

УДК 621.43.031.3

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ СТАЦИОНАРНЫХ УСТАНОВОК

Ю.М. Ануров

Доктор технических наук
Генеральный конструктор
ОАО «ГТ-ТЭЦ ЭНЕРГО»

ул. Трефолева, 2, литер В, г. Санкт-Петербург, Россия,
198097

Контактный тел.: (812) 380-61-20

E-mail: Yuri_anurov@energomash.ru

А.Ю. Пеганов

Ведущий специалист-расчетчик*

Контактный тел.: (812) 600-62-50

E-mail: Anatoliy_peganov@energomash.ru

Д.В. Шалеев

Специалист*

Контактный тел.: (812) 600-62-50

E-mail: shalyaev_denis@energomash.ru

*ОАО «Центр концептуального проектирования»

ул. Трефолева, 2, литер В, г. Санкт-Петербург, Россия,
198097

Наведено аналіз застосування й особливостей проектування високонавантаженого відцентрового компресорного ступеню, а також результати розрахунку його напірної характеристики на номінальній частоті обертання в різних CFD пакетах

Ключові слова: відцентровий компресор, газотурбінна енергоустановка

Приведен анализ применения и особенностей проектирования высоконапорной центробежной компрессорной ступени, а также результаты расчета ее напорной характеристики на номинальной частоте вращения в различных CFD пакетах

Ключевые слова: центробежный компрессор, газотурбинная энергоустановка

The analysis of application and features of designing of a high-pressure centrifugal compressor step, and also results of calculation of its pressure characteristic on a nominal rotational speed in various CFD packages is resulted

Keywords: centrifugal compressor, industrial gas-turbine plant

1. Введение

Общий анализ тенденций развития стационарного газотурбостроения указывает на увеличение единичной мощности отдельных узлов агрегатов за счет сокращения составляющих элементов. Применительно к компрессорам, которые играют очень важную роль в общей стоимости жизненного цикла газотурбинных энергоагрегатов, это проявляется в сокращении числа ступеней и, соответственно, росту общей аэродинамической нагруженности ступеней компрессора.

2. Постановка задачи

Анализ существующих конструкций стационарных газовых турбин малой и средней мощности ($N = 2...20$ МВт, производительность $G = 10...80$ кг/с, степень повышения полного давления $\pi_k^* = 6...15$), показывает, что в них используются исключительно осевые компрессоры или в очень малой степени – осецентробежные компрессоры. С одной стороны

это обусловлено тем, что исторически в России стационарные газовые турбины разрабатывались в КБ и на предприятиях, никак не связанных с военно-промышленным комплексом (ВПК), и потому у них не было доступа к самым современным разработкам в области аэродинамики компрессоров и соответствующим материалам и оборудованию. С другой стороны, выходящие сейчас на рынок стационарных турбин предприятия ВПК стараются использовать уже существующие наработки в виде готовых узлов разработанных авиационных двигателей, т.е. они также не предпринимают серьезных попыток в части увеличения нагруженности элементов конструкций и сокращения их металлоемкости.

Помимо использования компрессоров в составе энергетических установок, существует очень большой парк установок, применяемых в различных отраслях народного хозяйства – в общем машиностроении, металлургии, химической промышленности и т.д., в которых используются многоступенчатые центробежные компрессоры, спроектированные в рамках пред-

ставлений, господствовавших в середине 50-х годов прошлого века [1]. К настоящему времени большая часть этого оборудования морально и физически устарела, и требует замены.

