

УДК 621.5.041:533.695.5

Д.Н. ТИМОШАДЧЕНКО, Е.Ю. РУБЛЕВСКИЙ,
В.А. СТУЛЕНЬ, В.И. ПИСЬМЕННЫЙ

Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

СРАВНЕНИЕ ОДНОМЕРНОГО И ТРЕХМЕРНОГО РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ С ЭКСПЕРИМЕНТОМ ДЛЯ ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Для сокращения времени и материальных затрат на создание высоконапорного центробежного компрессора произведена идентификация применяемых на ГП «ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС» одномерного и трехмерного расчетных методов с экспериментом. Описана разработанная на ГП «ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС» методика одномерного расчета центробежного компрессора, некоторые особенности экспериментальных исследований центробежного компрессора, особенности расчетов компрессора в трехмерной постановке в CFD-коде. Проанализированы некоторые причины несовпадения результатов расчетов с экспериментом и намечены пути улучшения их совпадения.

центробежный компрессор, коэффициент полезного действия, одномерная постановка, трехмерная постановка, экспериментальные исследования, модель потерь в центробежном компрессоре, модель трехмерного вязкого течения

Введение

Практически с момента изобретения турбомашин возникла потребность в их улучшении: уменьшении расхода топлива, уменьшении стоимости, уменьшении веса. Одной из важных составляющих решения вышеупомянутых задач является улучшение характеристик компрессоров, что особенно актуально для малоразмерных двигателей. Достигнутый уровень серийно применяемых высоконапорных центробежных компрессоров соответствует степени повышения давления $P_K^* \approx 8$ и адиабатическому коэффициенту полезного действия $\eta_{ад}^* \approx 0,78...0,80$, при этом приведенный расход воздуха $G_{впр}^* \approx 2 \frac{K^2}{c}$. В настоящее время проводятся исследовательские работы по достижению $P_K^* \geq 12$, $\eta_{ад}^* \approx 0,80$. Для реализации таких высоких параметров необходимо иметь точные расчетные методы как для проектировочных, так и для поверочных расчетов, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными.

Формулирование проблемы

Создание компрессора начинается с расчетов основных величин и размеров в одномерной постановке и заканчивается, как правило, расчетом вязкого течения в трехмерной постановке.

Любой, даже самый совершенный инструмент требует проверки и настройки. Очевидно, что чем точнее проектировочный расчет совпадет с экспериментальными данными, тем меньше времени и материальных затрат понадобится на последующую доводку изделия.

На начальном этапе проектирования можно подобрать комбинацию геометрических размеров в характерных сечениях центробежного компрессора такой, при которой его коэффициент полезного действия будет наибольшим. Это можно сделать, имея проверенную модель потерь в элементах центробежного компрессора.

Экспериментально далеко не всегда возможно получить данные относительно реального течения в компрессоре (например, в рабочем колесе центробежного компрессора). Однако, имея проверенную и

хорошо согласующуюся с экспериментом модель вязкого трехмерного течения, можно получить достаточно точное представление о реальных процессах в компрессоре.

Исходя из этих соображений, в данной работе была произведена идентификация имеющихся методик одномерного и трехмерного расчетов течения в центробежном компрессоре с экспериментальными данными.

Расчет параметров компрессора в одномерной постановке

Расчет параметров компрессора в одномерной постановке (расчет по среднему радиусу) является первым этапом проектирования центробежного компрессора и производится для выбора основных геометрических размеров в основных его сечениях (рис. 1), углов лопатки и углов потока в этих сечениях, количества лопаток в венцах. Кроме этого, расчет компрессора в одномерной постановке позволяет оценить величину тех или иных видов потерь в компрессоре и минимизировать их на начальном этапе проектирования.

