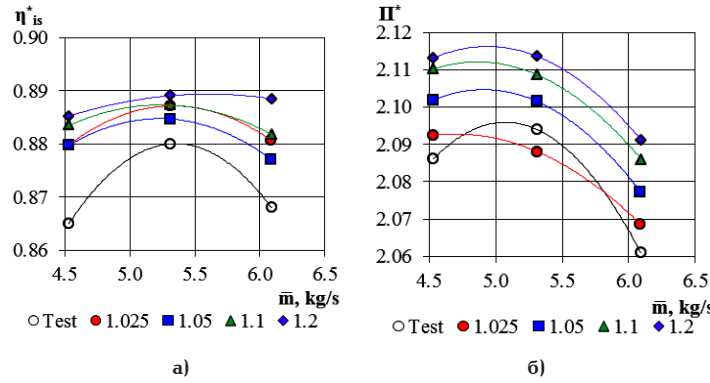


Рис. 2. Графики характеристик ступени Экардта в сечении 4-4 для модели турбулентности SST и интерфейса «Stage» при его различном расположении на безразмерном радиусе и экспериментальные данные [3]: а) изоэнтропийный КПД по полным параметрам от массового расхода; б) отношение полного давления от массового расхода

Fig. 2. Graphs of the Echardt stage characteristics in section 4-4 for the SST turbulence model and «Stage» interface at different dimensionless radius with test data [3] comparison: а) Total-to-total isentropic efficiency vs mass flow rate б) Total-to-total pressure ratio vs mass flow rate

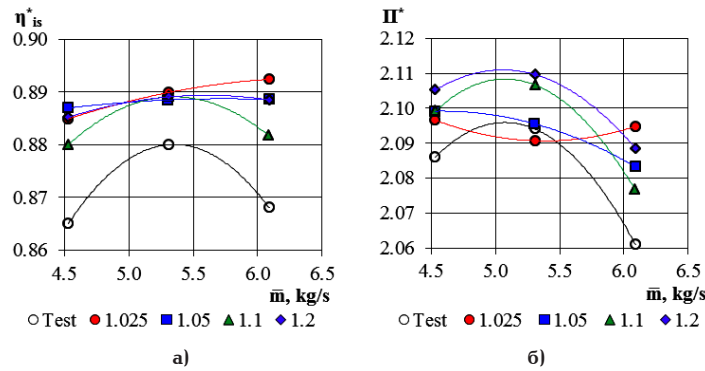


Рис. 3. Графики характеристик ступени Экардта в сечении 4-4 для модели турбулентности SST и интерфейса «Frozen rotor» при различном его расположении на безразмерном радиусе и экспериментальные данные [3]: а) изоэнтропийный КПД по полным параметрам от массового расхода; б) отношение полного давления от массового расхода

Fig. 3. Graphs of the s Echardt stage characteristics in section 4-4 for the SST turbulence model and «Frozen rotor» interface at different dimensionless radius with test data [3] comparison: а) Total-to-total isentropic efficiency vs mass flow rate; б) Total-to-total pressure ratio vs mass flow rate

потока в рабочем колесе. Полное давление на входе $p_{in}^* = 101,3$ кПа и полная температура $T_{in}^* = 288,1$ К. Массовый расход на режиме М1 — $\dot{m}_1 = 4,539$ кг/с, на М2 — $\dot{m}_2 = 5,322$ кг/с и на М3 — $\dot{m}_3 = 6,086$ кг/с. Характеристики представлены изоэнтропийным коэффициентом полезного действия по полным параметрам и отношением полных давлений ступени в сечениях 0-0 по 4-4.

Изоэнтропийный КПД по полным параметрам рассчитан по формуле (1):

$$\eta_{is0-4}^* = \frac{T_0^*}{T_4^* - T_0^*} \left[\left(\frac{p_4^*}{p_0^*} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]. \quad (1)$$

Отношение полных давлений рассчитано по формуле (2):

$$\Pi^* = p_4^* / p_0^*. \quad (2)$$

Характеристики рассматриваются для положений межсеточного интерфейса при различных безразмерных радиусах r/r_2 , равных 1,025; 1,05; 1,1 и 1,2. Расчет средней относительной неопределенности моделирования оценивался для характеристик без крайних точек по формуле (3):

$$\bar{\delta}_i = \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{P_{расч.i}}{P_{эксп.i}} \right)}{n} \right) \cdot 100\%, \quad (3)$$

где n — количество режимов, P — параметр.

Расчетные характеристики ступени при применении интерфейса «stage» на радиусе $r/r_2 = 1,05$ для режимов М1, М2, М3 ближе всего соответствует экспериментальным данным. Заметное влияние изменения положения интерфейса оказывает на от-

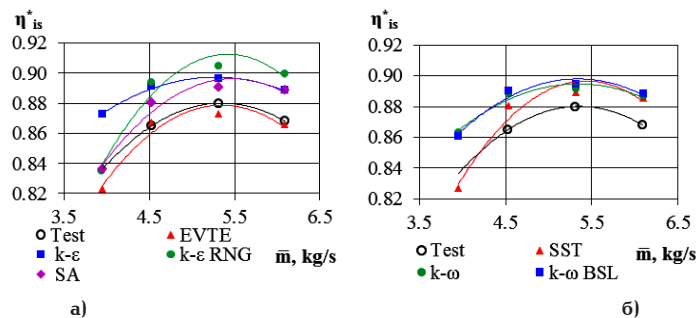


Рис. 4. Графики характеристик изоэнтропийного КПД по полным параметрам ступени Экардта от массового расхода в сечении 4-4 со сравнением с экспериментальными данными [3]: а) высокорейнольдсовые модели турбулентности; б) низкорейнольдсовые модели турбулентности

Fig. 4. Graphs of the stage characteristics in section 4-4 for the total-to-total isentropic efficiency vs mass flow rate with test data [3] comparison: a) HighRe turbulences model; b) LowRe turbulences model

