

Опыт применения программно-методического комплекса для анализа и проектирования проточных частей центробежных компрессоров

Р.Ф. Муртазин, В.А. Футин, Е.В. Поташева (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)

На примере многовального центробежного компрессора с осерадиальным полуоткрытым рабочим колесом показана процедура применения алгоритма анализа и проектирования проточной части. Пример касается унифицированной конечной ступени компрессора, для которой путем численного моделирования находят оптимальный вариант конструкции.

Ключевые слова: центробежный компрессор, проточная часть, программный комплекс, численное моделирование.

An experience on complex software application for analysis and design of centrifugal compressors setting

R.F. Murtazin, V.A. Futin, Ye.V. Potasheva

The way to use algorithm for setting analysis and design is shown on multiple axis compressor with axial-and-radial semiopen impeller. The example is for unified last compressor stage, for which optimum design is found via numerical simulation.

Key words: centrifugal compressor, setting, software, numerical simulation.

Для проектирования центробежных компрессоров (ЦК) целесообразно применение унифицированных ступеней сжатия. При создании ряда унифицированных ступеней необходимо придерживаться следующей концепции: наименьшая номенклатура ступеней для наибольшей области применения. Рассмотрим применение алгоритма проектирования и анализа новых проточных частей ЦК (рис. 1) на примере новой ступени многовального ЦК с осерадиальным полуоткрытым рабочим колесом (РК).

Многовальные ЦК широко используются во многих отраслях промышленности. Основные преимущества этих ЦК перед одновальными: возможность охлаждения после каждой ступени, более высокий политропный КПД (свобода выбора частоты вращения n , наружного диаметра РК D_2 и условного коэффициента расхода Φ_0), более высокие напор и расход при при-

менении полуоткрытых осерадиальных РК. В настоящее время в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разрабатывают и производят многовальные ЦК модульного и агрегатного типа.

Унифицированный ряд проточных частей ступеней многовальных ЦК включает три основные ступени, обеспечивающие работу в диапазоне $\Phi_0 = 0,04...0,145$. Получить заданный коэффициент Φ_0 можно подрезкой входного аппарата, РК и лопаточного диффузора в меридиональном сечении. Наибольшая доля потерь в ступени ЦК определяется РК, поэтому при оптимизации и проектировании новых ступеней особое внимание уделяется именно РК. Конструкция осерадиальных полуоткрытых РК многовальных ЦК – составная, включающая входной вращающийся аппарат и основной диск. Лопатки двух элементовстыкаются по линии, проходящей через ось [1]. Такая конструкция продиктована технологией изготовления на момент ее разработки и требованиями прочности.

Экспериментальные исследования характеристик элементов третьей ступени унифицированного ряда, работающей в диапазоне условных коэффициентов расхода $\Phi_0 = 0,04...0,09$, показали, что в области $\Phi_0 = 0,04...0,065$ эффективность ступени (КПД) резко падает. Этот эффект показан на рис. 2 в виде зависимости относительных ($\eta_{\text{опт}}/\eta_{\text{опт max}}$) оптимальных КПД ступени от условного коэффициента расхода (сплошная линия).

В связи с тем, что ступень уже спроектирована, анализ эффекта падения КПД начали с блока 3 (см. рис. 1): расчета квазитрехмерного осесимметричного потока в проточных частях турбомашин [2], т.е. при разложении трехмерного течения на два двухмерных – осредненное осесимметричное течение и течение на