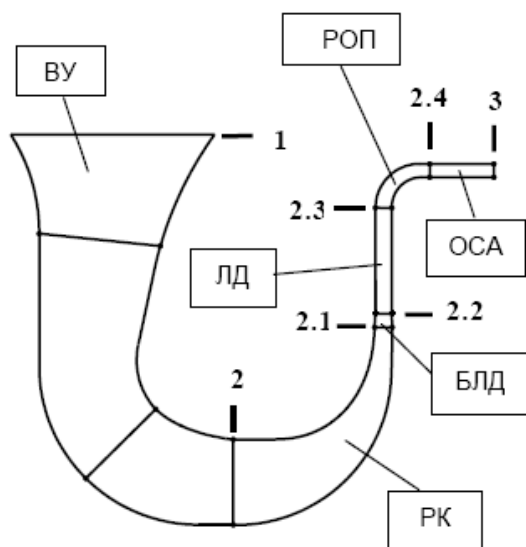


Рис. 1. Основные сечения центробежного компрессора

Буквенные обозначения: ВУ – входное устройство; РК – рабочее колесо; БЛД - безлопаточный диффузор; ЛД – лопаточный диффузор; РОП – радиально-осевой поворот; ОСА – осевой спрямляющий аппарат).

Принцип методики следующий. При заданных исходных данных (размерах в основных сечениях, расходе воздуха, частоте вращения и др.) рассчитываются параметры в сечениях 2 и 2.1, причем для расчета параметров треугольника скоростей в сечении 2.1 используется специальная модель, учитывающая угол отставания [1, 2]. Затем по уравнению Эйлера рассчитывается затраченный напор между сечениями 2 и 2.1. и определяются потери напора в РК, адиабатический напор, степень повышения полного давления в РК, коэффициент полезного действия РК и остальные параметры в сечении 2.1. После этого производится расчет течения в сечениях 2.2, 2.3, 2.4 и 3.

В данной методике заложена модель, которая учитывает следующие виды потерь:

1. Потери на входе в рабочее колесо из-за отклонения угла атаки от его оптимального значения.
2. Потери в прямом скачке уплотнения в рабочем колесе.
3. Потери в рабочем колесе, вызванные аэродинамической нагруженностью.
4. Потери на трение в межлопаточных каналах рабочего колеса и на трение покрывного диска.
5. Потери на трение задней стенки диска рабочего колеса.
6. Потери от циркуляционного течения на выходе из рабочего колеса.
7. Потери в радиальном зазоре рабочего колеса.
8. Потери, связанные с перетеканиями в зазоре рабочего колеса.
9. Потери на перемешивание на выходе из рабочего колеса.
10. Потери в безлопаточном диффузоре.

11. Потери в межлопаточном канале лопаточного диффузора (по результатам продувок).

12. Потери в радиально-осевом повороте.

13. Потери в осевом спрямляющем аппарате.

Все перечисленные выше потери описаны в периодической литературе. Ранние версии программы расчета центробежной ступени по среднему радиусу учитывали потери под номером 2...6, относящиеся к рабочему колесу, и потери под номером 11...13, относящиеся к другим элементам ступени центробежного компрессора [3]. Программа, учитывающая эти виды потерь, была в свое время протестирована и показала неплохое совпадение результата расчета с результатами эксперимента – разница составила максимум 3...5% по степени повышения полного давления. В новой версии программы были дополнительно учтены потери под номерами 1, 7, 8 и 9. Это связано с желанием улучшить существующую модель потерь, тем более в периодической печати в последнее время появились новые публикации об исследовании потерь в ступени центробежного компрессора [4].

Для данного компрессора был выполнен расчет для приведенного расхода воздуха 1,911 кг/с и приведенной частоты вращения 51600 об/мин. При этом была получена степень повышения полного давления в компрессоре 7,373 и адиабатический КПД компрессора 0,8088. Степень повышения полного давления в рабочем колесе 8,401, а потери полного давления в выходной системе (между сечениями 2.1 и 3) составляют около 12,5%, что соответствует уровню потерь в существующих конструкциях зарубежных компрессоров. Полученная точка нанесена на экспериментальную характеристику компрессора (см. рис. 3, черный треугольник).

Заметно, что по степени повышения полного давления точка практически ложится на напорную ветку 51600 об/мин., однако по коэффициенту полезного действия расчет превышает эксперимент на 0,78% по абсолютному значению.

Учитывая то, что одномерный расчет компрессора лишь в приблизительной мере учитывает сложные реальные особенности течения в проточной части, можно считать полученные результаты вполне удовлетворительными. К тому же в одномерном расчете невозможно учесть многие конструктивные особенности, влияющие на течение: уступы, щели, мелкие полости и др., поэтому коэффициент полезного действия в любом случае может быть завышен.

