

ОПТИМИЗАЦИЯ УГЛОВ УСТАНОВКИ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД

© 2013 В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 02.12.2013

В данной статье приведены результаты решения двух задач оптимизации семиступенчатого компрессора высокого давления. Первая задача - повышение КПД компрессора на одном из режимов работы за счёт изменения углов установки направляющих аппаратов первых трёх ступеней. Вторая задача - повышение эффективности компрессора на двух режимах его работы за счёт изменения углов установки всех его лопаточных венцов.

Ключевые слова: оптимизация, газодинамический расчет, газотурбинный двигатель, компрессор, лопатка

Компрессор, как узел газотурбинного двигателя (ГТД), в значительной мере определяет мощность (тягу), экономичность, габаритные размеры, массу, надёжность и ресурс двигателя [1]. Создание и доводка современных компрессоров являются сложными техническими задачами [2]. В процессе их решения необходимо учитывать противоречивые требования надёжности и газодинамической эффективности, как правило, на различных режимах работы. Данный процесс является итеративным и заключается в проверке влияния тех или иных конструктивных мероприятий на требуемые показатели компрессора (КПД, запасы устойчивой работы, степень сжатия, расход воздуха). Современные методы численного моделирования, реализованные в таких программах, как *NUMECA FineTurbo* [3], позволяют ускорить процесс доводки компрессоров и использовать при этом методы оптимизации, один из которых, в частности, реализован в программном комплексе *IOSO* [4].

Оптимизация многоступенчатых компрессоров и их элементов имеет ряд особенностей [5]. Во-первых, в процессе оптимизации, как правило, необходимо обеспечить улучшение различных параметров компрессора (эффективность, запасы устойчивой работы) на различных режимах его работы. Таким образом, оптимизация является многокритериальной задачей. К тому же, в процессе оптимизации необходимо учитывать различные конструкционные, технологические, термодинамические ограничения.

Во-вторых, критерии и ограничения в процессе оптимизации определяются с помощью математического моделирования рабочих процессов в компрессоре. Следовательно, численная модель течения в компрессоре должна описывать рабочие процессы в нём с заданной точностью. С другой стороны, для решения задачи оптимизации могут потребоваться сотни обращений оптимизатора к математической модели. По этой причине, численная модель должна иметь приемлемое время счёта. Также, численная модель компрессора должна быть параметрической и позволять автоматически без вмешательства пользователя перестраивать геометрию компрессора для любых возможных сочетаний исходных данных.

Цель данной работы – апробация применения методов оптимизации для повышения КПД семиступенчатого компрессора высокого давления (КВД) ГТД (рис. 1). Данная апробация выполнялась на примере решения двух задач оптимизации.

Целью первой задачи оптимизации являлось повышение КПД КВД на эксплуатационном режиме, соответствующем относительной частоте вращения 100%, за счёт оптимизации углов установки направляющих аппаратов (НА) первых трёх ступенях.

Целью второй задачи оптимизации являлось повышение КПД КВД на двух эксплуатационных режимах работы (при относительных частотах вращения 80% и 100%) за счёт оптимизации углов установки всех лопаточных венцов.

Решение каждой из указанных задач состояло из следующих этапов:

1. Постановки задачи оптимизации;
2. Создания и валидации параметрической газодинамической численной модели КВД, кото-

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор. E-mail: tdla@ssau.ru

Попов Григорий Михайлович, аспирант.
E-mail: grishatty@gmail.com

Горячкин Евгений Сергеевич, магистрант.
E-mail: evgeni0063@yandex.ru

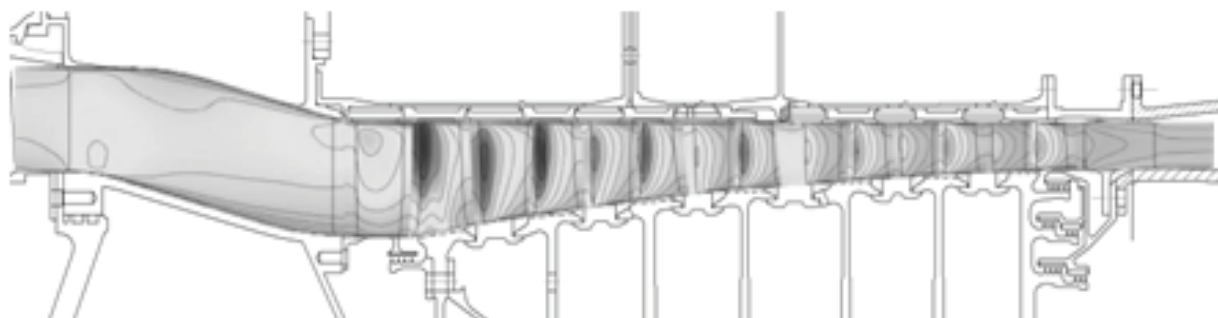


Рис. 1. Семиступенчатый компрессор высокого давления

рая позволяла менять геометрию КВД в соответствии с постановкой задачи оптимизации;

3. Решения задачи оптимизации;
4. Анализа результатов оптимизации КВД.