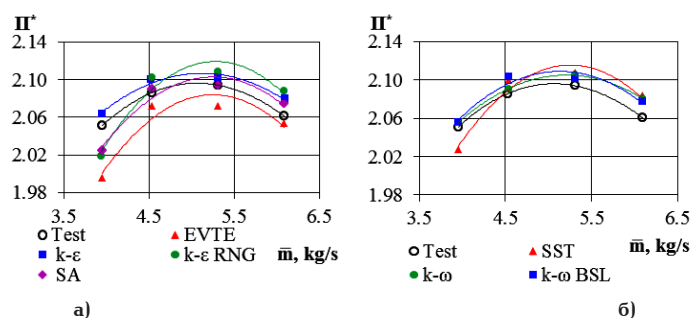


Рис. 5. Графики характеристик отношения полного давления ступени Экардта от массового расхода в сечении 4-4 со сравнением с экспериментальными данными [3]: а) высокорейнольдсовые модели турбулентности; б) низкорейнольдсовые модели турбулентности

Fig. 5. Graphs of the Echardt stage characteristics in section 4-4 for the total-to-total pressure ratio vs mass flow rate with test data comparison [3]: a) High-Re turbulences model; b) Low-Re turbulences model

ношение давлений. При интерфейсе «Frozen rotor» наименьшее отклонение от качества формы экспериментальной кривой получено при его расположении на радиусе $r/r_2 = 1,1$. По совокупности результатов можно установить, что для следующих расчетов целесообразно использовать интерфейс «Frozen rotor» на радиусе $r/r_2 = 1,1$. Так как при таком условии сохраняется след за рабочим колесом, что соответствует действительной структуре потока.

На рис. 4, 5 представлены характеристики η_{is}^* и Π^* по сечениям 0-4 ступени Экардта для режимов M0, M1, M2, M3 для высокорейнольдсовых и низкорейнольдсовых моделей турбулентности. Добавлена дополнительная точка M0 с $\dot{m}_0 = 4,054$ кг/с.

Рассмотрим неопределенность моделирования по эффективности η_{is}^* . Моделируемые характеристики показывают хорошее совпадение с экспериментальными данными на расчетном режиме с неопределенностью, не превышающей уровня 2 %, за исключением применения модели турбулентности k-epsilon, дающей неопределенность ~3 %. Из низкорейнольдсовых моделей стоит выделить модель SST. Модели турбулентности SA и EVTE обеспечивают результат, сравнимый с результатом SST. Модели турбулентности BSL и k-omega дали почти идентичные результаты; разница в результатах между моделями оценивается в ~0,3 %. Наибольшее отклонение наблюдается на крайнем левом режиме M0 для моделей турбулентности k-epsilon, BSL и k-omega.

Характеристика Π^* на расчетном режиме для всех моделей демонстрирует высокую точность моделирования с неопределенностью менее 1,1%. При использовании EVTE получена максимальная неопределенность по сравнению с другими высокорейнольдсовыми моделями. Качественный результат получен при использовании моделей турбулентности k-epsilon и k-omega. На крайнем левом режиме M0 наблюдается увеличение неопределенности для моделей турбулентности EVTE, RNG k-epsilon, SA и SST. И, хотя для всех результатов неопределенность низкая, рекомендуется модель SST, так как на представленных характеристиках для неё показан приемлемый результат.

На рис. 6 показано распределение значений статического давления, приведенное к статическому входному давлению p/p_0 на поверхности корпуса. Поля давлений сравниваются с данными Экардта [5] на режиме M2.

Вид распределения статического давления мало отличается между всеми моделями турбулентности, кроме SA и SST, которые имеют другое количественное распределение на радиусе $1,0 < r/r_2 < 1,187$. Наблюдается качественно похожая картина распределения статического давления от $0,434 < x/s_m < 1,000$. Имеется расхождение с экспериментом в зоне разрежения на входе при $0,154 < x/s_m < 0,434$. Как видно, область пониженного давления со стороны всасывания вдоль задней стороны лопатки при всех расчетах простирается дальше к выходу, чем

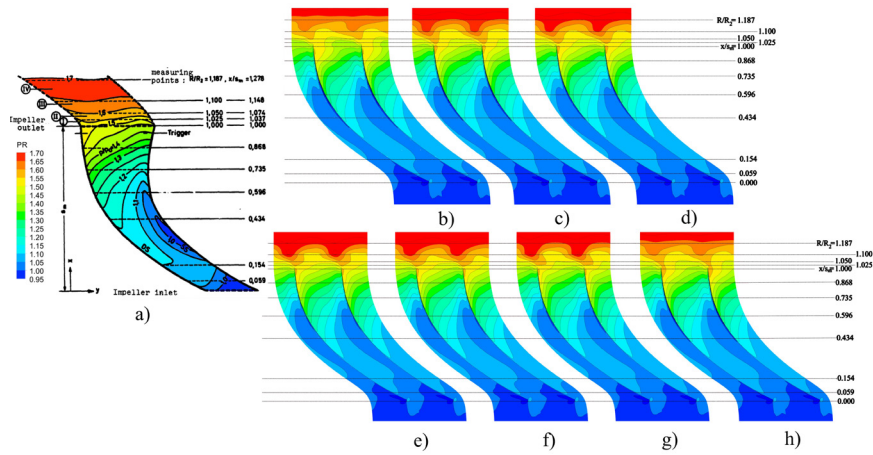


Рис. 6. Изоповерхности распределения статического давления p/p_0 :
 а) экспериментальные данные [5] модели турбулентности; б) SST;
 в) $k-\omega$; д) $k-\omega$ BSL; е) $k-\epsilon$; ф) $k-\epsilon$ RNG; г) EVTE; з) SA
Fig. 6. Isosurfaces of the static pressure p/p_0 distribution:
 a) data [5] turbulence models; b) SST; c) $k-\omega$; d) $k-\omega$ BSL; e) $k-\epsilon$; f) $k-\epsilon$ RNG; g) EVTE; h) SA

