

Решение обратной задачи проектирования осевых компрессоров ГТД на основе 3D-моделирования

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»
ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»*

Описаны экспериментальные исследования высоконапорных ступеней осевых компрессоров по снижению потерь в рабочих колесах путем применения парусных лопаток с обратной S-образностью профилей на наружном радиусе и увеличения угла конусности втулки с незначительной аэродинамической разгрузкой корневых сечений колеса. В результате ослабления вихря перетекания в радиальном зазоре и концевого вихря в двугранном углу на стороне разрежения у корня лопаток достигнуты сравнительно высокие значения КПД рабочих колес (0,93–0,95). На основе вариационных принципов неравновесной термодинамики записаны уравнения движения воздуха в форме завихренностей и получено условие максимума потока механической энергии с учетом взаимного влияния сечений по высоте рабочих лопаток при 3D-моделировании.

Ключевые слова: компрессор, радиальный зазор, эффективность, S-образность профилей, лопаточный венец.

Введение

Современное авиадвигателестроение характеризуется достаточно высокими расчетными параметрами рабочего процесса: соответствующими пятому поколению развития авиационных ГТД [1] и тенденции развития конверсионных газотурбинных и энергетических установок. При таких параметрах цикла практически достигаются условия “термогазодинамического насыщения” по топливной экономичности [1]. Следовательно, основные резервы повышения эффективного КПД двигателя следует ожидать не столько путем увеличения указанных рабочих параметров, сколько за счет повышения КПД узлов путем совершенствования пространственных методов проектирования лопаточных венцов и внедрения новых конструктивных схем и прогрессивных технологий изготовления, снижения утечек рабочего тела из проточной части, уменьшения отборов охлаждающего воздуха и др.

Формулирование проблемы

Для реализации столь высоких значений π_k с приемлемыми величинами КПД компрессоров требуются значительные успехи по созданию высоконапорных ступеней с повышенными КПД. Повышение КПД компрессорных ступеней возможно путем минимизации источников и величин потерь [2]. Среди потерь в межлопаточных каналах решеток лопаточных венцов выделяют: профильные, связанные с трением потока на поверхности лопаток; потери на трение потока на кольцевых (торцевых) поверхностях, ограничивающих каналы решеток по высоте лопаток; потери наперетекания в радиальном зазоре над рабочими лопатками [3] и в торцевом зазоре направляющих лопаток; вторичные потери, связанные с поперечным перетеканием воздуха в пограничных слоях типа парного вихря. Диффузорный характер потока в компрессорных межлопаточных каналах усугубляет как профильные потери, так и другие виды потерь [4]. При проектировании компрессоров для оценки их КПД используют статистические зависимости по каждому виду потерь, полученные при продувках плоских решеток

профилей [5], что ограничивает решение прямой и обратной аэродинамических задач обтекания компрессорных решеток профилей двумерной постановкой. Для трехмерной постановки требуются новые подходы в решении подобных задач с пространственной диффузорностью и потребностью уточнения статистических характеристик по потерям. Другими зависимостями, необходимыми при проектировании лопаточных венцов, являются характеристики по углам отставания потока за лопатками и запасам по срыву потока. Применение на нынешнем этапе создания компрессоров ГТД 3D-моделирования [6] требует обязательного уточнения указанных характеристик ввиду существенного отличия действительного трехмерного характера течения от условий получения таких характеристик по обобщенным статистическим данным.

Целью данной статьи является анализ реальной пространственной формы течения для уточнения статистических зависимостей по углам отставания потока, коэффициентам гидравлических потерь и запасам по срыву потока на лопатках в диффузорных компрессорных решетках профилей при расчетах по используемым современным программным комплексам трехмерного моделирования [6, 7], а также экспериментальная проверка предложений по ослаблению вихревых источников потерь [3, 8, 9].