Как было отмечено выше, в качестве объекта оптимизации был выбран семиступенчатый КВД ГТД с входным направляющим аппаратом.

Целью оптимизации являлось повышение его наибольших КПД на относительных частотах вращения 80% и 100%. По этой причине в качестве критериев оптимизации были выбраны максимальные КПД на характеристиках компрессора при относительных частотах вращения 80% и 100%.

Для предотвращения сдвига характеристик компрессора при оптимизации были установлены следующие ограничения:

- расход рабочего тела оптимизированного КВД при максимальном КПД на относительной частоте вращения 80% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более, чем на $\pm 1,3\%$;
- расход рабочего тела оптимизированного КВД при максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более, чем на $\pm 0,6\%$;
- изменение значения степени повышения давления оптимизированного КВД по сравнению с базовым компрессором в точках максимума КПД при относительных частотах вращения 80% и 100% допускалось в пределах $\pm 1,5\%$.

При постановке задачи оптимизации и назначении ограничений не учитывалось изменение

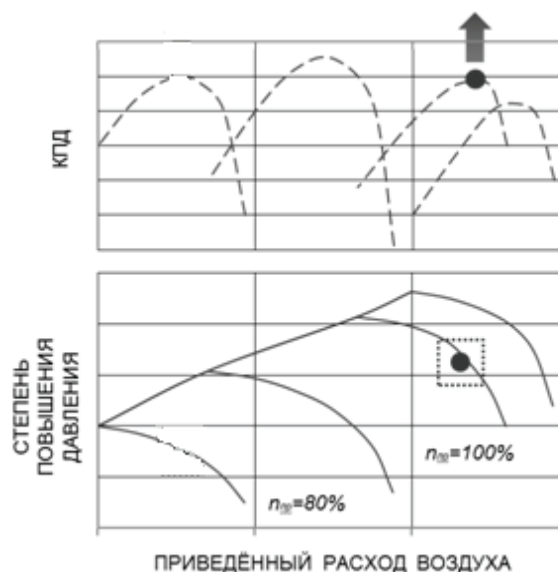


Рис. 2. Постановка задачи оптимизации

запасов газодинамической устойчивости КВД (в отличие от работы [6]), в целях сокращения времени её решения. Оценка изменения запасов газодинамической устойчивости КВД проводилась на этапе анализа результатов оптимизации.

Схематично критерии оптимизации и ограничения, использованные при постановке задачи оптимизации, представлены на рис. 2.

В качестве варьируемых переменных были выбраны углы установок всех рабочих лопаток, направляющих аппаратов и входного направляющего аппарата КВД (рис. 3). Диапазон изменения углов установки лопаток каждого лопаточного венца был выбран таким образом, чтобы при повороте лопа-

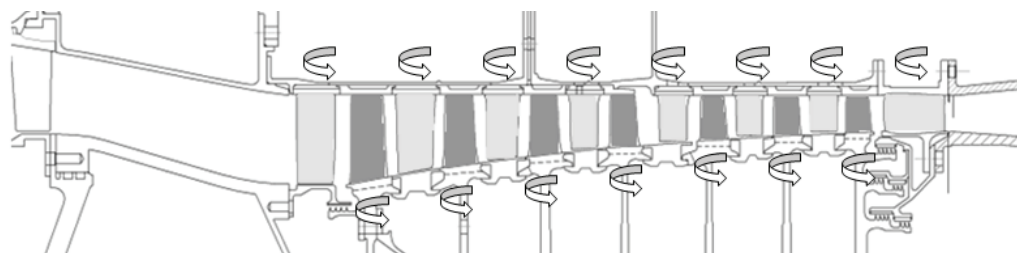


Рис. 3. Варьируемые переменные первой задачи оптимизации

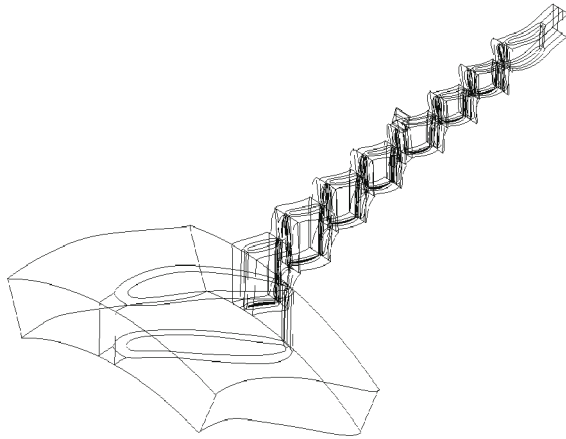


Рис. 4. Расчётная модель КВД

ток их профили вписывались в существующие лопаточные замки. Число лопаток в венцах не менялось. Данное решение позволяло найти такой вариант повышения КПД КВД, который не требовал бы изменения конструкции дисков и корпусных деталей компрессора. Общее количество варьируемых переменных составило 15.

Газодинамическая численная модель КВД была создана в программном комплексе *NUMECA FineTurbo* и включала в себя домены всех лопаточных венцов КВД и опоры, расположенной перед компрессором (рис. 4). Созданная модель учитывала существующие в КВД радиальные зазоры.

Построение структурированной сетки выполнялось в программе *Numeca Autogrid5* с использованием *O4H*-топологии. Размер элемента, ближайшего к стенкам расчётной области, обеспечивал значение параметра y^+ равное 1. Количество элементов расчётной сетки домена каждого лопаточного венца составило примерно 320 тысяч. Суммарный размер сетки всей модели составил 5 млн. элементов.

Для изменения углов установки лопаток была использована программа *Profler* [4]. Данная программа была интегрирована с сеткопостроителем, что позволило автоматически перестраивать численную модель КВД в процессе оптимизации.

При выполнении расчётов применялась модель турбулентности *Spalart-Allmaras*. Расчёт уравнений в доменах рабочих колёс велся во вращающейся системе координат. Скорость вращения соответствовала моделируемому режиму работы. В качестве граничных условий на входе задавалась полная температура и полное давление, на выходе – статическое давление.

Перед проведением оптимизации была выполнена валидация численной модели КВД путём сравнения расчётных (сплошные линии) и экспериментальных (пунктирные линии) напорных и КПД – характеристик базового КВД при

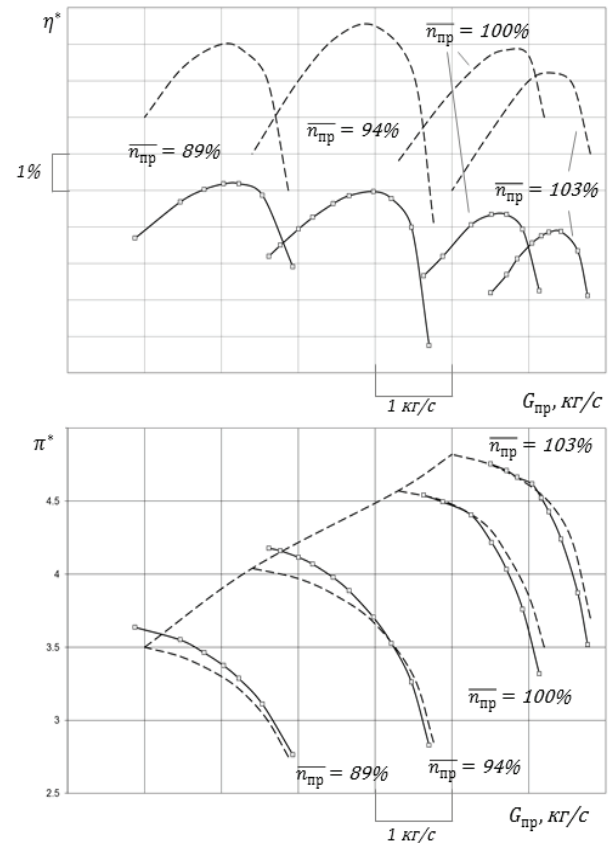


Рис. 5. Валидация расчётной модели КВД

относительных частотах вращения 89%, 94%, 100% и 103% (рис. 5). Как видно из рис. 5, созданная численная модель позволяет описывать поведение КПД – характеристик, хотя и имеет погрешность в предсказании значений КПД около 4%. Напорные характеристики созданная численная модель описывает с более высокой точностью. На основании этого был сделан вывод о возможности использования при оптимизации созданной численной модели КВД.

Для решения задачи оптимизации программному комплексу *IOSO* потребовалось 102 обращения к численной модели КВД. Каждое обращение к численной модели представляло собой расчёт точки максимального КПД на ветке характеристики КВД, соответствующей относительной частоте вращения 100%. Динамика изменения КПД КВД в процессе оптимизации показана на рис. 6.

Как результат решения задачи оптимизации были получены такие значения углов установки лопаточных венцов направляющих аппаратов первой, второй и третьей ступени КВД, которые обеспечивают повышение КПД на 0,3% при относительной частоте вращения 100% по сравнению с базовым вариантом КВД. В качестве примера, на рис. 7 показано сравнение лопаток направляющего аппарата первых ступеней оптимизированного и базового КВД.

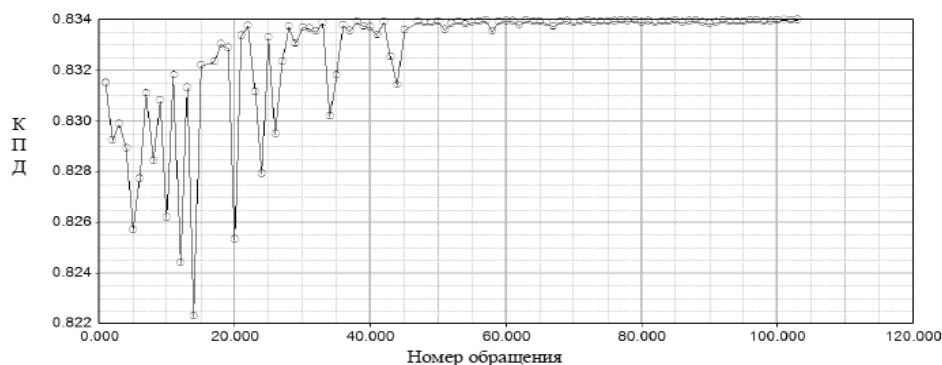


Рис. 6. Динамика решения задачи

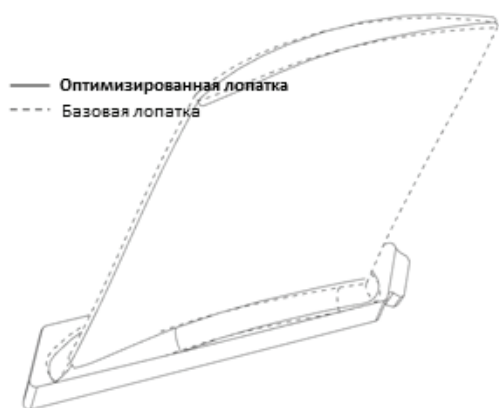


Рис. 7. Сравнение исходной и оптимизированной лопаток

Для анализа результатов оптимизации была построена численная модель оптимизированного варианта КВД. С помощью данной численной модели были получены характеристики оптимизированного КВД на относительных частотах вращения 94% и 100%, а также было выполнено их сравнение с характеристиками базового варианта КВД (рис. 8). На рис. 8 пунктирные линии соответствуют характеристикам базового варианта КВД, сплошные — оптимизированному варианту КВД. В результате сравнения характеристик было установлено следующее:

1. Запасы газодинамической устойчивости работы оптимизированного КВД не снизились по сравнению с базовым вариантом на исследуемых частотах вращения;
2. Приведенный расход воздуха через компрессора снизился на 1,3%;
3. КПД КВД на исследуемых частотах вращения повысился на 0,3%.

По рекомендациям, полученными в результате решения данной задачи, были изготовлены лопатки направляющих аппаратов первых трех ступеней ступени. КВД с данными лопатками был испытан на ОАО «Кузнецов» в составе газогенератора ГТД (рис. 9). Результаты испытания подтвердили увеличение КПД КВД на 0,3%