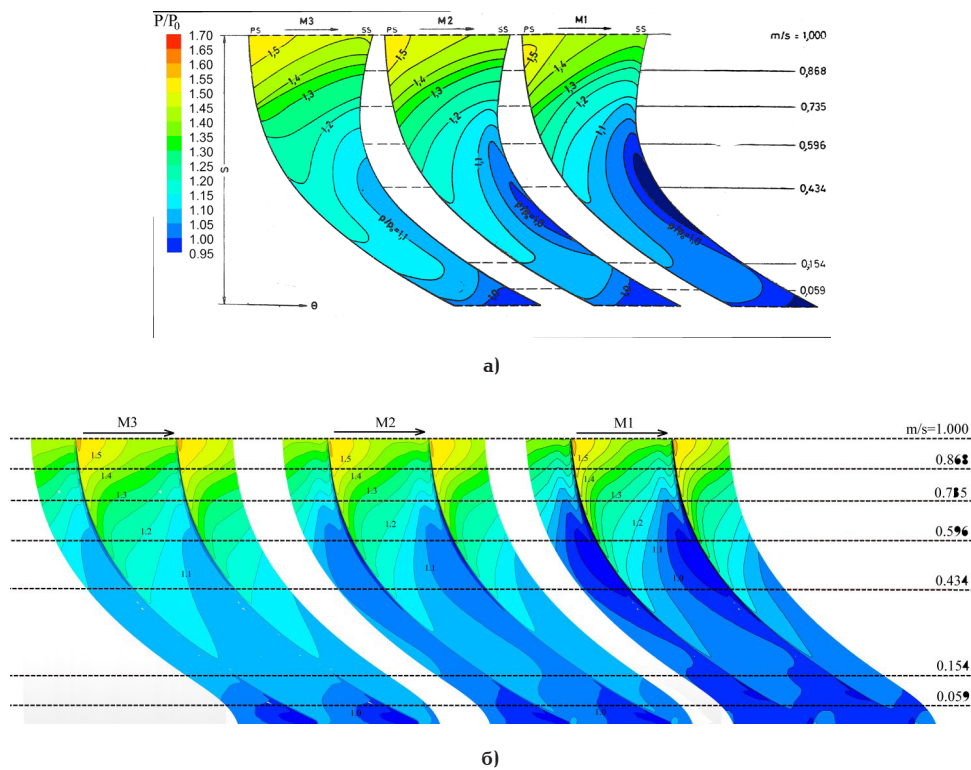


Рис. 7. Изоповерхности распределения статического давления p/p_0 : а) данные Экардта [4];
 б) модель турбулентности SST
Fig. 7. Isosurfaces of static pressure p/p_0 distribution: a) Echardt data [4]; b) SST

в эксперименте. Распределение давления на стороне давления лопастей аналогично экспериментальному. Отмечается наличие зоны повышенного давления за задней кромкой лопаток рабочего колеса (ближе к задней стороне лопатки) при $1,1 < r_1/r_2 < 1,187$, не наблюдаемой в экспериментальном распределении.

Рассмотрим сравнение полей статического давления на режимах M3 и M1, представленных на рис. 7, в сравнении с экспериментальными данными Экардта [4].

Таким образом, получены похожие на экспериментальные распределения статического давления,

основные различия наблюдаются на задней стороне лопатки. Поэтому необходимо более подробно рассмотреть структуру потока. На рис. 8 рассматриваются профили меридиональной скорости \bar{c}_m в рабочем колесе в сечениях I, II, III, IV (рис. 8) по результатам моделирования в сравнении с экспериментальными данными Экардта.

По приведенным распределениям меридиональной скорости видно, что на входе рабочего колеса в осевой части результаты моделирования практически совпадают с экспериментом. При переходе в радиальную часть развитие следа на пе-

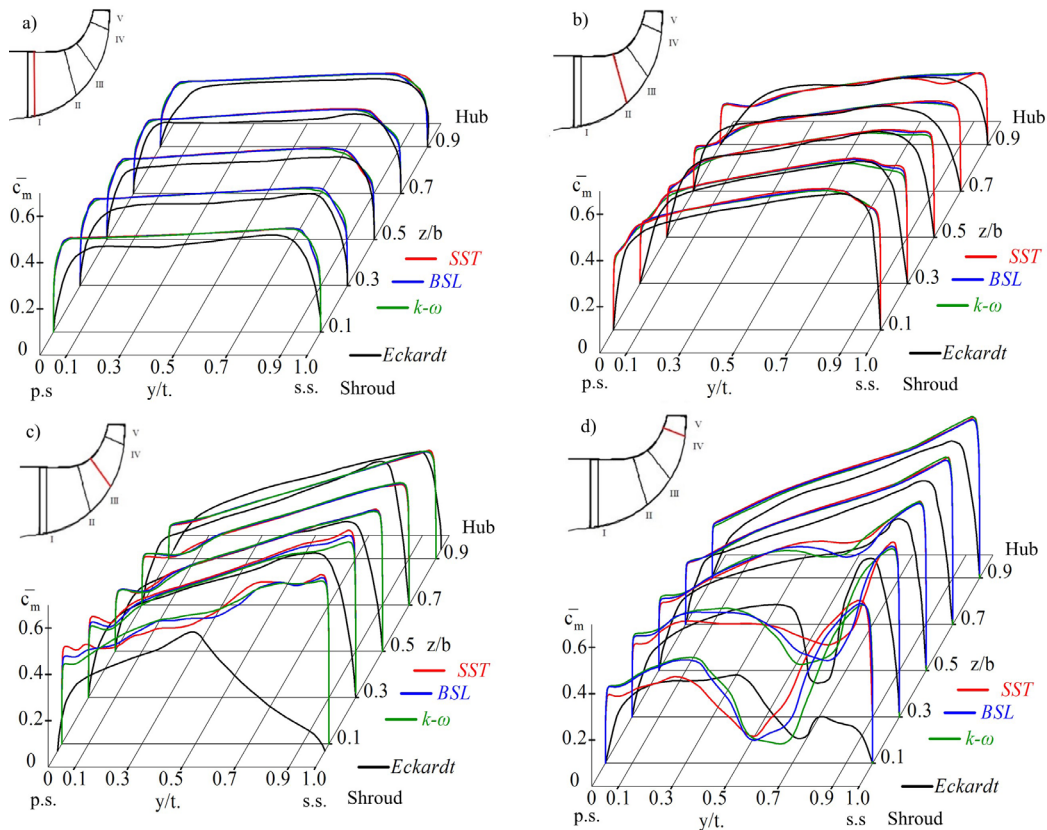


Рис. 8. Профили распределения меридиональной скорости \bar{c}_m в рабочем колесе (сечения I, II, II, IV) по результатам моделирования с различными моделями турбулентности
 Fig. 8. Profiles of the distribution of the meridional velocity \bar{c}_m in the impeller (sections I, II, II, IV) based on the results of modeling with different turbulence models

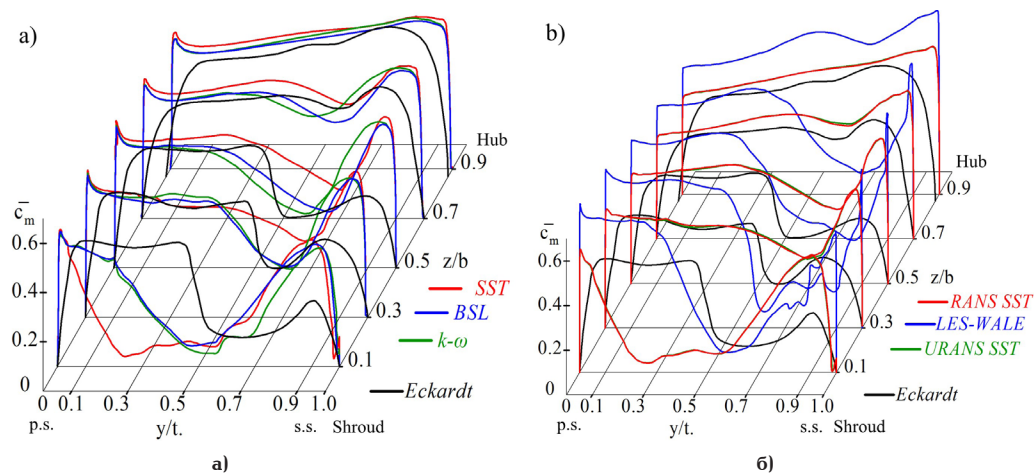


Рис. 9. Профили распределения меридиональной скорости \bar{c}_m на выходе из рабочего колеса (сечение V) по результатам моделирования с различными моделями турбулентности: а) низкорейнольдсовые МТ; б) нестационарный расчет
 Fig. 9. Profiles of the distribution of the meridional velocity \bar{c}_m in the impeller (section V) based on the results of modeling with different turbulence models: а) Low-Re MT; б) non-stationary flow

риферии в эксперименте начинается раньше, чем в расчете. Наиболее качественно смоделированное распределение получается у втулочной поверхности до начала влияния следа. Пограничный слой по результатам моделирования намного тоньше, чем в экспериментальном распределении, и это различие увеличивается с ростом порядкового номера сечения. Исследованные распределения с различными моделями турбулентности совпадают до сечений III и IV и различаются у периферии в следе.

На рис. 9 представлены профили меридиональной скорости \bar{c}_m на выходе из рабочего колеса (сечение V) по результатам моделирования в сравнении с экспериментальными данными Экардта.

Дополнительно рассмотрено моделирование нестационарного потока при применении подхода URANS и LES-WALE с опцией transient rotor-stator. Для расчета выбран шаг по времени, соответствующий повороту сектора рабочего колеса на $0,5^\circ$, всего 36 шагов за один период. Всего рассчитано

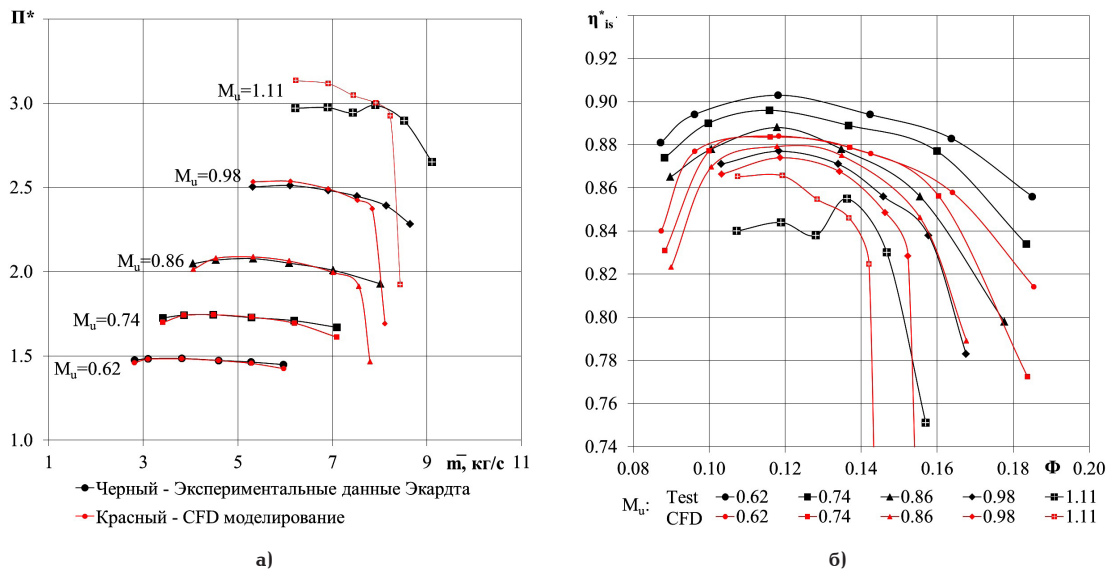


Рис. 10. Сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными Экардта [6]. Семейство характеристики: а) отношения полных давлений; б) изоэнтروпийного КПД по полным параметрам
 Fig. 10. Comparison of simulation results with Eckhard experimental data [6]. Family of characteristics: а) total-to-total pressure ratio; б) total-to-total isentropic efficiency