Для наиболее полного исследования методики необходимо произвести подобные идентификации для компрессоров с другой напорностью и для других коэффициентов быстроходности.

В данный момент на базе данной методики на ГП «ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС» разрабатывается методика одномерной оптимизации основных геометрических параметров центробежного компрессора.

Расчеты компрессора в трехмерной постановке

Были выполнены расчеты компрессора в трехмерной постановке в CFD-коде

Расчетная область состояла из: входного устройства 1, рабочего колеса 2, диффузора 3 и спрямляющего аппарата 4 (рис. 2). Для построения расчетной области была использована сетка Н-типа, вблизи профиля применялась сетка О-типа. Сгущение от всех стенок 0,05 мм, коэффициент сгущения 1,3.

Входное устройство: сектор содержащий одну стойку, расчетная сетка состоит из 65464 ячеек. Рабочее колесо: сектор содержащий одну полную и одну укороченную лопатки, расчетная сетка – 359496 ячеек, зазор между ротором и статором постоянный и составляет 0,15 мм. Диффузор: сектор, содержащий одну лопатку, количество ячеек – 132704. Спрямляющий аппарат: сектор, содержащий одну лопатку, общее количество ячеек – 30912.

Были заданы следующие граничные условия:

полная температура на входе 303,15 К; давление на входе 10332, кгс/м²; расход воздуха изменялся в пределах 1,65...2,051 кг/с; приведенная частота вращения ротора составляла 51672 об/мин.; стенки – отсутствие скольжения, адиабатические; вращательная периодичность. При передаче данных между элементами расчетной сетки осреднение параметров производилось по расходу. Модель турбулентности SST (Ментер, 1994) [5, 6].

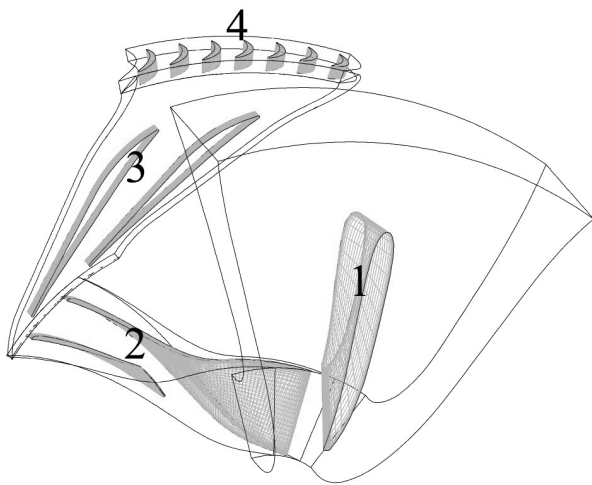


Рис. 2. Расчетная область.

Результаты расчета нанесены на экспериментальную характеристику (рис. 3, круглые черные точки).

При анализе полученных данных заметно следующее:

– адиабатический коэффициент полезного действия рассчитанной напорной ветки практически совпадает с экспериментальным значением;

– степень повышения полного давления в компрессоре в точках рассчитанной напорной ветки превышает по величине значения экспериментальной напорной ветки на величину 5-6%.

Эти отличия могут быть обусловлены следующими причинами:

- в трехмерном расчете не был учтен отбор воздуха в сечении 2.1 на периферии;
- в эксперименте монтажный зазор в рабочем

колесе между ротором и статором составлял: в сечении 2 – 0,15 мм, в сечении 2.1 – 0,5 мм. В процессе снятия дроссельной характеристики действительная величина зазора не контролировалась, и при генерации сетки для 3D расчетов была задана величина 0,15 по всей длине рабочего колеса;