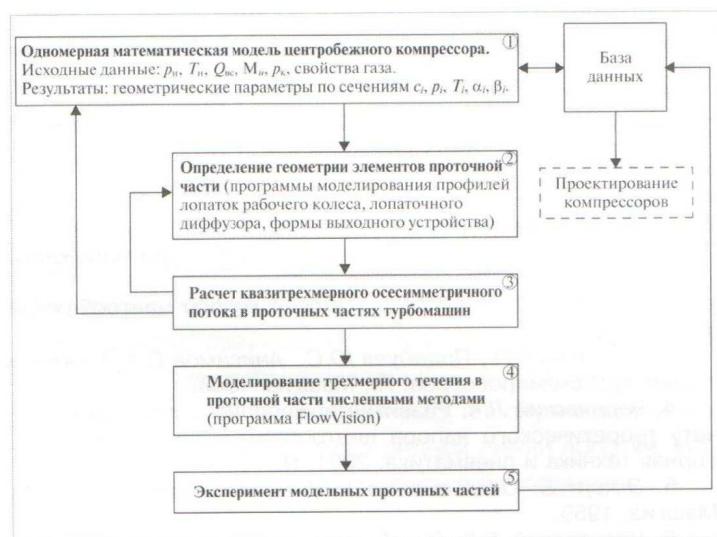


Рис. 1. Блок-схема алгоритма проектирования и анализа новых проточных частей ЦК



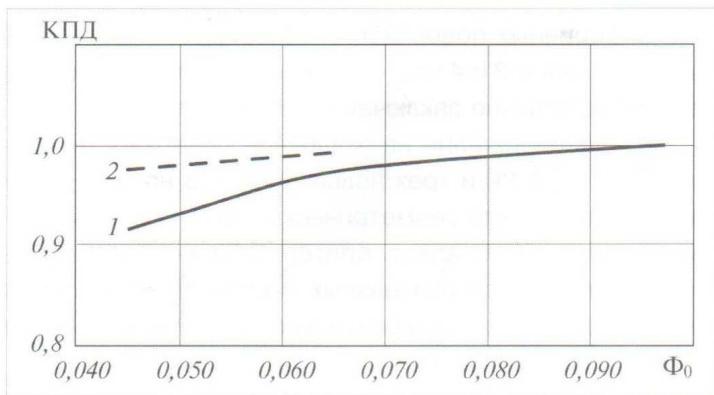


Рис. 2. Зависимость относительных ($\eta_{\text{опт}}/\eta_{\text{опт max}}$) оптимальных КПД от условного коэффициента расхода
1 – экспериментальные данные; 2 – расчетная кривая

осесимметричных поверхностях тока. Эти две задачи взаимосвязаны. Первая задача позволяет определять осесимметричные поверхности и переменную толщину слоя, необходимые для расчета обтекания решеток профилей. Согласно второй задаче определяется поле скоростей и давлений на контурах лопаток и в межлопаточных каналах.

Было проведено теоретическое исследование РК исходной ступени, рассчитанной на $\Phi_0 = 0,09$, имеющей $\beta_{2\lambda} = 50^\circ$. Результаты расчета в виде зависимости относительной скорости w , отнесенной к окружной скорости на выходе из РК u_2 , от длины лопатки представлены на рис. 3. Как видно, обтекание профиля на периферийной поверхности тока благоприятное, с безударным входом потока на лопатку, отсутствием поверхностного и пространственного отрыва. С приближением к втулочной поверхности течение становится менее благоприятным. На втулочной поверхности тока возникает отрыв пограничного слоя на передней стороне лопатки, вызванный высокой диффузорностью канала (точки на рис. 3, а), и возможно появление вторичных (пространственных) потерь, оцениваемых критерием Балье (вертикальные линии на эпюре скоростей на рис. 3, а).

Скорее всего, это вызвано протяженным участком лопатки, имеющим угол 90° . Таким образом, при подрезке меридионального контура РК для получения заданного коэффициента расхода отрезаются самые благоприятные участки колеса. В связи с этим было решено спроектировать новое РК, рассчитанное на $\Phi_0 = 0,04...0,065$ с обеспечением благоприятного течения на втулочной поверхности тока за счет уменьшения диффузорности входной и средней части канала РК.

Проектирование нового РК начали с блока 2 (см. рис. 1). После профилирования геометрии колеса переходили к блоку 3 (рис. 1) и рассчитывали скорости в канале РК. Определяли влияние того или иного геометрического параметра, затем по блоку 2 проводили корректировку геометрии РК.