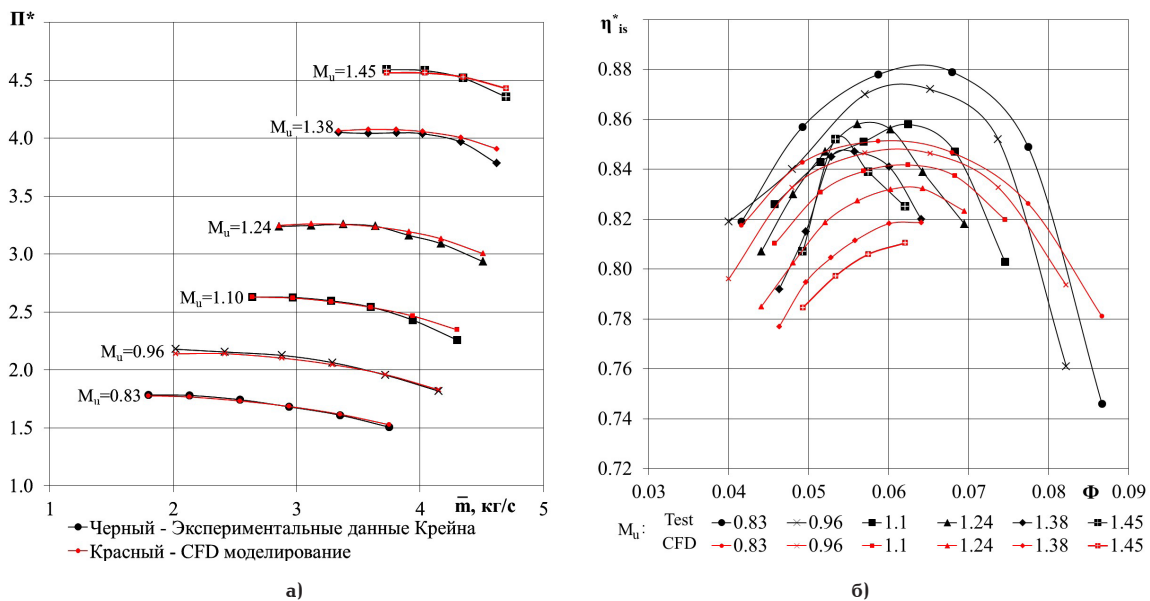


Рис. 11. Сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными Крейна [7, 8]. Семейство характеристики: а) отношения полных давлений; б) изоэнтропийного КПД по полным параметрам
 Fig. 11. Comparison of simulation results with Krain experimental data [7, 8]. Family of characteristics: а) total-to-total pressure ratio; б) total-to-total isentropic efficiency

50 периодов, результаты рассмотрены на последнем периоде.

Сравнение распределения меридиональной скорости \bar{c}_m показывает, что ближе к периферии, начиная от $z/b > 0,5$, расчетный профиль скорости все больше отличается от экспериментальной зависимости. Отсутствует резкий переход от струи к следу. Однако интегральная площадь профилей скорости различается не более чем на 3 %, что говорит о том, что средние величины в сечениях будут мало отличаться от экспериментальных, что и показало сравнение с экспериментом выше. Дополнительно выполнен нестационарный расчет. Расчет URANS SST полностью совпал с результатами стационарного расчета с той же моделью турбулентности. Рас-

чет с подходом LES-WALE качественно приблизился к экспериментальному распределению, но получено значительное количественное завышение по результатам моделирования. Это может быть связано с несовершенством методики постановки нестационарной задачи, поскольку была использована та же расчетная сетка, что и в стационарном расчете. С учетом полученных результатов, неопределённость моделирования соответствует приемлемой точности, поэтому калибровку моделей турбулентности в данном исследовании решено не проводить.

Для моделирования семейства характеристик ступени Eckhard-O по результатам предварительного анализа выбрана модель турбулентности SST и интерфейс «Frozen rotor». Расчетная сетка рабоче-

Таблица 2. Относительная неопределенность по сечению 4-4 в оптимальной зоне работы для ступени Крейна, %
 Table 2. Relative uncertainty over section 4-4 in the optimal operating zone, %

Ступень \ M_u	0,83	0,96	1,10	1,24	1,38	1,45
$ \delta (\Pi^*)$	0,51	0,72	0,50	0,58	0,74	0,34
$ \delta (\eta_{18}^*)$	2,76	2,19	1,47	2,63	3,54	5,07

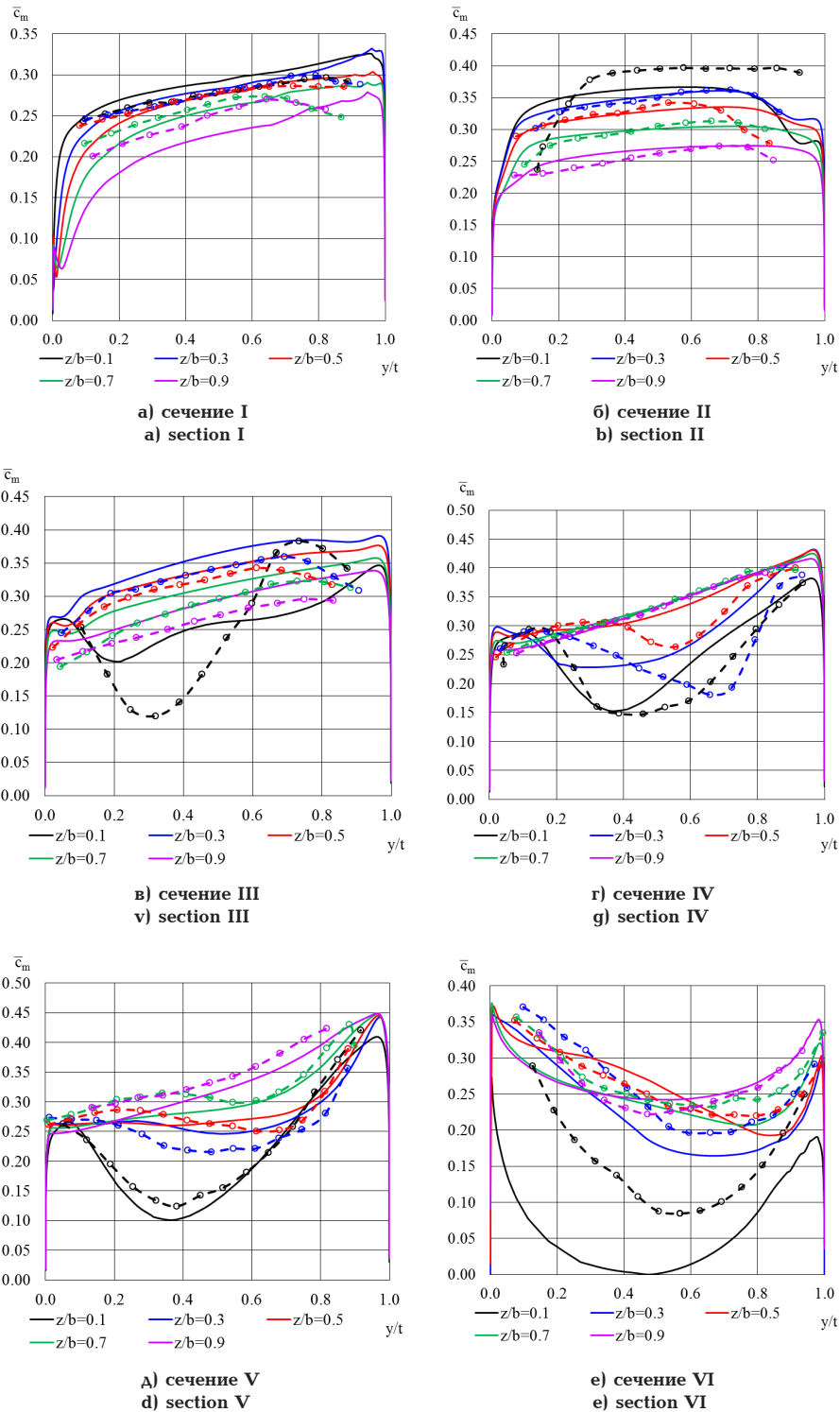


Рис. 12. Графики распределения профиля безразмерной меридиональной скорости в контрольных сечениях в сравнении с экспериментальными данными Крейна.

Сплошные — CFD моделирование; штриховые — данные Крейна

Fig. 12. Graphs of the distribution of the dimensionless meridional velocity profile in control sections in comparison with experimental data. Solid — CFD modeling; dashed — Krain data

го колеса перестраивалась из-за изменения зазора между торцами лопаток и поверхностью корпуса, но при этом сохранялись все основные параметры неизменными.

На рис. 10 представлено семейство характеристик отношения давлений и изоэнтропного КПД по полным параметрам. Результаты экспериментальных исследований использованы по данным Экардта [6].

Получено хорошее совпадение результатов в диапазоне значений условного числа Маха от $M_u=0,62$ до $M_u=0,86$, средняя неопределенность моделирования (по четырем точкам), за исключением двух режимов на краях характеристики, составила $\bar{\delta}(\eta_{is}^*)=2,23\%$, $\bar{\delta}(P^*)=0,24\%$ при $M_u=0,62$; $\bar{\delta}(\eta_{is}^*)=1,59\%$, $\bar{\delta}(P^*)=0,28\%$ при $M_u=0,74$; $\bar{\delta}(\eta_{is}^*)=0,85\%$, $\bar{\delta}(P^*)=0,55\%$ при $M_u=0,86$. Максимальная неопределенность моделирования для КПД наблюдается на малых оборотах и снижается до $\bar{\delta}(\eta_{is}^*)=0,68\%$, $\bar{\delta}(P^*)=0,74\%$ при $M_u=0,98$, при повышении оборотов ротора неопределенность моделирования для КПД растет, но остается на приемлемом уровне и составляет $\bar{\delta}(\eta_{is}^*)=1,56\%$, $\bar{\delta}(P^*)=2,44\%$ при $M_u=1,11$. Как видно из приведенных данных, неопределенность моделирования для характеристики отношения давлений остается менее 1 %, кроме $M_u=1,11$. Также отмечается раннее начало режима запыриания от $M_u=0,86$, при этом интенсивность смещения режима запыриания растет с увеличением оборотов в сторону меньшего расхода.

Для подтверждения принятого выше подхода моделирования выполнено моделирование рабочего процесса ступени Крейна. На рис. 11 представлены характеристики, показывающие хорошее совпадение с экспериментальными данными в широкой зоне работы. Результаты расчета относительной неопределенности моделирования в оптимальной зоне работы сведены в табл. 2. Полученная неопределенность моделирования отношения давлений ступени ниже 1 %. Для КПД неопределенность увеличивается с ростом M_u .

На рис. 12 представлены графики распределения профиля безразмерной меридиональной скорости в контрольных сечениях, полученных в результате CFD моделирования в сравнении с экспериментальными данными Крейна на расчетном режиме при $M_u=1,38$.

Заключение

В целом моделирование ступени Eckhard-O можно признать успешным, получена неопределенность моделирования ниже максимально допустимой. Использование вязкого трехмерного расчета показало эффективность при исследовании характеристик ступени центробежного компрессора при малых и высоких значениях отношений давлений в диапазоне от $P^*=1,5$ до $P^*=3,0$ при условных значениях числа Маха от $M_u=0,62$ до $M_u=1,11$. В этой работе было изучено 7 моделей турбулентности, которые показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными. Максимальная неопределенность наблюдается в левой части характеристики. Обзор структуры статического давления у поверхности корпуса по результатам моделирования показывает его разницу на выходе рабочего колеса и на задней части лопатки по сравнению с экспериментальными данными. По результатам исследования рекомендовано использование мо-

дели турбулентности SST и интерфейса «Frozen rotor», обеспечивающих качественное моделирование двухзвенной ступени. Рассмотренные рекомендации были апробированы и подтверждены на ступени Крейна при расчете семейства характеристик. Показано, что данный подход позволяет получать качественные характеристики в широкой зоне работы.