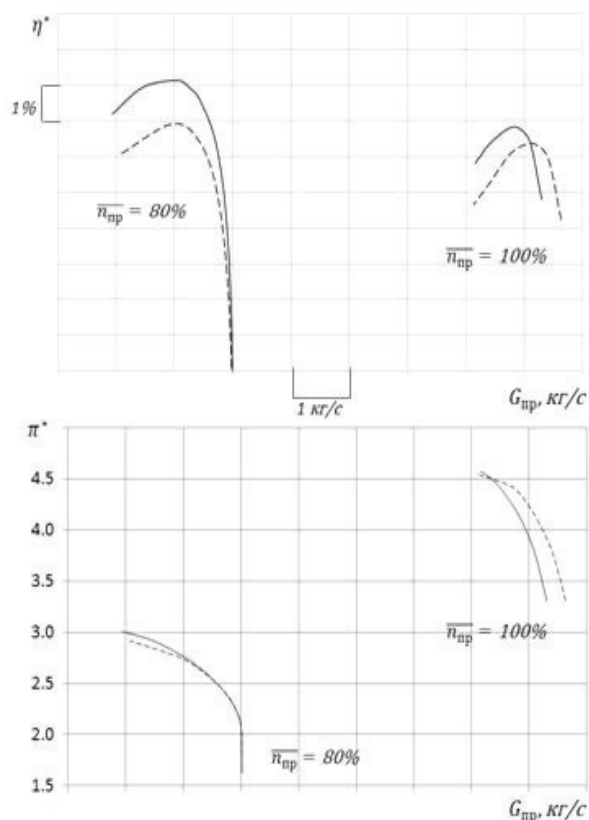


Рис. 8. Сравнение характеристик базового и оптимизированного КВД

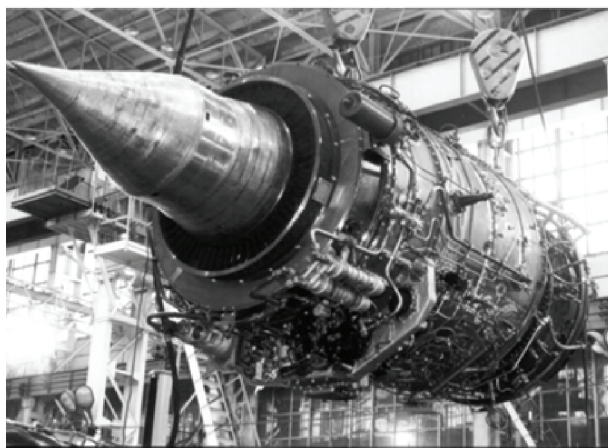


Рис. 9. Газотурбинный двигатель энергетической установки

при относительной частоте вращения ротора 100%.

Поскольку результаты решения первой задачи оптимизации были подтверждены экспериментально, то был сделан вывод о том, что разработанная методология оптимизации является адекватной и работоспособной. По этой причине было принято решение вновь рассмотреть задачу повышения КПД рассматриваемого компрессора в более сложной постановке и с учетом недостатков выявленных при решении первой задачи.

В частности было сделано предположение о том, что варьирование всеми лопатками позволит добиться большего выигрыша КПД. По этой причине при решении второй задачи оптимизации вирировались углы установки уже семи НА, семи РК и ВНА. Общее количество варьируемых переменных составило 15 (рис. 10).

Диапазон изменения углов установки лопаток каждого лопаточного венца, как и при решении первой задачи оптимизации, был выбран таким образом, чтобы при повороте лопаток их профили вписывались в существующие лопаточные замки. Число лопаток в венцах не менялось. Данное решение позволяло найти такой вариант повышения КПД КВД, который не требовал бы изменения конструкции дисков и корпусных деталей компрессора.

Во вторых для того, чтобы при повышении эффективности на частоте вращения 100% не ухудшить эффективность на другом рабочем режиме (частота вращения 80%), было принято решение максимизировать КПД сразу на двух режимах (при относительных частотах вращения 80% и 100%).

Кроме того, при анализе результатов первого исследования было недопустимым изменение степени сжатия и приведенного расхода воздуха на рабочих режимах, поскольку это нарушает настройку совместной работы узлов и может привести к существенному изменению характеристик двигателя в целом. По этой причине в процесс оптимизации были введены дополнитель-

ные ограничения:

1. Расход рабочего тела через КВД в точках максимума КПД на частоте вращения 100% мог меняться в пределах $\pm 0,6\%$;

2. Расход рабочего тела в точке максимума КПД на частоте вращения 80% мог меняться в пределах $\pm 1,3\%$;

3. Степень повышения полного давления КВД в точках максимума КПД на частотах вращения 100% и 80% могла меняться в пределах $\pm 1,5\%$.

При постановке задачи оптимизации и назначении ограничений не учитывалось изменение запасов устойчивой работы КВД (в отличие от работы [6]), так как это привело бы к усложнению задачи и увеличению времени её решения. Изменение запасов устойчивой работы КВД проводилось на этапе анализа результатов оптимизации.

Схематично критерии оптимизации и ограничения, использованные при постановке данной задачи оптимизации, представлены на рис. 11.

При решении данной задачи оптимизации была использована та же численная модель КВД, что и при решении задачи оптимизации углов установки направляющих аппаратов первых трёх ступеней КВД.

Для решения сформулированной задачи оптимизации программному комплексу *IOSO* потребовалось 446 обращений к численной модели КВД. Каждое обращение к численной модели представляло собой расчёт двух точек на характеристике КВД (точек максимального КПД на ветках, соответствующих относительным частотам вращения 80% и 100%) в программном комплексе *NUMECA FineTurbo*.

В результате было получено множество неулучшаемых решений (множество Парето), которое представляло собой компромисс между повышением КПД на относительной частоте вращения 80% и повышением КПД на относительной частоте вращения 100% (рис. 12). Каждой точке из множества Парето соответствовала уникальная геометрия КВД, представленная в виде массива углов установки всех

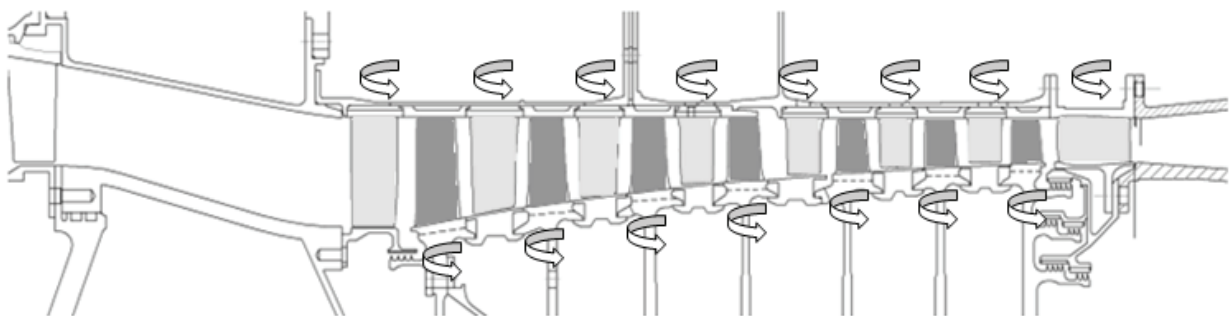


Рис. 10. Варьируемые переменные второй задачи оптимизации

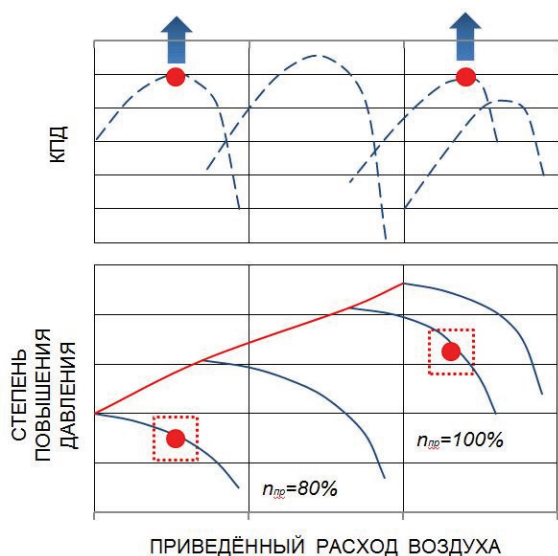


Рис. 11. Схема постановки второй задачи оптимизации

лопаточных венцов КВД.

Анализ крайних точек множества Парето показал, что на относительной частоте вращения 80% наибольшее повышение максимального КПД составило 1,8% при практически неизменном максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% (точка 1 множества Парето на рис. 12). На относительной частоте вращения 100% наибольшее повышение максимального КПД составило 0,6% при повышении максимального КПД на относительной частоте вращения 80% на 1% (точка 2 множества Парето на рис. 5). Однако для дальнейших исследований была выбрана одна из средних точек множества Парето (точка 3 на рис. 12), обеспечивающая повышение КПД как на относительной частоте вращения 100% (на 0,5%), так и на относительной частоте вращения 80% (на 1,2%).

Для анализа результатов оптимизации была построена численная модель варианта КВД, соответствующего выбранной точке 3 множества Парето.

С помощью этой численной модели были получены характеристики оптимизированного варианта КВД на относительных частотах вращения 80% и 100%, а также выполнено их сравнение с характеристиками базового варианта КВД (рис. 13). На рис. 13 пунктирные линии соответствуют характеристикам базового варианта КВД, сплошные – оптимизированному варианту КВД. В результате сравнения характеристик было установлено следующее:

1. Запасы газодинамической устойчивости работы оптимизированного КВД не снизились по сравнению с базовым вариантом на исследованных частотах вращения;
2. Изменение значений расхода воздуха и степени повышения давления оптимизированного

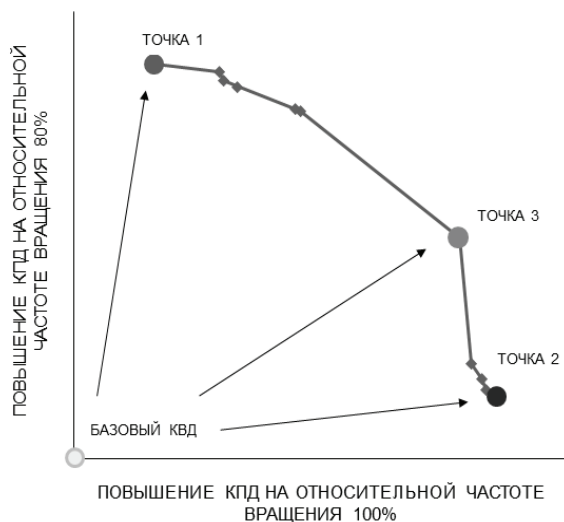


Рис. 12. Множество Парето

КВД в точках максимальной КПД на исследованных частотах вращения находится в пределах принятых ограничений;

3. КПД КВД на относительной частоте вращения 80% повысилось на 1,2%, а на относительной частоте вращения 100% повышение КПД составило 0,5%.

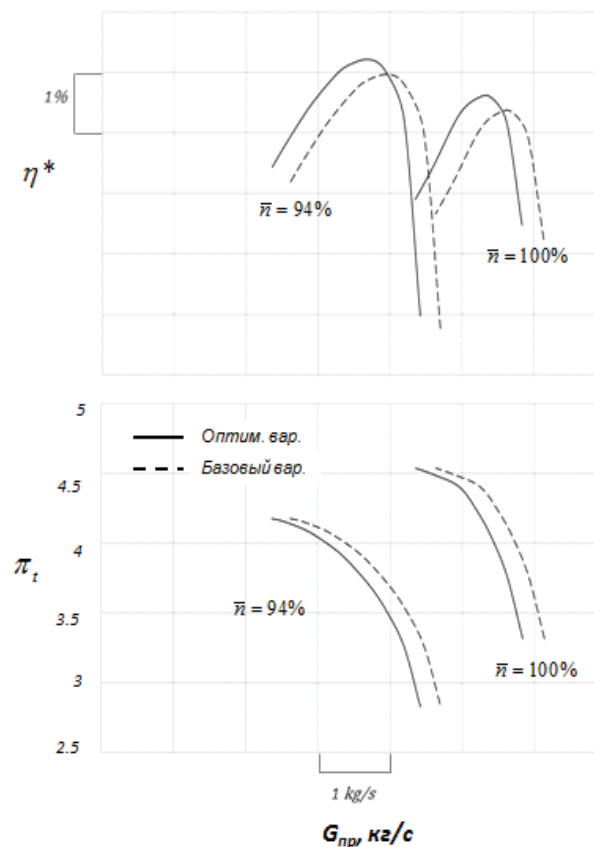


Рис. 13. Сравнение характеристик базового и оптимизированного КВД второй задачи оптимизации