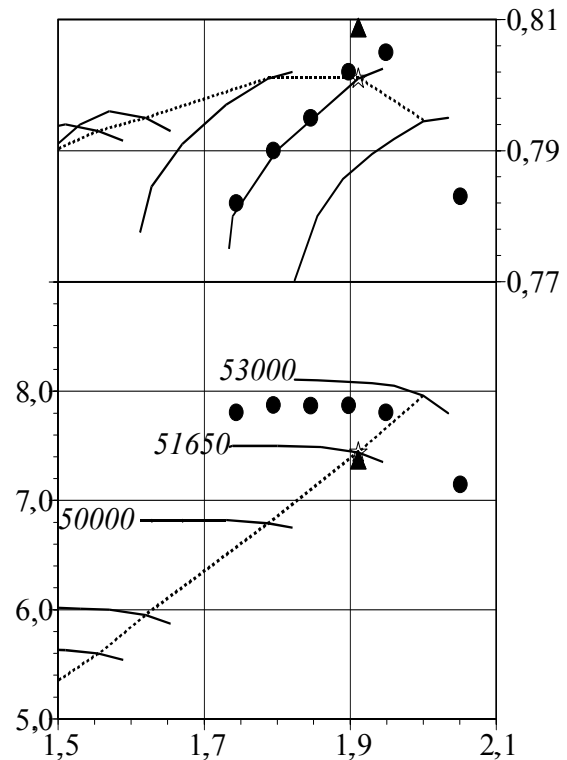


Рис. 3. Экспериментальная характеристика компрессора (сплошные линии – напорные ветки, пунктирная – линия рабочих режимов)

– возможно, не совсем удачный выбор построения расчетной области для данной геометрии или модели турбулентности.

В любом случае, для достижения более приемлемых результатов необходимо провести дополнительные расчеты с другим разбиением расчетной области и с учетом отборов воздуха на нужды двигателя.

Экспериментальные исследования компрессора

Для идентификации результатов расчетов и экспериментов был выбран компрессор, спроектиро-

ванный на ГП «ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС» для мало-размерного турбовального двигателя.

Экспериментальное исследование компрессора производилось на газогенераторе путём снятия дроссельных характеристик с реактивными насадками различного диаметра, устанавливаемых вместо свободной турбины, и путём снятия напорных веток характеристики вдувом воздуха от постороннего источника в камеру сгорания. Один из реактивных насадков имитировал линию рабочих режимов двигателя.

Расход воздуха через компрессор определялся с помощью мерного коллектора, установленного перед входным устройством.

При испытаниях газогенератора измерялись и регистрировались основные параметры компрессора:

- полное давление на входе во входное устройство, кгс/м²;
- полная температура на входе во входное устройство, К;
- полное давление на выходе из компрессора, кгс/м²;
- полная температура на выходе из компрессора, К;
- частота вращения ротора компрессора, об/мин.;
- параметры отбираемого в сечении 2.1 воздуха (давление и температура).

Граница газодинамической устойчивости определялась по сигналу от противопомпажной системы. На рисунке 3 представлена экспериментальная дроссельная характеристика компрессора.

Заключение

Произведена идентификация разработанной на ГП «ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС» методики одномерного

расчета центробежного компрессора и имеющейся методики трехмерного расчета течения в центробежном компрессоре с экспериментальными данными.

Обнаружено удовлетворительное совпадение расчетов по обоим методикам с экспериментом, особенно одномерной.

Указаны пути для улучшения согласования результатов расчетов компрессора в трехмерной постановке в CFD-коде с экспериментом.

Литература

1. Weshner R.S. A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers // Eng. Power. – 1967. – № 4 Oct. – P. 37-41..
2. Galvas M. R Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed // NASA TN D-6729. – 1972. – P. 69-74.
3. Galvas M. R. Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors // NASA TN D-7487. – 1973. – P. 122-127.
4. Oh H.W., Yoon E.S., Chung M.K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors // IMechE Paper A00297.
5. Seiichi I., Tetsuya M., Takao Y. Investigation of Unsteady Flow Field Vaned Diffuser of A Transonic Centrifugal Compressor // ASME Paper No. GT2006-90268. – 2006. – 1037-1041.
6. Stefan U., Reinhard N. Investigation of the Diffuser Vane Clearance Effect in an Industrial-Like Centrifugal Compressor // ISABE-2005-1223. – 2005. – P. 57-62.

Поступила в редакцию 13.05.2008

Рецензент: канд. техн. наук Л.И. Мартыненко, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье.