Углубленное 3D RANS проектирование лопаток с прочностными и технологическими ограничениями обеспечило высокую степень достоверности полученных результатов по аэродинамике для всего семейства компрессоров.

Принцип унификации, состоящий в преемственности аэродинамических форм, используемых для создания новых компрессоров, и идентичности получаемых полей течения, позволил сделать процесс проектирования эволюционным и потому предсказуемым. В частности, характерная величина КПД составляет в среднем 0.798 и не зависит от степени повышения давления в компрессоре.

Особенности, выявленные в расчетах напряженно-деформированного состояния компрессоров, включены в список правил и ограничений по аэродинамическому проектированию.

Показано, что для создания конструкции семейства компрессоров в указанном диапазоне параметров (степень повышения давления и температура) достаточно использовать существующий материал ВТ25.

Д. В. Ворошнин, И. М. Лакомова, О. В. Маракуева, А. С. Муравейко
ООО «НУМЕКА», Санкт-Петербург
i.lakomova@numeca-ru.com

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С УЧЕТОМ РАЗЛИЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ

Проведено исследование влияния различных конструкционных и технологических особенностей ЦК на их работу на примере одноступенчатых компрессоров: с высокой степенью сжатия, со степенями сжатия 3.0 и 4.6; и трехступенчатого ЦК со степенью сжатия 1.44. Выполнено сравнение с экспериментом, проанализировано влияние галтелей и зазоров, притрактовых полостей, геометрии тракта компрессора и его венцов. Показано сравнение результатов, полученных в стационарной постановке и методом нелинейного гармонического анализа (NLH). Разработана методика расчета компрессоров с использованием в качестве рабочего тела метана.

Введение

Качественное трехмерное моделирование течений в центробежных компрессорах и получение их интегральных характеристик на основании расчетов востребованы промышленностью как для создания новых установок, так и для модификации уже существующих. Однако проведение CFD-расчетов таких ЦК часто затруднено их технологическими и конструкционными особенностями: сжатием габаритов, наличием и конфигурацией притрактовых областей, зазоров и галтелей венцов, геометрией корневого и периферийного обвода, эксплуатационными изменениями геометрии и т. п. Отдельным классом задач являются ЦК,

работающие на специфических газах (отличных от воздуха), например на метане. В данном случае их расчеты требуют создания индивидуальных моделей рабочего тела, отвечающих реальным свойствам вещества и режимам работы ЦК.

Одноступенчатый ЦК с высокой степенью сжатия

Одноступенчатый центробежный компрессор с высокой степенью сжатия образован стойками переднего корпуса, рабочим колесом (РК), безлопатопаточными диффузором (БЛД), лопаточным диффузором (ЛД) и спрямляющим аппаратом. Для лопаток всех венцов моделируются галтели. В рабочем колесе присутствует радиальный зазор. Смоделирована часть притрактовой полости (ПП) за рабочим колесом, соответствующая междисковому пространству.

Имеется ряд геометрических особенностей, обусловливающий трудность моделирования ЦК:

- радиальная и осевая протяженность рабочего колеса недостаточна — на 5% и 30% меньше, чем у известных ступеней с оптимальными параметрами;
- габарит ЛД на 15% меньше оптимального;
- большие радиусные сопряжения лопатки с диском РК ($R = 0.4*b_2$).

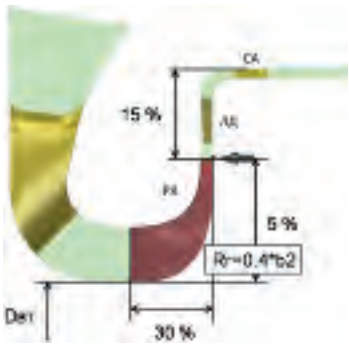

Рис. 1. Геометрические особенности ЦК с высокой степенью сжатия

Расчеты выполнены в Fine/Turbo. Решалась система уравнений RANS методом конечных объемов. Использованы блочно-структурированные гексагональные расчетные сетки высокого качества, построенные в AutoGrid5. Рабочее тело — воздух (термически совершенный газ).

Выполнено расчетное исследование, в ходе которого оценено влияние моделей турбулентности (SA, k-ε, SST, ERASM с расширенным пристеночным моделированием), сеточная сходимость, влияние способа моделирования ротор-статор взаимодействия и положения интерфейса, влияние геометрических параметров.

Наилучшее совпадение с экспериментом достигнуто при использовании модели турбулентности Спаларта — Аллмараса с расширенным пристеночным моделированием и расчетной сетки размером 10.5 млн ячеек. Ширина канала диффузора уменьшена на 2.5%. Моделируются галтели РК, ЛД и СА, а также притрактовая полость за рабочим колесом.