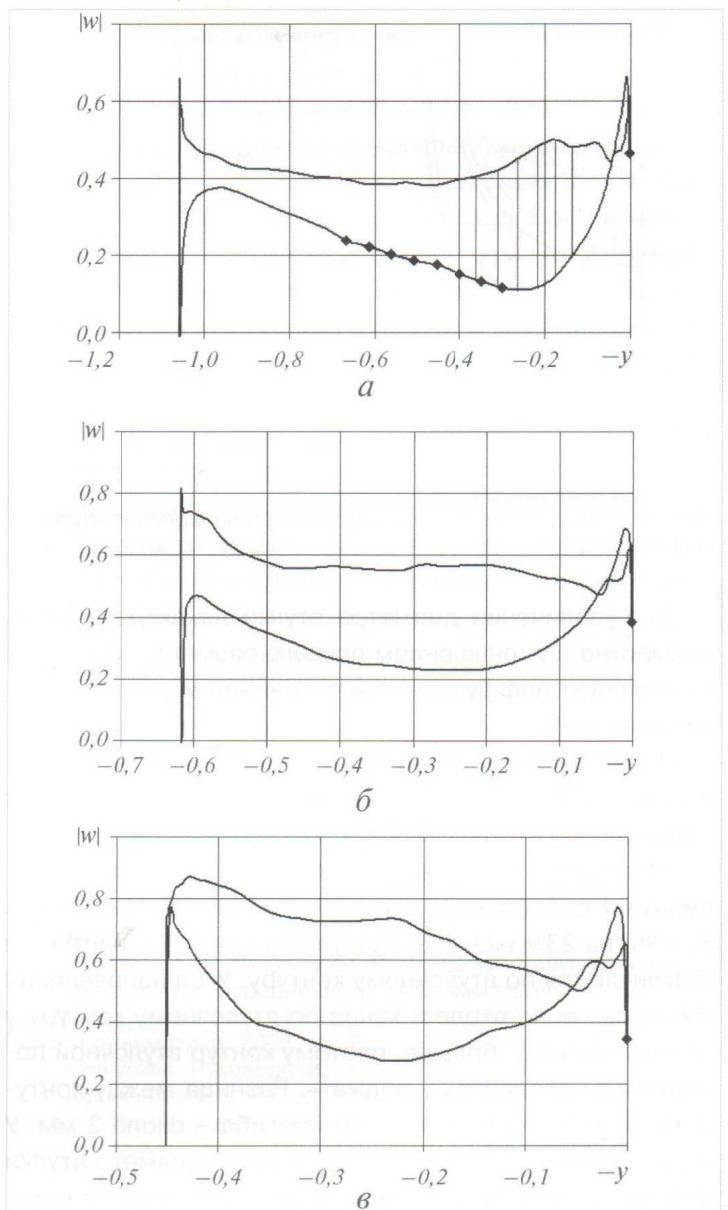


Рис. 3. Распределение относительных скоростей по контуру профиля лопатки РК:
а – втулочная поверхность тока;
б – средняя поверхность тока;
в – периферийная поверхность тока

Для выявления наиболее влияющих геометрических параметров было рассчитано и проанализировано более 20 вариантов колес, из которых для дальнейшего анализа выбрали четыре, отражающие следующие геометрические параметры, повышающие качество течения (рис. 4):

1 – уменьшение площади участка лопатки с углом 90° при построении нового профиля лопатки, соответствующего $\Phi_0 = 0,065$, вместо подрезки, как в исходном варианте, приводит к снижению диффузорности в средней части канала РК;

2 – увеличение угла γ направления касательной на входе в канал по втулочной поверхности тока приводит к снижению диффузорности в средней и входной частях канала РК;

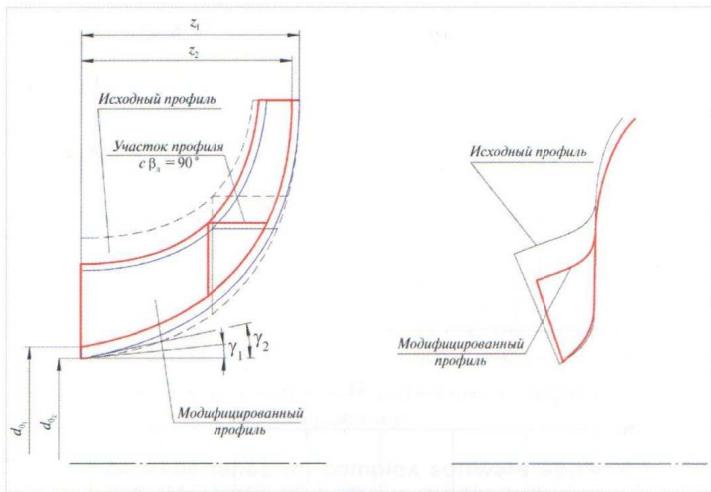


Рис. 4. Основные модификации меридионального контура нового рабочего колеса

3 – увеличение диаметра втулки на входе в РК d_0 совместно с уменьшением осевого размера z приводит к снижению диффузорности в средней и входной частях канала РК;

4 – увеличение числа лопаток РК z_k приводит к снижению нагрузки на лопатку РК и, следовательно, к уменьшению вторичных потерь.