Список источников

1. Данилишин А. М., Аксенов А. А., Кожухов Ю. В., Симонов А. М. Исследование погрешности моделирования вязкого трехмерного турбулентного потока в проточной части двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2019. Т. 3. С. 44–55.
2. Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer // An American national standard. The American National Standard ASME V&V 20-2009. 2009. 100 p.
3. Eckardt D. Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller // Journal of Engineering for Power. 1975. DOI: 10.1115/1.3445999.
4. Eckardt D. Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller // Journal of Fluids Engineering-transactions of the Asme. 1976. Vol. 98. P. 390–402. DOI: 10.1115/1.3448334.
5. Eckardt D. Investigation of the jet-wake flow of a highly-loaded centrifugal compressor impeller Doctoral Dissertation // Rhein Westfael Technical School, Aachen, West Germany, 1977. P. 1–227.
6. Eckardt D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, Part 1: Flow measurements using a laser velocimeter // The 25th ASME Annual International Gas Turbine Conference. 1980.
7. Krain H. Swirling Impeller Flow // Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme. 1988. Vol. 110. P. 122–128. DOI: 10.1115/1.3262157.
8. Krain H, Hoffman W. Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations // Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. 1989. Vol. 1: Turbomachinery. Toronto, Ontario. DOI: 10.1115/89-GT-159.
9. Anderson R. M., Gu F. D., MacLeod P. Application and Validation of CFD in a Turbomachinery Design System. 2003. DOI: 10.1115/IMECE2003-5521710.
10. Левченя А. М. Численное моделирование турбулентного течения в рабочем колесе центробежного компрессора / Тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А. И. Леонтьева. Москва: Изд-во МЭИ, 2005. Т. 2. С. 57–60.
11. Anderson R. M. Optimization of Turbomachinery — Validation Against Experimental Results // 2009 — Current Trends in Design and Computation of Turbomachinery. Prague, Czech Republic 2009. URL: <https://ru.scribd.com/document/36392272/Optimization-of-Turbo-Machinery-Validation-Against-Experimental-Results> (дата обращения: 10.03.2022).
12. Bogdanets S., Blinov V., Sedunin V. [et al.]. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by mass-averaged parameters // EPJ Web Conf. 2019. Vol. 196. 00026. DOI: 10.1051/EPJCONF/201919600026.
13. Иванов В. М., Кожухов Ю. В., Данилишин А. М., Садовский Н. И. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12–19.
14. Ivanov V. M., Kozhukhov Y. V., Danilishin A. M. Calculation of the impellers head characteristics of the low-flow centrifugal compressor stages based on quasi-three-dimensional

inviscid and viscous methods // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030064. DOI: 10.1063/1.5122114.

15. Aksenov A. A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics of the semi-open 3D impellers of the two-element centrifugal compressors stages // AIP Conference Proceedings 2018. DOI: 10.1063/1.5051886.

16. 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. 1974. Vol. 1, no. 2. P. 131 – 138. DOI: 10.1016/0735-1933(74)90024-4.

17. Yakhot V., Orszag S. A., Thangam S. [et al.]. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique // Physics of Fluids A. 1992. Vol. 4, no. 7. P. 1510 – 1520. DOI: 10.1063/1.858424.

18. Spalart P. R., Allmaras S. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA 92-0439. 1992. URL: https://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/doc/1992_Spalart,%20Allmaras_A%20one-equation%20turbulence%20model%20for%20aerodynamic%20flows.pdf (дата обращения: 10.03.2022).

19. Wilcox D. C. Multiscale model for turbulent flows // AIAA Journal. 1988. DOI: 10.2514/3.10042.

20. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. 3rd ed. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006. 522 p. URL: https://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/doc/2006_Wilcox_Turbulence-modeling-for-CFD.pdf (дата обращения: 10.03.2022).

21. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA-Journal. 1994. Vol. 32 (8). P. 1598 – 1605. DOI: 10.2514/3.12149.

22. ISO 5389 – 1992. Turbocompressors. Performance test code. URL: <https://www.iso.org/standard/11425.html> (дата обращения: 10.03.2022).

ДАНИЛИШИН Алексей Михайлович, соискатель факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 1162-5118

AuthorID (РИНЦ): 799355

AuthorID (SCOPUS): 56829617000

ResearcherID: I-8113-2017

Адрес для переписки: danilishin_am@mail.ru

КОЖУХОВ Юрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5756-4994

AuthorID (РИНЦ): 536513

AuthorID (SCOPUS): 56829504700

ResearcherID: N-9066-2016

Адрес для переписки: kozhukhov_yv@mail.ru

Для цитирования

Данилишин А. М., Кожухов Ю. В. Численное моделирование турбулентного течения в высоконапорном осерадальном рабочем колесе центробежного компрессора холодильных машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 59 – 70. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-59-70.

Статья поступила в редакцию 15.04.2022 г.

© А. М. Данилишин, Ю. В. Кожухов

NUMERICAL SIMULATION OF TURBULENT FLOW IN HIGH-HEAD IMPELLER OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

A. M. Danilishin, Yu. V. Kozhukhov

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Kronverksky Pr., 49, 191002

The paper presents the results of viscous flow modeling using different turbulence models in the Ansys CFX program for the D. Eckardt and H. Krain stage. The impellers are with an outlet angle of 90 and 60 degrees. Isentropic efficiency and the total pressure ratio are compared with the experimental data. The evaluation of the static pressure contours structure at the impeller shroud is made. Recommendations for qualitative modeling of high-head stages are given.

Keywords: centrifugal compressor, high-head stage, 3D impeller, CFD, modeling uncertainty.