Результаты исследования

Трудность решения поставленной задачи состоит в том, что для уточнения указанных характеристик практически отсутствуют статистические данные, полученные на лопаточных венцах, опубликованных в литературе по 3D-моделированию. Особенность задачи заключается в том, что искомые характеристики требуются при решении обратной аэродинамической задачи проектирования, тогда как существующие публикации по 3D-моделированию, как правило, относятся к решению прямых аэродинамических задач, причем в большинстве случаев расчетные схемы построены на квазитрехмерном подходе Ву Ч. Х. [6]. Применение такого подхода с анализом безотрывного течения в межлопаточном канале на поверхности S_1 конфузорной турбинной решетки профилей при решении обратной аэродинамической задачи [7] или прямой обычно не вызывает сомнений. При решении даже прямой задачи в осевых компрессорах, несмотря на удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных напорных характеристик двухступенчатого вентилятора, характеристики КПД имеют значительные отклонения [6]. Это объясняется отклонениями расчетных от экспериментальных распределений полных давлений и температур за каждой ступенью по высоте лопаток, особенно у их концов, где сосредоточены “вихрь перетекания” в радиальном зазоре [3] и “концевой вихрь” в двугранном углу у втулки на стороне разрежения рабочих лопаток [4], а также вторичные течения в межлопаточных каналах направляющих аппаратов [2]. Такие расхождения расчетных и экспериментальных результатов по потерям свидетельствуют с одной стороны о сложной вихревой трехмерной структуре течения [4] в указанных областях, а с другой – в необходимости уточнения методик по учету такой структуры при проектировании компрессорных лопаточных венцов с минимизацией потерь.

Очевидно, что минимизация отдельных видов потерь должна обеспечить повышение КПД лопаточных венцов, компрессорных ступеней и многоступенчатых компрессоров. Так, согласно экспериментальным данным [8] и анализу других публикаций увеличение радиального зазора над рабочим колесом

компрессорной ступени на 1 % приводит к ухудшению КПД колеса на 2-3 %. Практически пропорциональное снижение КПД с увеличением зазора объясняется возрастанием интенсивности “вихря перетекания”, тогда как “скребковый эффект” [3] при этом ослабляется, компенсируя в определенной мере “концевой вихрь” [4]. Такое наложение эффектов разной природы свидетельствует о необходимости интегральной оценки потерь, для которой обычно используют КПД. Парусность лопаток уменьшает продольный по хорде градиент давления, одновременно приводя к снижению интенсивности перетекания в радиальном зазоре и потерь “вихря перетекания”. Поэтому величину зазора Δr иногда относят не к высоте лопатки h , а к длине хорды B_k на конце рабочей лопатки.

Опытное исследование в работе [8] проведено на высоконапорном двухзвенном осевом вентиляторе (РК + СА) ступени С12-1,5 [9] с малым относительным диаметром втулки $\bar{d}_1 = 0,5$, разработанным в ГП НПКГ “Зоря”-“Машпроект”, модель которого изготовлена и испытана в ХАИ. В испытаниях подтверждено высокое расчетное значение коэффициента теоретического напора $\bar{H}_m = 0,296$ при коэффициенте расхода $\bar{C}_a = 0,41$ и КПД $\eta_s^* = 0,92$. Сравнительно высокое значение КПД вентилятора получено благодаря применению полупарусных широкохордных рабочих лопаток ($B_k / B_{сер} = 1,13$) с малым радиальным зазором $\Delta r / h = 0,5\%$, удлинением $\bar{h} = 1,5$ при высоком качестве их поверхностей и меридиональном ускорении потока за счет угла конусности втулки $\psi = 12,3^\circ$. Благодаря такому углу конусности обеспечено лишь незначительное превышение геометрического угла выхода рабочих лопаток у втулки от осевого направления $\beta_{2Г} = 91,5^\circ > 90^\circ$. Столь большой угол выходных кромок лопаток получен из-за их профилирования по закону “свободного вихря”, с постоянной работой по высоте лопатки при степени реактивности $\tau = 0,77$ на среднем радиусе входа $\bar{r}_{1cp} = 0,79$. Несмотря на применение повышенного угла конусности втулки, визуализация течения на стороне разрежения лопаток у втулки, а также измерения пневмозондами структуры потока за рабочим колесом подтверждали наличие значительного концевой вихря, возникающего вследствие повышенной локальной диффузорности двугранного угла и приводящего к повышению местных вихревых потерь. Несомненным условием снижения этих потерь предполагается устранение или снижение этой диффузорности, что способствовало бы повышению КПД рабочего колеса и вентилятора в целом. Аналогичные проблемы наблюдались и в других работах [4, 6]. Ослабление “вихря перетекания” в радиальном зазоре за счет применения парусности рабочих лопаток как положительного мероприятия было внедрено также на других ступенях С-14, ЦН-2, исследованных в ХАИ [9], а также фирмами Роллс-Ройс и др. Рабочее колесо ступени ЦН-2 является начальным участком колеса (НУК) с $\bar{H}_m = 0,325$ высоконапорного центробежного компрессора, аналогом для которого послужило колесо вентилятора С12-1,5 с более эффективными мероприятиями ослабления “вихря перетекания” в радиальном зазоре и “концевого вихря” в двугранном углу у втулки: парусностью лопаток $B_k / B_{вт} = 1,25$, углом конусности втулки $\psi = 27,6^\circ$ при переменной

аэродинамической нагрузке по высоте лопатки, $\tau = 0,75$, $\bar{h} = 1,23$, $\bar{d}_1 = 0,5$. Принятая конфигурация рабочего колеса подтвердила опытное значение его максимального КПД на уровне $\eta_{PK}^* = 0,93 - 0,95$ при $\bar{C}_a = 0,415$. Столь высокое значение опытного КПД колеса, очевидно, достигнуто благодаря минимизации вихревых и профильных потерь в колесе.

Основным интегральным показателем экономичности компрессоров и их ступеней целесообразно использовать КПД, тогда как мероприятия по его повышению могут быть направлены на минимизацию источников отдельных видов потерь. Анализ проявления радиального зазора над рабочими лопатками в ступенях осевых компрессоров [3, 9] свидетельствует об основном источнике потерь – “вихре перетекания”, на модели которого разными авторами предложены большинство зависимостей по линейному снижению КПД от относительной величины радиального зазора. Однако эти зависимости главным образом отличаются коэффициентами пропорциональности. Расслоение этих зависимостей, очевидно, можно уменьшить при использовании относительной величины радиального зазора по отношению к хорде периферийного сечения вместо высоты лопатки. Такая форма зависимости предполагается адекватной как при квазитрехмерном, так и при трехмерном 3D-моделировании рабочих колес ввиду того, что перетекание в радиальном зазоре совершается по поверхностям S_1 , которые создает “вихрь перетекания” в торцевых поверхностях [7]. Более глубокий анализ влияния на интенсивность “вихря перетекания” кроме перепада давления на профиле периферийного сечения рабочей лопатки диффузорности периферийной решетки привела к выводу о целесообразности отгиба выходной кромки профиля, придавая ему обратную S-образность [3].

Многочисленные экспериментальные исследования трехмерной структуры течения в следах за рабочими лопатками подтверждают наличие существенных перетеканий с радиальными составляющими скорости [4], что требует учета при вычислении профильных потерь. Эти перетекания особенно интенсивны при предотрывном и отрывном состояниях пограничного слоя на стороне разрежения лопаток создают эффект взаимодействия решеток на поверхности S_1 . На такое взаимодействие указывает нелинейное уравнение [9]

$$\frac{\partial(H \cdot \rho \cdot C_a)}{\partial(\rho \cdot C_a)} - \lambda - \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left[r \cdot \frac{\partial(H \cdot \rho \cdot C_a)}{\partial(\rho \cdot C_a)} \right] = 0, \quad (1)$$

где H - действительный напор; ρ - плотность; C_a - расходная составляющая абсолютной скорости потока; r - радиус на поверхности S_1 ; λ - неопределенный множитель Лагранжа; $(\rho \cdot C_a)' = \partial(\rho \cdot C_a) / \partial r$.

Уравнение (1) получено вариационным методом Эйлера из вариационного принципа максимума потока механической энергии как частного случая обобщенного интегрального принципа (Дьярмати) неравновесной термодинамики [9], из которого вытекает обобщенное уравнение Навье-Стокса с учетом проявления сдвиговой μ , объемной μ_Ω и вращательной (вихревой) вязкости μ_ω .

Согласно выражению (1) напорные характеристики решеток на поверхности S_1 необходимо представлять в виде функций трех переменных: $H = H(C_a, r, C_a')$, т. е. с учетом взаимного влияния элементарных решеток по

радиусу r , иногда представляемого уравнением движения в форме Громеки с использованием условия радиального равновесия.

При анализе течения в осевых компрессорах с учетом вихревых структур (зон) [4] для решения уравнения (1) требуется информация о вращательной вязкости μ_ω [9] или уравнения движения газа целесообразно представить в форме переноса завихренности [9] для несжимаемой жидкости ($\nabla \cdot c = 0$):

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (c \cdot \nabla) \omega = (\omega \cdot \nabla) c. \quad (2)$$

Выводы

Для описания потерь “вихря перетекания” и “концевого вихря” в двухгранном углу рабочих решеток профилей в качестве модели вихря целесообразно его представлять состоящим из ядра вихря, внутри которого окружная составляющая скорости изменяется по закону “твердого тела”, а снаружи изменение скорости происходит по закону “свободного вихря” [3].

Применение парусности рабочих колес, конусности их втулки и уменьшение напора у втулки снижают вихревые потери, благодаря чему достигнуты высокие значения КПД рабочих колес.

Для описания профильных потерь можно воспользоваться законом “следа” [9]. Запасы по срыву осевых компрессорных колес могут быть определены по обобщенным статистическим данным на основе фактора D_w [10].

Список литературы

1. Герасименко, В. П. Теорія авіаційних двигунів [Текст]: підручник / В. П. Герасименко. – Х.: ХАІ, 2003. – 199 с.
2. Кох. Источники и величины потерь в осевых компрессорах [Текст] / Кох, Смит // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. – 1976. – Т. 98, № 3. – С. 128–145.
3. Герасименко, В. П. Эффекты радиального зазора в турбомашинах [Текст] / В. П. Герасименко, Е. В. Осипов, М. Ю. Шелковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – №8/16. – С. 51–58.
4. Иноуэ. Трёхмерная структура и затухание вихрей за осевой вращающейся решёткой лопаток [Текст] / Иноуэ, Куроумару // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. – 1984. – Т.106, №3. – С. 21–29.
5. Кваша, Ю. А. О совместном решении прямой и обратной задачи газодинамики компрессорных решеток [Текст] / Ю. А. Кваша, С. В. Мелашич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7. – С. 74–77.
6. Численное исследование двухступенчатого вентилятора [Текст] / Е. Ю. Рублевский, Д. А. Плакущий, В. И. Письменный, Ю. А. Кваша // Вестник двигателестроения. – 2013. – №2. – С. 169–176.
7. Субботович, В. П. Комплексное теоретическое и экспериментальное решение задач аэродинамики проточных частей турбин : дис. д-ра техн. наук: 05.05.16; защита 10.10.13, утв. 17.01.14 / Субботович Валерий Петрович. – Х.: 2013. – 355 с.
8. Высоконапорный осевой вентилятор для аппаратов на воздушной подушке [Текст] / Н. С. Берестнева, В. П. Герасименко, Ф. Г. Концевич, Г. В. Павленко // Самолетостроение и техника воздушного флота. – 1972. – Вып. 28. – С. 35–39.
9. Герасименко, В.П. Анализ процессов и разработка методов повышения эффективности компрессоров на нерасчетных режимах работы [Текст]: дис. д-ра

техн. наук: 05.04.12; защита 13.01.94 / Герасименко Владимир Петрович. – Х.: 1994. – 352 с.

10. Федоров, Р. М. Устойчивость течения воздуха в компрессоре ГТД [Текст] / Р. М. Федоров // Научные проблемы авиации и космонавтики. История и современность. – М.: 1985. – С. 104–112.

Поступила в редакцию 17.02.2015

Розв’язання оберненої задачі проектування осьових компресорів ГТД на основі 3D-моделювання

Описано експериментальні дослідження високонапірних ступенів осьових компресорів зі зниження втрат у робочих колесах шляхом застосування парусних лопаток із зворотною S-подібністю профілів на зовнішньому радіусі і збільшення кута конусності втулки з незначним аеродинамічним розвантаженням кореневих перетинів колеса. В результаті ослаблення вихору перетікання в радіальному зазорі і кінцевого вихору в двогранному куті на стороні розрідження біля кореня лопаток досягнуто порівняно високі значення ККД робочих коліс (0,93–0,95). На основі варіаційних принципів нерівноважної термодинаміки записано рівняння руху повітря у формі завихорностей і отримано умову максимуму потоку механічної енергії з урахуванням взаємного впливу перетинів по висоті робочих лопаток при 3D-моделюванні.

Ключові слова: компресор, радіальний зазор, ефективність, S-подібність профілів, лопатковий вінець.

Reverse task decision of axial GTE compressors design on the basis of 3D design

Experimental researches of the high-pressure stages of axial compressors are described on the decline of losses in rotor blade vanes by application of the wind-driven blades with the reverse S-shape profiles on an outward radius and increase of hub curve corner with the insignificant aerodynamic unloading of root sections of blade. As a result of weakening losses in a tip clearance and end whirlwind in a dihedral corner on the side of rarefaction at the root of blades high values are attained comparatively efficiencyblade vanes (0,93–0,95). On the basis of variation principles of non-equilibrium thermodynamics equalizations of motion of air are written in special form and the condition of a maximum stream mechanical energy have been got taking into account the cross-coupling of sections on the height of blade vanes at a 3D design.

Keywords: compressor, tip clearance, efficiency, S-shape profiles, blade vane.