На основании этой модели оценено влияние притрактовой полости на результаты расчета путем ее исключения из модели. На рисунке 2 приведены характеристики ЦК, обезразмеренные относительно параметров экспериментальной рабочей точки. При моделировании притрактовой полости (ПП) расчетные значения КПД и степени повышения полного давления более низкие, а запасы газодинамической устойчивости больше, чем при отсутствии притрактовой полости.

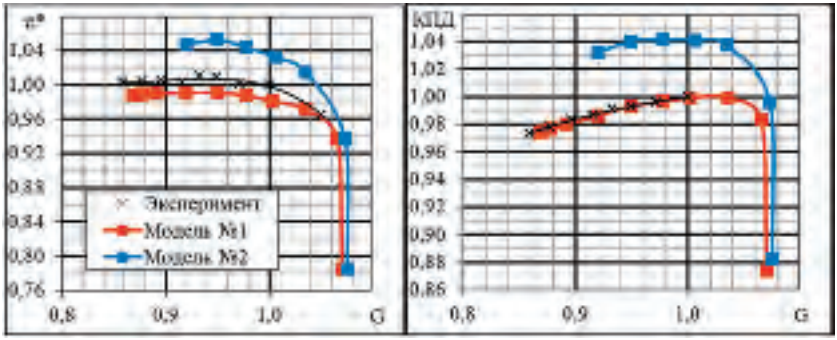

Рис. 2. Интегральные характеристики ЦК.
Модель № 1 — расчет с учетом ПП; Модель № 2 — без ПП

Притрактовая полость оказывает существенное влияние на течение в ЦК: в ней зарождается и стабилизируется спиральный вихрь, который способствует раннему отрыву потока в безлопаточном диффузоре. Отсутсвие ПП сказывается на форме вихря и на его локализации: на некоторых режимах он реализуется как на втулке, так и на переферии БЛД.

Одноступенчатый ЦК со степенью сжатия 3

Одноступенчатый малоразмерный центробежный компрессор образован радиально расположенным рабочим колесом (РК) и лопаточным диффузором (ЛД). Для РК характерна высокая степень закрутки лопаток, присутствуют галтели (радиальные сопряжения) и зазоры.

В Fine/Turbo выполнено решение системы уравнений RANS с замыканием ее моделью турбулентности Спаларта-Аллмараса с подключением пристеночной функции. В качестве рабочего тела использован воздух (термически совершенный газ). Блочно-структурированная расчетная сетка ЦК имеет размер около 2.4 млн ячеек, достаточный для разрешения течения в нем.

Рис. 3. Геометрия ЦК с $\pi^*=3$

Проведенное расчетное исследование показало, что моделирование галтелей РК вносит незначительный вклад в интегральные характеристики, ввиду чего за базовый вариант расчета принята модель без учета галтелей (зазоры РК моделировались). Сравнение с экспериментом показало достаточно хорошее совпадение для отношения статических давлений (расхождение не более 0.3%). По расходу имеется существенное различие, которое может быть обусловлено выбором модели (недостаточная постановка задачи) и технологическими дефектами изготовления ЦК и проведения эксперимента. Качество экспериментальных данных может быть недостаточным, так как согласно плану испытаний измерения проводились с удержанием ЦК на рабочей частоте всего на 4 минуты для каждого из режимов. Для полного установления течения необходимо большее время.

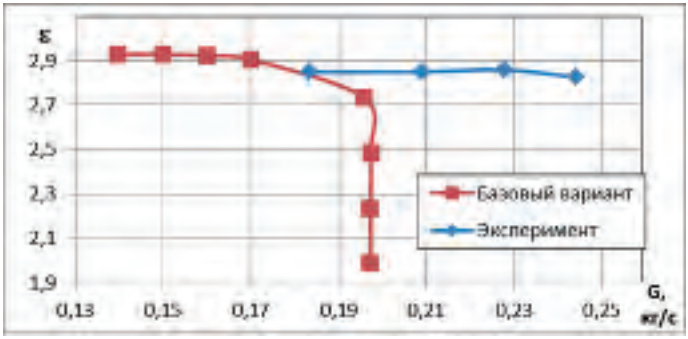

Рис. 4. Сравнение базового варианта расчета и эксперимента

В ходе эксплуатации центробежных компрессоров из-за колебаний и влияния сильных тепловых эффектов может происходить смещение корневого и перефирийного обводов и соответственно изменение величины зазоров. В связи с этим рассмотренно несколько моделей с изменением геометрии ЦК. Модификации М_1-4 включают в себя смещение рабочего колеса (рис. 4), деформацию канала диффузора с криволинейной (К) на линейную (Л) форму, изменение зазоров РК и ЛД. Подробная информация приведена в таблице 1. Прямое моделирование деформации лопаток не проводилось.