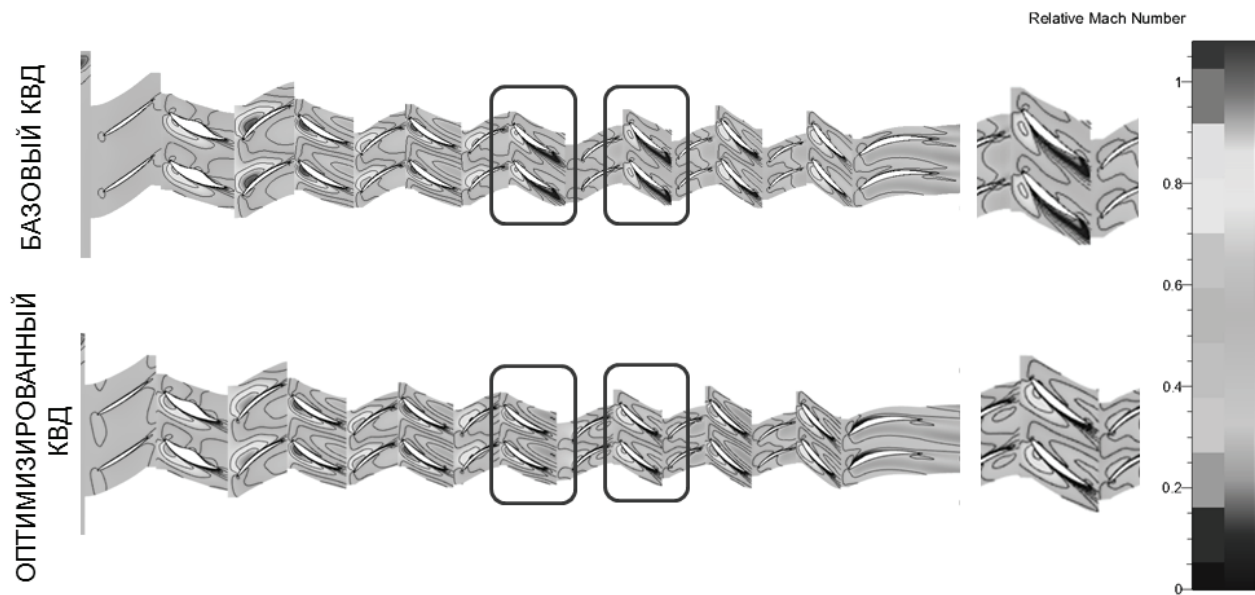


Рис. 14. Поля относительного числа Маха
вблизи втулочного сечения базового и оптимизированного КВД

Анализ структуры потока в оптимизированном варианте КВД в точке максимального КПД на относительной частоте вращения 100% показал, что оптимизация углов установки лопаток КВД позволила устранить срыв потока во втулочном сечении четвертого и пятого рабочих колёс КВД (рис. 14).

Таким образом, в результате выполнения работы достигнуты следующие результаты:

1. Была разработана и практически отработана методологии повышения эффективности осевого многоступенчатого компрессора с помощью методов многокритериальной оптимизации.

2. Адекватность используемых физических и математических моделей была подтверждена успешным сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными, как базовой конструкции, так и оптимизированной.

3. Достигнуто повышение КПД КВД на 0,3% при частоте вращения 100% за счёт оптимизации углов установки лопаток направляющих аппаратов первых трёх ступеней КВД. Данный результат был подтверждён экспериментально при испытании оптимизированного КВД в составе газогенератора на ОАО «Кузнецов»

4. Показано, что за счет изменения угла установки всех лопаток КВД в пределах существующих замков при сохранении положения рабочих точек на характеристике КПД КВД на относительной частоте вращения 80% может быть повышено на 1,2%, а на относительной частоте вращения 100% повышение КПД до 0,5%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кулагин В.В. Теория расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн.2. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
2. Кривцов А.В. Разработка компьютерной модели многоступенчатого осевого компрессора и исследование влияния основных геометрических параметров на его энергетическую эффективность // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьева. 2012. №2 (23). С.16-19.
3. Подходы к формированию параметрических моделей лопаточных машин /Л.С. Шаблий, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени акад. С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. №3 (34). Часть 3. С.192-196.
4. Автоматизация построения моделей лопаточных венцов для САЕ расчётов в программе Profiler /Л.С. - Шаблий, И.Б. Дмитриева, Г.М. Попов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени акад. С.П. Королёва (национального исследовательского университета). Самара, 2012. №5 (36). Часть 1. С. 208-214.
5. Шаблий Л.С. Электронная модель проточной части турбинного привода для её прямой оптимизации // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени акад. С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. №3 (19). Часть 2. С. 11-17.
6. Подходы к моделированию рабочего процесса газогенератора газотурбинного двигателя как связанной задачи часть / А.В. Кривцов, Л.С. Шаблий О.В. Бату-

OPTIMIZATION STAGGER ANGLES OF BLADE ROWS OF A MULTISTAGE HIGH PRESSURE COMPRESSOR

© 2013 V.M. Matveev, G.M. Popov, E.S. Goryachkin

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev
(National Research University)

This article presents the results of two optimization tasks of seven-stage high pressure compressor are presented in this paper. The goal of the first optimization task was to improve the compressor efficiency at one operating mode (100% rotation frequency) by optimizing the blade stagger angles of the guide vanes of the three first stages. The goal of the second optimization task was to improve the compressor efficiency at two operating modes by optimizing the blade stagger angles of all blade rows.

Keywords: optimization, CFD, gas turbine engine, compressor, blades

Valeriy Matveev, Doctor of Technical Sciences, Professor.

E-mail: tdl@ssau.ru

Popov Gregory, Graduate Student of Aircraft Engine Faculty.

E-mail: grishatty@gmail.com

Evgeniy Goryachkin, Master Student of Aircraft Engine Faculty.

E-mail: evgeni0063@yandex.ru