Меридиональные контуры исходного варианта и варианта 1 совпадают. При этом у варианта 1 участок с $\beta_l = 90^\circ$ на 23% меньше, чем у исходного. Варианты 1 и 2 отличаются по втулочному контуру. Угол направления касательной на входе в канал по втулочному контуру у варианта 2 на 5° больше, поэтому контур втулочной поверхности варианта 2 «поджат». Разница между контурами в месте максимального прогиба – около 3 мм. У варианта 3 по отношению к варианту 2 диаметр втулки d_0 и диаметр лопаток на периферии D_0 на входе в колесо увеличены соответственно на 9% и 3%, а осевой размер уменьшен на 3%. При этом сохранены углы направления касательных на входе и на выходе втулочных

и периферийных поверхностей. Меридиональные контуры вариантов 3 и 4 одинаковы по геометрическим параметрам, отличие заключается в числе лопаток.

Сравнение течения на втулочной поверхности тока для исходного РК и трех новых показано на рис. 5. Из рисунка видно, что геометрический отрыв у новых вариантов колес пропадает. Критерий Балье, определяемый разностью относительных скоростей, становится меньше единицы, следовательно, вторичные потери значительно снижаются.

Дальнейший анализ четырех вариантов РК проводили численными методами на основе программного комплекса Flow Vision, в котором реализовано численное решение системы уравнений Навье–Стокса [3]. Геометрическая модель РК показана на рис. 6.

При создании расчетной модели предполагали, что течение газа происходит в теплоизолированном корпусе, т.е. без учета теплообмена, протечки и перетечки отсутствуют, зазор между передней стенкой и торцами лопаток равен нулю. При расчете использовали прямоугольную сетку с измельчением на поверхностях канала РК. Применили расчетную модель «Полностью сжимаемая жидкость», предполагающую пространственный вязкий поток [4]. Была задана SST-модель турбулентности, рекомендуемая разработчиками программы для околозвуковых и сверхзвуковых течений. Начальная расчетная сетка задана с размером ячейки по осям X , Y , Z , близким к нормальной толщине лопатки на периферии. Для граничного условия «Вращающаяся стенка» введен первый уровень адаптации с двукратным измельчением начальной сетки на вращающихся поверхностях лопатки и втулки. Течение в расчетной области считали стационарным. Режим работы ступени, определяемый массовым расходом, задавали нормальной массовой скоростью на выходе из ступени кратной числу лопаток колеса, так как исследовали один канал РК.

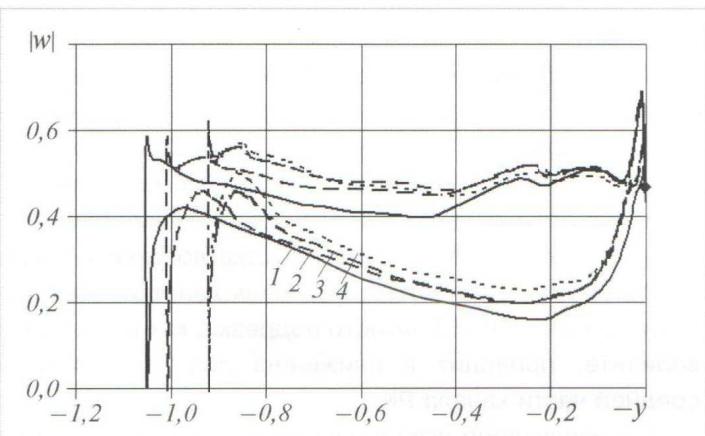


Рис. 5. Распределение относительных скоростей по контуру профиля лопатки РК на втулочной поверхности тока:
1 – исходное РК; 2 – второй вариант; 3 – третий вариант;
4 – четвертый вариант