References

1. Danilishin A. M., Aksenov A. A., Kozhukhov Yu. V., Simonov A. M. Issledovaniye pogreshnosti modelirovaniya vyzakogo trekhmernogo turbulentnogo potoka v protochnoy chasti dvukhzhvennykh stupeney s oseradial'nym rabochim kolesom tsentrobezhnogo kompressora [Investigation of Inaccuracy of the Three-Dimensional Viscous Turbulent Flow Modeling in the Flow Path of the Two-Element Centrifugal Compressor Stage] // *Territoriya «NEFTEGAZ». Territoriya «NEFTEGAZ»*. 2019. Vol. 3. P. 44–55. (In Russ.).
2. Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer // An American national standard. The American National Standard ASME V&V 20-2009. 2009. 100 p. (In Engl.).
3. Eckardt D. Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller // *Journal of Engineering for Power*. 1975. DOI: 10.1115/1.3445999. (In Engl.).
4. Eckardt D. Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller // *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme*. 1976. Vol. 98. P. 390–402. DOI: 10.1115/1.3448334. (In Engl.).
5. Eckardt D. Investigation of the jet-wake flow of a highly-loaded centrifugal compressor impeller Doctoral Dissertation // Rhein Westfael Technical School. Aachen, West Germany, 1977. P. 1–227. (In Engl.).
6. Eckardt D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, Part 1 : Flow measurements using a laser velocimeter // *The 25th ASME Annual International Gas Turbine Conference*. 1980. (In Engl.).
7. Krain H. Swirling Impeller Flow // *Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme*. 1988. Vol. 110. P. 122–128. DOI: 10.1115/1.3262157. (In Engl.).
8. Krain H, Hoffman W. Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations // *Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1989. Vol. 1: Turbomachinery. Toronto, Ontario. DOI: 10.1115/89-GT-159. (In Engl.).
9. Anderson R. M., Gu F. D., MacLeod P. Application and Validation of CFD in a Turbomachinery Design System. 2003. DOI: 10.1115/IMECE2003-5521710. (In Engl.).
10. Levchenya A. M. Chislennoye modelirovaniye turbulentnogo techeniya v rabochem kolese tsentrobezhnogo kompressora [Numerical simulation of turbulent flow in the impeller of a centrifugal compressor] / *Tr. XV Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov*. Moscow, 2005. Vol. 2. P. 57–60. (In Russ.).
11. Anderson R. M. Optimization of Turbomachinery — Validation Against Experimental Results // 2009 — Current Trends in Design and Computation of Turbomachinery. Prague, Czech Republic 2009. URL: <https://ru.scribd.com/document/36392272/Optimization-of-Turbo-Machinery-Validation-Against-Experimental-Results> (accessed: 10.03.2022).
12. Bogdanets S., Blinov V., Sedunin V. [et al.]. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by mass-averaged parameters // *EPJ Web Conf*. 2019. Vol. 196. 00026. DOI: 10.1051/EPJCONF/201919600026. (In Engl.).
13. Ivanov V. M., Kozhukhov Yu. V., Danilishin A. M., Sadovskiy N. I. Modelirovaniye i validatsiya rabocheho protsessa v model'noy maloraskhodnoy stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Simulation and validation of the workflow in a model low-flow stage of a centrifugal compressor] // *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. New in Russian Electrical Power-Engineering*. 2019. No. 6. P. 12–19. (In Russ.).
14. Ivanov V. M., Kozhukhov Y. V., Danilishin A. M. Calculation of the impellers head characteristics of the low-flow centrifugal compressor stages based on quasi-three-dimensional inviscid and viscous methods // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030064. DOI: 10.1063/1.5122114. (In Engl.).
15. Aksenov A. A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics of the semi-open 3D impellers of the two-element centrifugal compressors stages // *AIP Conference Proceedings* 2018. DOI: 10.1063/1.5051886. (In Engl.).
16. 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*. 1974. Vol. 1, no. 2. P. 131–138. DOI: 10.1016/0735-1933(74)90024-4. (In Engl.).
17. Yakhot V., Orszag S. A., Thangam S. [et al.]. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique // *Physics of Fluids A*. 1992. Vol. 4, no. 7. P. 1510–1520. DOI: 10.1063/1.858424. (In Engl.).
18. Spalart P. R., Allmaras S. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA 92-0439. 1992. URL: https://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/doc/1992_Spalart,%20Allmaras_A%20one-equation%20turbulence%20model%20for%20aerodynamic%20flows.pdf (accessed: 10.03.2022). (In Engl.).
19. Wilcox D. C. Multiscale model for turbulent flows // *AIAA Journal*. 1988. DOI: 10.2514/3.10042. (In Engl.).
20. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. 3rd ed. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006. 522 p. URL: <https://cfd>.

spbstu.ru/agarbaruk/doc/2006_Wilcox_Turbulence-modeling-for-CFD.pdf (accessed: 10.03.2022). (In Engl.).

21. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA-Journal. 1994. Vol. 32 (8). P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149. (In Engl.).

22. ISO 5389–1992. Turbocompressors. Performance test code. URL: <https://www.iso.org/standard/11425.html> (accessed: 10.03.2022). (In Engl.).

DANILISHIN Aleksei Mikhailovich, Post-graduate of Energy and Ecotechnology Faculty, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 1162-5118

AuthorID (RSCI): 799355

AuthorID (SCOPUS): 56829617000

ResearcherID: I-8113-2017

Correspondence address: danilishin_am@mail.ru

KOZHUKHOV Yuriy Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Energy

and Ecotechnology Faculty, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5756-4994

AuthorID (RSCI): 536513

AuthorID (SCOPUS): 56829504700

ResearcherID: N-9066-2016

Correspondence address: kozhukhov_yv@mail.ru

For citations

Danilishin A. M., Kozhukhov Yu. V. Numerical simulation of turbulent flow in high-head impeller of centrifugal compressor // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 59–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-59-70.

Received April 15, 2022.

© A. M. Danilishin, Yu. V. Kozhukhov