В то же время в авиационной промышленности накоплен большой опыт проектирования и эксплуатации высоконапорных центробежных ступеней на степень повышения полного давления $\pi^*_к = 6...10$ с относительно высоким уровнем КПД $\eta^*_к = 0,8...0,82$, которые применяются в малоразмерных двигателях в классе мощности $N = 200...700$ кВт. В частности, с начала 90-х годов прошлого века находится в эксплуатации двигатель Allison 250-C30/C40 (его модификация - двигатель RR300), который оборудован одноступенчатым центробежным компрессором со степенью сжатия $\pi^*_к = 9,2$ при производительности 2,8 кг/с. В 2009 году фирма Rolls-Royce продемонстрировала двигатель RR500 с одноступенчатым центробежным компрессором со степенью сжатия $\pi^*_к = 7,6$ при производительности 2,8 кг/с. Фирмой Turbomeca разработан двигатель Argus 2G1 на базе одноступенчатого компрессора со степенью повышения давления $\pi^*_к = 8,5$ (модификация - Argus 3, в котором установлена ступень с $\pi^*_к = 12$). Фирма Pratt-Whitney создала семейство двигателей PW206 (применена центробежная ступень со степенью повышения давления $\pi^*_к = 8$). Аналогичные работы по центробежным ступеням проводились и в России, но без внедрения в серийное производство.

3. Результаты проектирования

За последний период времени достигнуты значительные успехи в области программных продуктов (ANSYS-CFX, Fluent, Fine-Numeca, CFDesign и т.п.), которые позволяют адекватно прогнозировать сложные процессы в проточной части центробежных компрессоров и сокращать время их доводки, также созданы мощные вычислительные системы, сокращающие сроки проведения сложных трехмерных расчетов.

Все выше сказанное свидетельствует о том, что создание высоконапорной центробежной ступени (с высоким уровнем адиабатического КПД) для промышленных компрессоров и энергетических установок возможно.

В рамках решения этой задачи в нашей компании выполнен аэродинамический и прочностной проект одноступенчатого центробежного компрессора на степень повышения полного давления $\pi^*_к = 7,5$ и производительность $G = 30$ кг/с для газотурбинной промышленной установки. Для сравнения можно отметить, что типовой стационарный компрессор K-905-62-1 (разработка НЗЛ) на близкие аэродинамические

параметры имеет 6 ступеней при частоте вращения $n = 5690$ об/мин, габариты этого компрессора – длина 3,3 м, диаметр по корпусу – около 2 м.

Предварительный анализ показал, что для обеспечения требуемой степени повышения давления $\pi^*_к = 7,53$ окружная скорость должна быть не менее $U_2 = 583$ м/с. При заданной частоте вращения ротора турбокомпрессора $n = 12810$ об/мин диаметр по концам лопаток рабочего колеса $D_2 = 870$ мм. Полученная величина окружной скорости U_2 свидетельствует о том, что на входе в рабочее колесо течение будет близко к сверхзвуковому. С целью снижения уровня скоростей по проточной части рабочего колеса устанавливается поворотный входной направляющий аппарат, обеспечивающий предварительную закрутку потока перед рабочими лопатками. Дополнительными функциями входного аппарата являются также снижение мощности компрессора на режимах запуска и возможная оптимальная настройка компрессора на основных рабочих режимах.

На рис. 1 [2] приведена область применения компрессоров различного конструктивного исполнения, используемая в компании Rolls-Royce Energy Systems, а именно – зависимости коэффициента напора и КПД от коэффициента расхода. В нашем случае, при коэффициенте расхода $\phi = \frac{Q}{\pi R_2^2 U_2} = 0,1$ расчетная точка компрессора располагается в оптимальной области 3D – рабочих колес, что свидетельствует о правильности выбора типа проточной части компрессора.

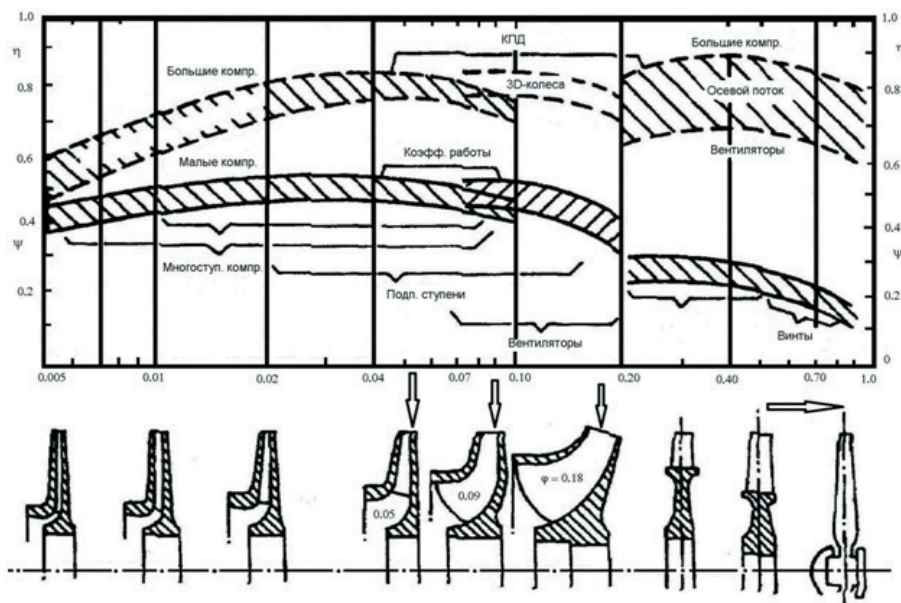


Рис. 1. Области применения различных типов компрессоров

Следует также отметить, что увеличение размерности компрессора относительно модельных ступеней не приводит к снижению КПД, а отмечается его прирост на 1...1,5% вследствие снижения влияния вторичных течений и радиального зазора.

Для минимизации габаритов рабочего колеса величина расходной скорости по входу в рабочее колесо принята $C_a = 185$ м/с, что близко к верхнему пределу,

принятому в проектировании компрессоров (с точки зрения пропускной способности). Анализ существующих конструкций одноступенчатых центробежных компрессоров авиационного применения (на близкую степень повышения давления) показал, что при консольном расположении колес относительный диаметр втулки находится в пределах $\bar{d}_1 = 0,42...0,5$.

Исходя из выбранного относительного диаметра втулки $\bar{d}_1 = 0,46$ (с учетом минимальных габаритов вала и опоры), входной диаметр по периферии колеса равен $D_{1п} = 500$ мм, диаметр втулки равен $D_{1вт} = 230$ мм.

Другим важным фактором, определяющим эффективность рабочего колеса, является относительная осевая длина ($\bar{L} = L/D_2$). С одной стороны она ограничена предельной нагрузкой на лопаточные венцы колеса (т.е. чем уже колесо, тем более нагружены лопатки), с другой стороны - предельным габаритом заготовки и ее весом, а также расположением опор. Исходя из этих ограничений, относительная осевая длина рабочего колеса принята $\bar{L} = 0,256$, что ниже чем для авиационных рабочих колес с близкой степенью повышения давления, для которых $\bar{L}_{мин} = 0,3$.

Число лопаток рабочего колеса принималось исходя из условия обеспечения минимального угла отставания, при котором обеспечивается заданная степень повышения давления колеса. В практике проектирования центробежных ступеней данный критерий называется коэффициент скольжения, он устанавливает связь между реальным потоком и теоретическим при бесконечном числе лопаток или $\mu = \frac{C_{2u}}{C_{2u\infty}}$. Согласно имеющемуся данным, этот критерий в основном зависит от числа лопаток, при достижении определенного число лопаток критерий μ практически не меняется (типичная зависимость приведена на рис. 2 [3]). Для гарантированного обеспечения напора число лопаток, как правило, выбирается за точкой перегиба указанной зависимости. Исходя из этого, а также обеспечения требуемого уровня нагрузки, выбрано число лопаток по выходу $z = 38$, число лопаток на входе составляет $z = 19$. Из аэродинамических и конструктивных соображений колесо выполнено составным и включает осевую и радиальную части.

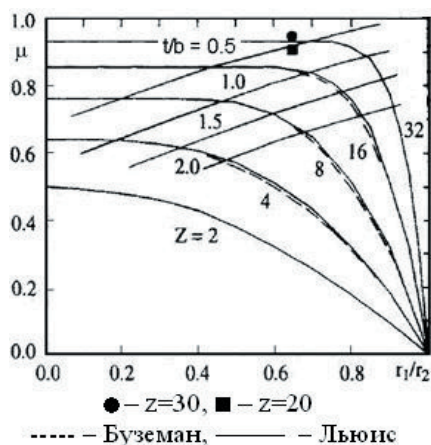


Рис. 2. Характер изменения коэффициента скольжения μ

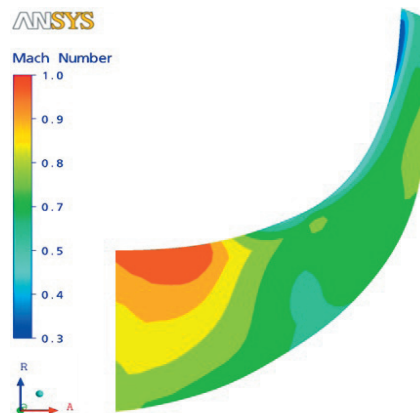


Рис. 3. Распределение чисел Маха в меридиональной проекции рабочего колеса

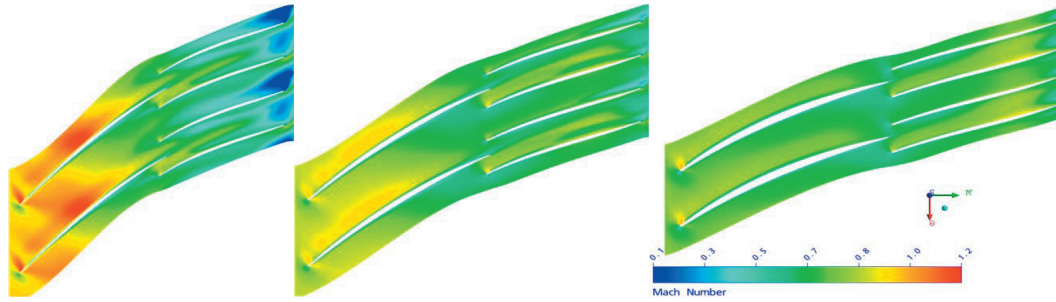
Для минимизации потерь радиальная часть центробежного колеса выполнена с окружным смещением относительно осевой части. Увеличение КПД происходит за счет оптимизации натекания потока на лопатки радиальной части, а точнее, за счет снижения потерь при натекании потока на названные лопатки. Это обусловлено оптимальным профилированием обеих частей рабочего колеса в зоне стыка двух дисков с учетом различных углов отставания потока по высоте тракта в осевой части колеса и различных углов атаки максимальной эффективности центробежной части рабочего колеса.

Взаимное проникновение лопаточных венцов в межлопаточные каналы локально увеличивает густоту решетки в месте стыка дисков, что положительно воздействует на поток. Локальное увеличение густоты решетки приводит, также к уменьшению интенсивности отрывных явлений в периферийной части выходной кромки осевой лопатки. Характер распределения скоростей внутри проточной части рабочего колеса на расчетном режиме показан на рис. 3 (меридиональная проекция) и рис. 4 (в окружном направлении в трех сечениях по высоте).

Составная конструкция колеса позволяет использовать различные материалы, в частности, для радиальной части в проекте ступени используется титан BT-6. По этой конструкции колеса получено положительное решение на полезную модель.

С учетом наличия сверхзвуковых скоростей на выходе из рабочего колеса (в абсолютном движении), для уменьшения потерь полного давления в лопаточном диффузоре входная кромка расположена на $D_3 = 1000$ мм, что соответствует $D_3/D_2 = 1,15$ (хорошо согласуется с имеющимися ступенями-аналогами). Радиальное положение выходной кромки второго ряда диффузора выбрано из обеспечения общей степени диффузорности в пределах $F = 3,35...3,45$, а также предельной минимизации габаритов диффузора. Исходя из этого диаметр выхода из диффузора выбран $D_4 = 1400$ мм, при этом $D_4/D_3 = 1,4$ что близко к нижнему пределу для существующих конструкций. По конструктивным соображениям выполнена проработка двух вариантов диффузора – двухрядного лопаточного и однорядного клиноворого.

Число лопаток диффузора в обоих случаях принято одинаковым $z = 18$.



а) б) в)
Рис. 4. Распределение чисел Маха в периферийном (а), среднем (б) и втулочном (в) сечениях рабочего колеса

Схема проточной части центробежной ступени показана на рис. 5, а оба типа диффузора приведены на рис. 6.

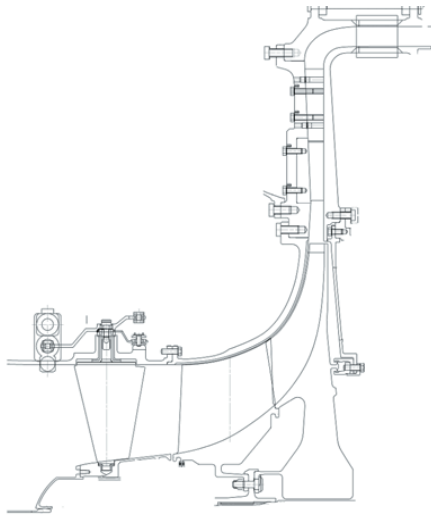
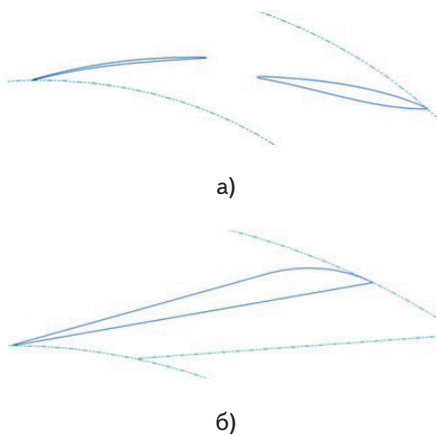
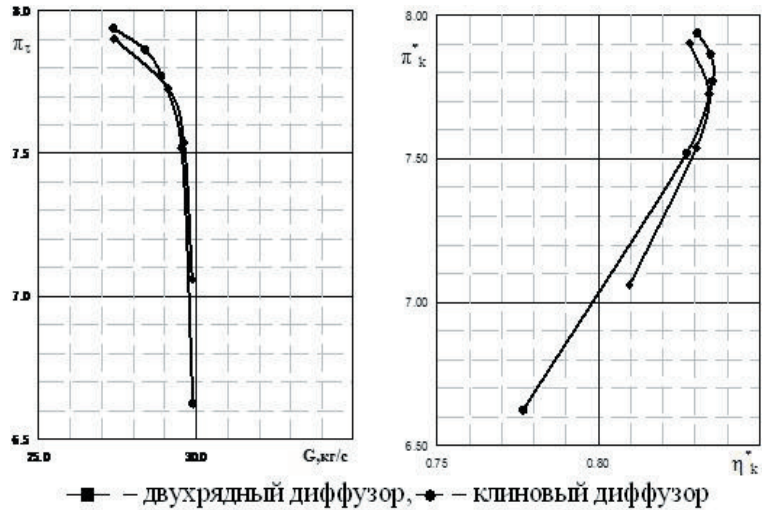


Рис.5. Схема проточной части компрессора

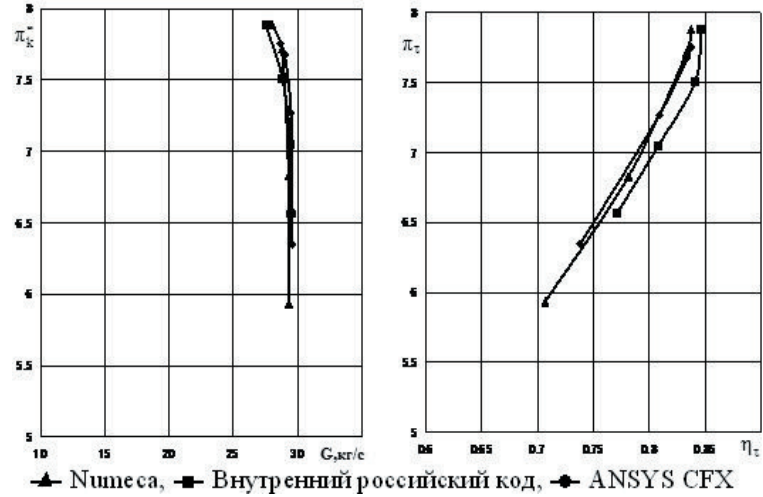


а) б)
Рис. 6. Проточные части диффузора: а – лопаточный диффузор, б – клиновой диффузор

На рис. 7 показана напорная характеристика центробежной ступени на расчетной частоте вращения для двух типов диффузоров, рассчитанная в коммерческом пакете ANSYS-CFX. Видно, что обе конструкции аналогичны по аэродинамическим параметрам, т.е. достижимый уровень аэродинамического КПД ступени составляет $\eta_{\text{к}}^* = 0,83$.



■ – двухрядный диффузор, ● – клиновый диффузор
Рис. 7. Напорная ветка характеристики на номинальной частоте вращения



▲ Numeca, ■ Внутренний российский код, ● ANSYS CFX
Рис. 8. Сравнение расчета напорной ветки в различных CFD пакетах

4. Заключение

С целью подтверждения заявленных параметров центробежной ступени аналогичные расчеты были выполнены в двух других пакетах, сравнительные результаты показаны на рис. 8, из которого следует, что все программы дают практически одинаковый результат, и это свидетельствует о надежности проектирования центробежной ступени.

Литература

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис – М.: – Л., Изд. «Машиностроение», 1964. – 336 с.
2. Theodore Gresh Compressor Performance: Aerodynamics for the User, «Elsevier Science & Technology Books», 2001. – 203 с.
3. Aungier R.H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. ASME Press, New York, 2000. – 328 с.

Наведено узагальнення експериментальних даних з гідродинаміки та теплообміну моделі циклонного охолодження входної кромки лопатки газової турбіни. Отримано залежності факторів інтенсифікації теплообміну і гідравлічного опору від параметру закрутки потоку

Ключові слова: внутрішнє циклонне охолодження лопатки, гідродинаміка

Представлено обобщение экспериментальных данных по гидродинамике и теплообмену модели циклонного охлаждения входной кромки лопатки газовой турбины. Получены зависимости факторов интенсификации теплообмена и гидравлического сопротивления от параметра закрутки потока

Ключевые слова: внутреннее циклонное охлаждение лопатки, гидродинамика

The generalization of experimental data on the hydrodynamics and heat transfer in the model of blade leading edge with cyclone cooling is presented. The correlations regarding the heat transfer augmentation and hydraulic resistance factor growth are given as a function of swirl parameter. The thermal-hydraulic analysis of the investigated cooling schemes was carried out

Key words: internal cyclone blade cooling, hydrodynamics

УДК 532.551:536.244

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВНУТРЕННЕГО ЦИКЛОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ ГТД

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, член-корресподент НАН Украины, заведующий отделом*
Контактный тел.: (044) 456-93-02
E-mail: khalatov@vortex.org.ua

И. И. Борисов

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник*
Контактный тел.: (044) 453-28-53
E-mail: borisov@vortex.org.ua

Ю. Я. Дашевский

Заведующий сектором отдела турбин
ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»
просп. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018
Контактный тел.: (0512) 49-76-53

С. Д. Северин

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник*

*Отдел высокотемпературной термогазодинамики
Контактный тел.: (044) 453-28-53

Институт технической теплофизики НАН Украины
ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

Введение

Циклонное охлаждение, благодаря технологической простоте и достаточно высокому уровню интенсификации теплообмена, можно считать одним из наиболее перспективных способов внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. При практической реализации данного способа во всех случаях используют тангенциальный подвод охладителя через одно или несколько отверстий круглого либо

прямоугольного сечения. В настоящее время имеется ряд экспериментальных работ [1–5], в которых предложены уравнения подобия для расчета теплообмена и сопротивления закрученного потока в круглой трубе. Эти уравнения получены при различных граничных условиях на входе и выходе, и охватывают широкий диапазон чисел Рейнольдса. В [5] показано, что конфигурация канала с одним завихрителем вследствие ряда причин имеет более высокий средний фактор интенсификации теплообмена по