Таблица 1

Модификации ЦК с π*=3

	Б	М_1	М_2	М_3	М_4
Зазоры РК, мм	0.2	переменный 0.2–0.3			
Зазоры диффузор, мм	нет	нет	0.1	0.25	нет
Наличие уступов за РК	нет	есть			
Проточная часть диффузора	К	К	К	К	Л

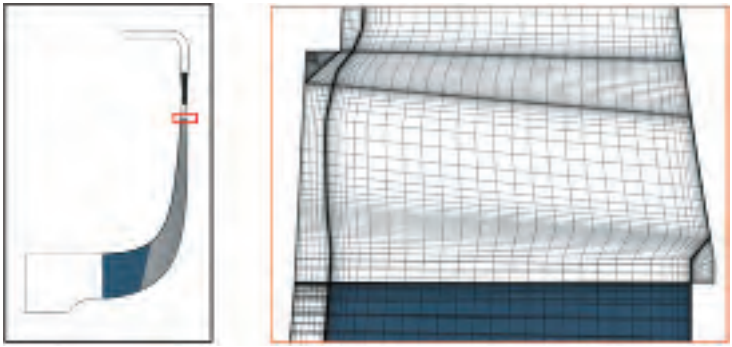

Рис. 5. Уступы за рабочим колесом

При анализе полученных характеристик выявлено, что наибольшую степень влияния на интегральные параметры данного ЦК имеет конфигурация диффузора: смещение модификаций М_2–4 относительно базового варианта Б более сильное, чем для М_1, учитывающей только деформацию РК. Возникновение зазора в диффузоре (М_2–3) существенно снижает эффективность компрессора и увеличивает расход через него. При этом увеличение проходного сечения ЛД за счет распрямления обводов (М_4) обеспечивает необходимые значения как массового расхода, так и параметров эффективности работы ЦК. Этот вариант также показал лучшее совпадение с экспериментом, чем базовый вариант, что подтвердило необходимость учета эксплуатационных изменений в расчете.

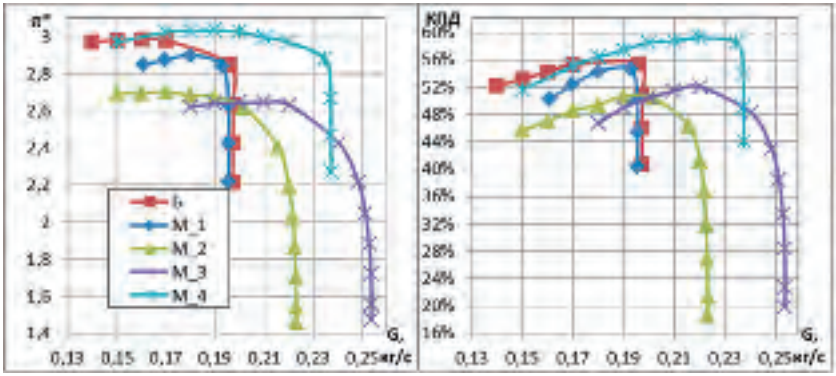

Рис. 6. Интегральные параметры модификаций ЦК

На основании рассмотренных модификаций создана новая геометрическая модель с измененной проточной частью. Сравнение новой геометрии с исходной конфигурацией показало одинаковый уровень степени сжатия полного давления и КПД при значительно большем расходе. Интегральные характеристики модификации имеют хорошее совпадение с экспериментом.

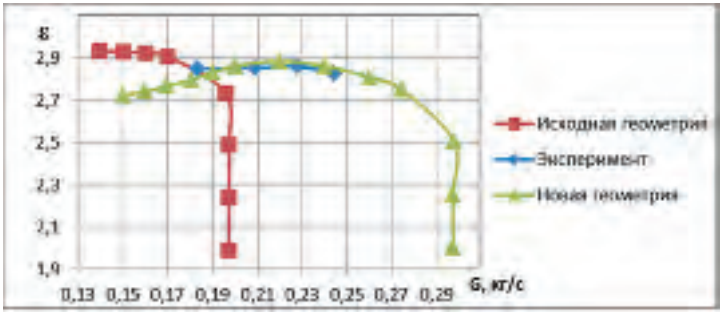

Рис. 7. Сравнение расчетных характеристик с экспериментом

Одноступенчатый ЦК со степенью сжатия 4.6

Одноступенчатый компрессор образован рабочим колесом (РК) и лопаточным диффузором (ЛД). Для всех венцов характерно наличие сплиттеров. В РК присутствуют галтели и зазоры. Лопатки рабочего колеса существенно искривлены в окружном направлении.

Рис. 8. Геометрия ЦК с π^*=4.6: проточная часть; РК

Средствами Fine/Turbo выполнено решение системы уравнений RANS с использованием моделей турбулентности Спаларта—Аллмараса и k–ε с расширенным пристеночным моделированием. Расчеты выполнены для блочно-структурированных гексагональных сеток в стационарной постановке и с использованием метода нелинейного гармонического анализа (NLH). Рабочее тело — термически совершенный газ (воздух), ГУ на входе в компрессор соответствует стандартной атмосфере.

Расчеты с использованием модели турбулентности k–ε для исследуемого ЦК обеспечивают большую стабильность счета и большие запасы газодинамической устойчивости по сравнению с моделью Спаларта — Аллмараса. Расчетные характеристики имеют расхождение с экспериментом по расходу и КПД (экспериментальные значения выше до 5%).

В связи с неудовлетворительным согласованием стационарной постановки задачи и эксперимента выполнен расчет методом NLH с использованием мо-

дели турбулентности k–ε. Ввиду ресурсоемкости производился расчет не всей характеристики компрессора, а ее основной части. В стационарной постановке в области ротор-статор интерфейса на периферийном обводе формируется спиральный вихрь, который отсутствует в решении NLH, поэтому КПД нестационарного решения выше. Так как полное совпадение с экспериментом введением нестационарности в решение не было достигнуто, далее рассмотрены эксплуатационные факторы изменения геометрии.

Влияние эксплуатационных факторов учтено аналогично предыдущему варианту. Осуществлено перемещение РК (моделирование уступов за ним), зазор РК с постоянного изменяется на переменный с уменьшением к задней кромке. Геометрия ЛД неизменна. Прямое моделирование деформаций венцов не проводилось.

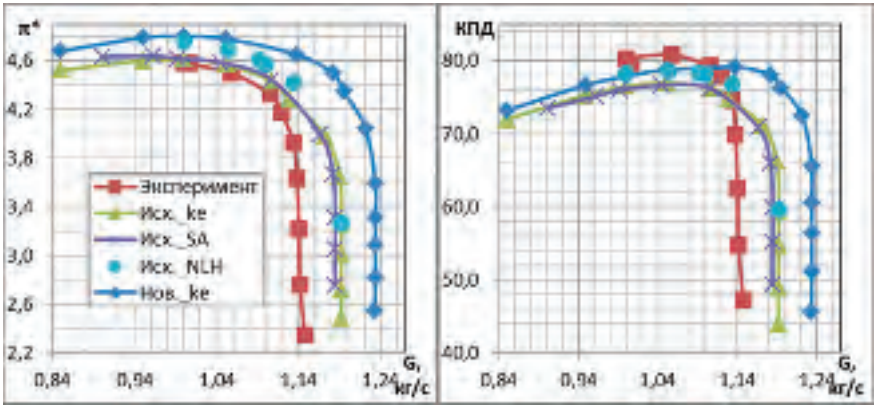

Рис.9. Сравнение модифицированной (нов.) и исходной (исх.) геометрии с экспериментом

Расчет с новой геометрией показал лучшее совпадение с экспериментом по степени сжатия и КПД. Недобор эффективности может быть частично скомпенсирован расчетами NLH. Расчетная характеристика смещена в область больших расходов относительно эксперимента. Дальнейший расчет деформированной («горячей») геометрии ЦК может внести вклад в результаты расчета.

Трехступенчатый ЦК со степенью сжатия 1.44

Трехступенчатый центробежный компрессор включает в себя 3 рабочих колеса (РК) и 2 обратных направляющих аппарата (ОНА). Геометрия венцов одного типа идентична друг другу.

Главной технологической особенностью ЦК является его работа на метане. Модели совершенного газа, где свойства вещества являются однопараметрическими функциями температуры *f(T)*, не могут качественно описать работу компрессора. Средствами TABGEN создана модель метана, обеспечивающая

качественное описание его свойств. В данном случае эти вещества описываются двухпараметрическими зависимостями от давления и температуры *f(p,T)*.

Рис. 10. Геометрия ЦК с π*=1.44

Расчеты выполнены в Fine/Turbo. Решение уравнений системы RANS с замыканием моделью турбулентности k–ε с расширенным пристеночным моделированием. Использована блочно-структурированная гексагональная расчетная сетка размером 5.5 млн ячеек.

Помимо основного расчета, отработана методика согласования результатов расчетов на метане и воздухе. Частота вращения, необходимая ЦК для работы на метане, приводится к параметрам работы на воздухе. Проводятся трехмерные расчеты с использованием термически совершенного газа, по результатам которых выполняется пересчет массового расхода и отношения статических давлений к параметрам работы на метане. Результаты этой методики обеспечивают худшее совпадение с ТЗ, что может быть вызвано мнократным пересчетом параметров. Однако она может быть использована для быстрой оценки, так как время счета на совершенном газе значительно ниже, чем на реальном.

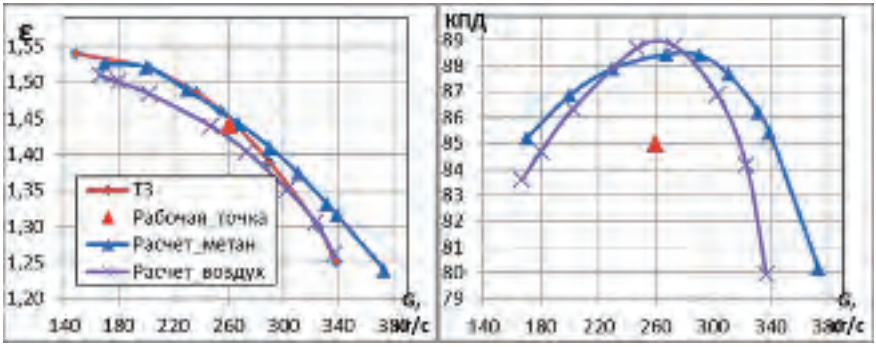

Рис. 11. Интегральные параметры работы ЦК

Выполнен расчет двух модификаций обратных направляющих аппаратов. Для обоих вариантов уменьшен угол входа ОНА. Модификация № 2 учитыва-

ет также удлинение сплиттеров. Эти изменения незначительно влияют на степень сжатия, но увеличивают эффективность компрессора. КПД модификации № 2 в рабочей точке ЦК максимален.

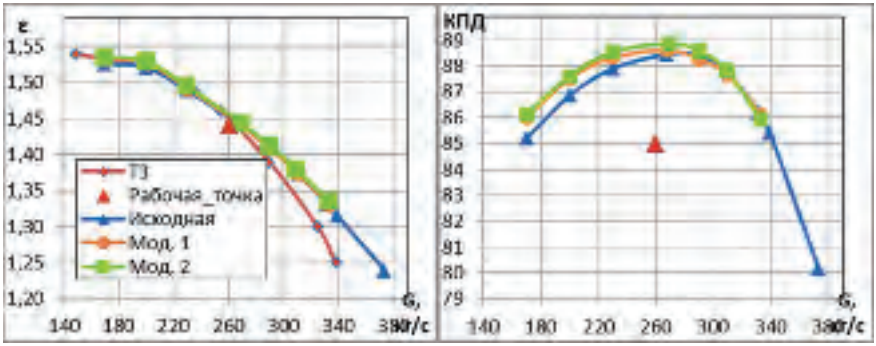

Рис. 12. Интегральные характеристики — модификации геометрии

Выводы

Обозначено значительное влияние следующих факторов на интегральные характеристики ЦК:

- наличие притрактовых полостей;
- наличие и форма галтелей и зазоров;
- эксплуатационные перемещения венцов и искривления их обводов;
- изменение геометрии венцов.

Показана эффективность применения метода NLH для качественного описания течения в местах возникновения вихревых структур и получения интегральных параметров.

Выявлена высокая степень зависимости свойств метана от давления и температуры. Отработана методология сравнения результатов расчета с использованием разных моделей рабочего тела.

Для всех рассмотренных центробежных компрессоров созданы расчетные модели, позволяющие получить качественные значения интегральных параметров.

Дальнейшая работа с конструкционными особенностями может включать в себя расчет деформаций лопаток, моделирование всех притрактовых полостей и спиральных отводов.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кампсти Н.* Аэродинамика компрессоров / пер. под ред. Ф. Ш. Гельмедова. М.: Мир, 2000. 688 с.
2. *Japikse D.* Nicholas C. Baines “Introduction to Turbomachinery”, Concepts ETI, Inc., 1997
3. *Hirsch C.* Numerical Computation of Internal & External Flows: the Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd ed. Butterworth-Heinemann (Elsevier), 2007.