Рис. 6. Модель межлопаточного канала

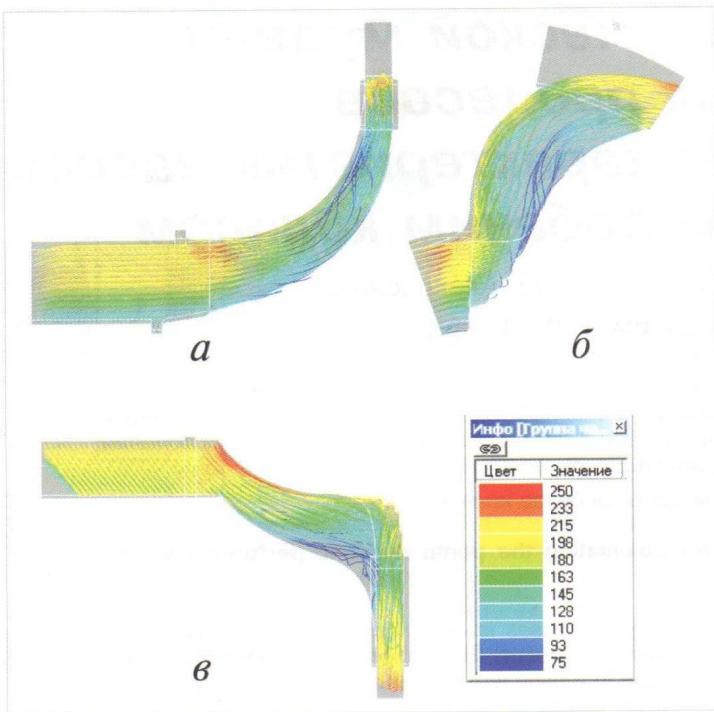


Рис. 7. Картина течения в канале РК варианта 2:
а – вид справа; б – вид спереди; в – вид сверху

По результатам численного моделирования можно сделать следующие выводы. В каждом из вариантов существует низкоэнергетическая область, образующаяся у передней стороны лопатки. В общей картине течения в большей степени данная область выделяется у исходного варианта. При этом в низкоэнергетической области имеет место резкое изменение направления скорости во всех проекциях, что усиливает неравномерность потока и является источником возникновения вторичных течений. У варианта 1, имеющего укороченный прямой участок лопатки, картина течения чуть более сглажена при неболь-

шом увеличении количества линий тока, составляющих низкоэнергетическую область. Поджатие втулочного контура в варианте 2 оказывает благоприятное воздействие на течение в межлопаточном канале. Линии тока с низкими скоростями сглаживаются и «встраиваются» в структуру потока. Картину течения варианта 2 и варианта 3 близки. Увеличение числа лопаток в варианте 4 приводит к увеличению составляющих низкоэнергетической области и смещению ее вверх по потоку, а также к более резкому изменению направления скоростей. Наиболее существенными из рассматриваемых параметров можно считать изменение длины прямого участка лопатки и поджатие втулочного контура.

Для проведения экспериментальных исследований и получения модельных характеристик ступени выбраны два варианта исполнения рабочего колеса (вариант 2 и вариант 3). Картина течения в канале РК варианта 2 в трех проекциях и в трехмерном виде представлена на рис. 7.

Экспериментальное исследование модельных ступеней замыкает алгоритм проектирования и анализа новых проточных частей ЦК и пополняет базу данных характеристик для проектирования компрессоров.

Список литературы

1. Пат. 2109172 RU. МПК F 04 D 17/08. Центробежный компрессор.
2. Поташев А.В., Поташева Е.В. Разработка методики и программы расчета осредненного осесимметричного потока с учетом переменности стеснения потока//Компрессорная техника и пневматика. 2005. №. 2.
3. FlowVision. Руководство пользователя, Версия 2.5.2-2008.
4. Афанасьев Б.В. Расчетные исследования параметров потока в рабочем колесе центробежного компрессора, с пространственными лопатками двух типов, на основе программного комплекса FlowVision//Труды всероссийской научно-практической конференции «Инженерные системы-2008» М., 2008.



Совет главных механиков нефтеперерабатывающих
и нефтехимических предприятий России и стран СНГ

Ежегодное отраслевое совещание главных механиков

В период с 29 ноября по 03 декабря 2010 г. состоится очередное совещание главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий России и СНГ с участием специалистов Ростехнадзора, научно-исследовательских и проектных институтов, фирм – производителей оборудования, инжиниринговых фирм.

Совещание проводится на базе отдыха «Бекасово» (Московская обл.)

Тема совещания

Состояние и перспективы развития систем мониторинга технического состояния статического оборудования для обеспечения безопасной и надежной эксплуатации нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств. Опыт работы саморегулируемых организаций в области строительной деятельности на предприятиях отрасли

Приглашаем заинтересованные компании и фирмы к участию в совещании.

Подробности об условиях участия в совещании можно узнать в ООО «НТЦ при Совете главных механиков» по тел.: (495) 737-92-94, факс: (495) 234-59-32, e-mail: ntc@rsnasos.ru, www.sgm-oil.ru

