

УДК 621.45.02

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ ТУРБИН С БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ

© 2015 В. Н. Матвеев, О. В. Батурин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин

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

Рабочий процесс турбины описывается большим числом переменных, часто оказывающих противоречивое влияние на параметры её работы. Варьирование переменными является задачей, трудно поддающейся анализу и требующей больших временных затрат. Решением может стать применение методов математической оптимизации. В статье приведены основные положения метода автоматической оптимизации осевой турбины, основанного на совместном применении программного комплекса вычислительной газовой динамики NUMECA и программы-оптимизатора IOSO. Разработанная методика была апробирована на четырёхступенчатой турбине низкого давления, разработанной и испытанной в NASA. Для данной турбины созданы расчётные модели, включающие в себя одну, две, три и четыре ступени. Результаты расчёта с их помощью показали хорошее совпадение с данными эксперимента. По результатам проведённых исследований были выбраны настройки численной модели, которые обеспечивают совпадение расчётных и экспериментальных данных и не требуют больших ресурсов компьютера. Это позволяет заметно сократить время получения оптимального решения при многократном обращении к расчётной модели. С помощью созданной модели произведён автоматический поиск конфигурации лопаток турбины, обеспечивающей повышение КПД турбины на 0,7% при сохранении расхода рабочего тела и степени расширения газа (с точностью 0,5%), соответствующих исходной конструкции.

Осевая турбина, эффективность, оптимизация, фронт Парето, характеристика.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-271-283

Турбина является одним из важнейших узлов, влияющим на общую топливную экономичность двигателя. Это связано с тем, что недобор эффективности турбины при прочих равных условиях снизит величину реальной работы, которую она производит, и её недостаток будет компенсироваться за счёт увеличения расхода топлива [1]. По этой причине задача повышения эффективности турбин всегда остаётся актуальной задачей газотурбинного двигателестроения.

За последние годы процесс проектирования и доводки эффективных турбин связан с развитием методов вычислительной газовой динамики. На сегодня они являются точным расчётным методом исследования процессов газовой динамики. Они способны достоверно предсказывать характеристики турбины с учётом всех, даже самых незначительных, особенностей трёхмерной геометрии проточной части и проводить оценку влияния на них варьирования любого геометрического или режимного параметра. Концептуально алгоритм применения CFD методов при совершенствовании турбин заключается в

следующем. Проводится расчётное исследование структуры потока в исследуемой области. Затем проектировщик выбирает способ улучшения структуры, перестраивает геометрию элементов проточной части, проводит расчёт, анализирует результаты и вновь проходит всю цепочку до получения желаемого результата [2].

Однако использование данного алгоритма на практике затруднено. Основная причина заключается в том, что форма проточной части ступени осевой турбины описывается большим числом переменных.

Авторами статьи была проведена оптимизация 4,5-ступенчатой (4 полных ступени и спрямляющий аппарат, установленный за последней) осевой модельной турбиной, спроектированной и экспериментально исследованной в NASA (рис. 1) [3-5]. Для рассматриваемой турбины имеются подробные данные испытаний не только в сборе, но и для отдельных групп ступеней, что позволило провести качественную верификацию созданной для оптимизации расчётной модели.

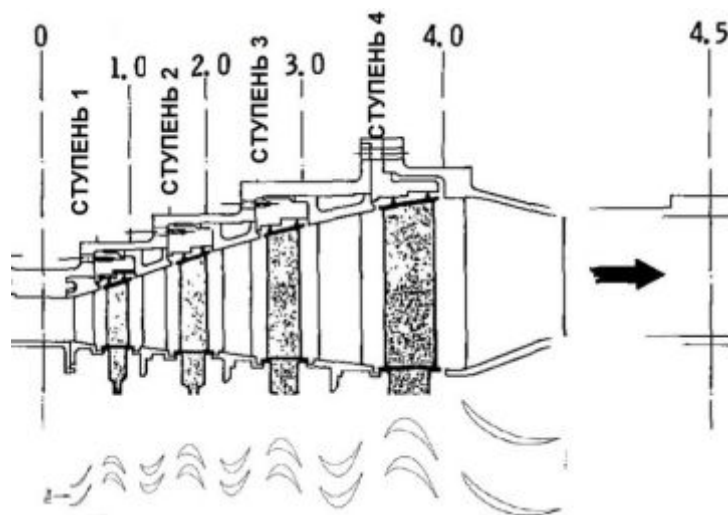


Рис. 1. Внешний вид исследуемой турбины [4]

На базе исходной геометрии турбины были созданы расчётные модели рабочего процесса в разных вариантах исполнения турбины при следующих допущениях:

1. Течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК), а также в притрактных полостях обладает свойством циклической симметрии. Поэтому все модели содержали только по одному межлопаточному каналу с периодическими граничными условиями на боковых поверхностях.
2. Расчёт вёлся в стационарной постановке.
3. Деформации лопаток турбины под действием газовой нагрузки при расчёте не учитывались.
4. В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания керосина.
5. В расчёте учитывалось, что теплоёмкость и вязкость рабочего тела зависят от его температуры.
6. Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям. Для её моделирования была использована модель *Spalart-Allmaras*.
7. Теплообмен между стенками проточной части и потоком не учитывался

из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

Для расчёта выделялись области пространства вокруг рабочих и сопловых лопаток. Область СА рассчитывалась в неподвижной системе координат. Область РК рассчитывалась во вращающейся системе координат, скорость вращения которой совпадает с частотами вращения ротора (3700 об/мин).

В качестве граничных условий на входе в турбины были заданы радиальные эпюры распределения полного давления p^* , полной температуры T^* , угла потока α и турбулентной вязкости в соответствующем сечении проточной части. Значения данных параметров были приняты равными имевшим место при испытаниях турбин [3-5]. На выходе из турбин задавалось статическое давление. Величина статического давления на выходе из турбины назначалась в соответствии с требуемой степенью расширения.

Для передачи данных между областями СА и РК применялся встроенный в программный комплекс интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*.

Внешний вид расчётной модели с используемыми граничными условиями приведён на рис. 2.



Рис.2. Расчётная модель 4,5-ступенчатой турбины с принятыми граничными условиями

Всего были созданы 5 групп расчётных моделей:

- модель процесса в первой ступени (рис. 3, а);
- модель процесса в первых двух ступенях (рис. 3, б);

- модель процесса в первых трёх ступенях (рис. 3, в);

- модель процесса в четырёх ступенях (рис. 3, г);

- полная модель рабочего процесса в 4,5-ступенчатой турбине (рис. 1).

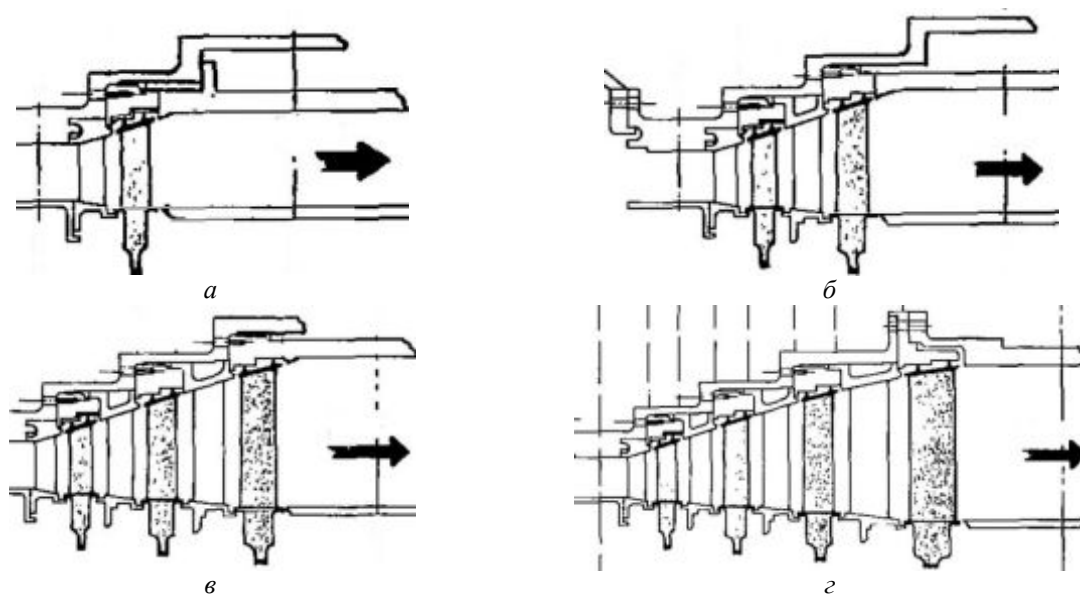


Рис. 3. Рассмотренные конфигурации турбины [5]

Для каждой рассмотренной конфигурации турбины было создано по три расчётных модели, отличающихся плотностью сетки конечных объёмов.

«Редкая» сетка (рис. 4, а). В среднем на один ЛВ приходится 385 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ для данной сетки составило 7.

«Нормальная» сетка (рис. 4, б). В среднем на один ЛВ приходится 900 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ - 3.

«Густая» сетка (рис. 4, в). В среднем на один ЛВ приходится 1 миллион 700 тысяч элементов. Максимальное значение параметра $y+$ - 1.

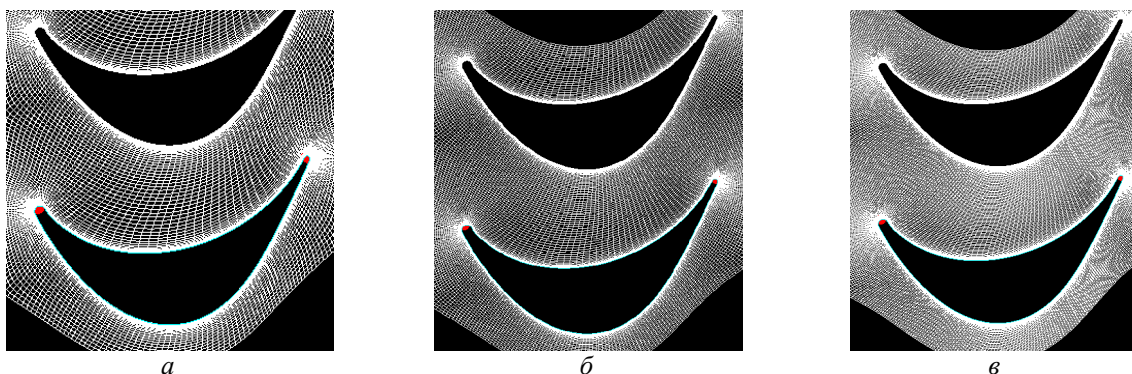


Рис. 4. Сетки конечных объёмов созданных расчётных моделей: «редкая» (а), «нормальная» (б), «густая» (в)

Всего было построено 15 расчётных моделей: по три типа сетки («редкая», «нормальная» и «густая») для пяти конфигураций турбины (1, 2, 3, 4, 4.5 ступени). Во всех моделях применялась блочно-структурированная сетка, созданная с помощью средств программы *NUMECA* [6].

С помощью каждой из созданных численных моделей были рассчитаны характеристики турбины в виде зависимостей КПД и пропускной способности от перепада полного давления на турбине

при постоянной частоте вращения ротора. Здесь и далее под пропускной способностью понимается расходный комплекс

$$A = \frac{G\sqrt{T^*}}{p^*}.$$

Принципиально результаты, полученные для разных конфигураций турбины, не отличаются друг от друга. Поэтому в качестве иллюстрации на рис. 5 приводятся характеристики, полученные для 4,5-ступенчатой конфигурации.

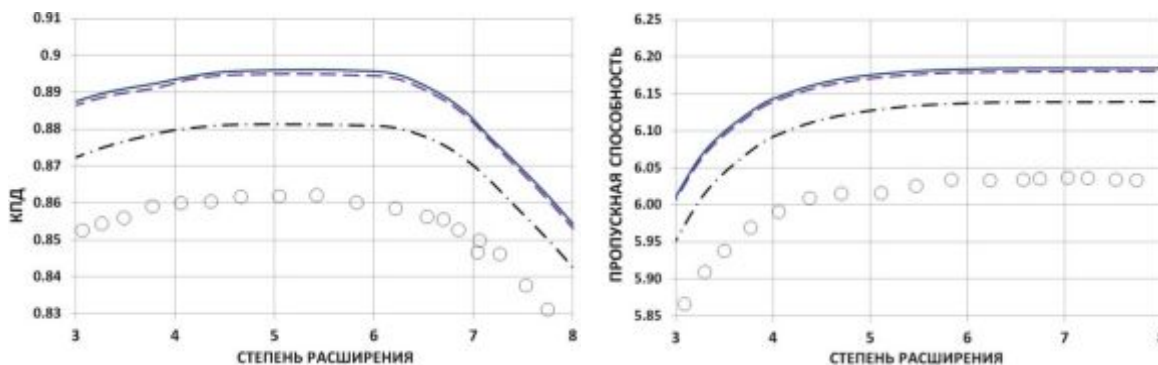


Рис. 5. Сопоставление расчётных и экспериментальных характеристик 4,5-ступенчатой турбины: ○ - эксперимент; - - - «редкая» сетка; - · - «нормальная» сетка; — «густая» сетка

При анализе рис. 5 обращает на себя внимание тот факт, что результаты, показанные на «нормальной» и «густой» сетках, мало отличаются друг от друга. Это говорит о том, что при числе конечных объёмов, приходящихся на один венец, свыше 900 тысяч размер сетки перестаёт влиять на получаемые результаты. Дальнейшее измельчение сетки не повлияет на результаты расчёта, но приведёт к увеличению времени счёта.

Однако, как видно из рис. 5, в расчёте значение КПД турбины завышено на 2...3% (абс.), а пропускная способность – на 2...3% (отн.). Результаты расчётов по созданным численным моделям качественно хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Это иллюстрируется рис. 6, на котором приведены зависимости относительной пропускной способности и КПД от перепада полного давления на турбине. Под относительными параметрами понимается от-

ношение текущего значения переменной к максимальному его значению в рассматриваемом диапазоне:

$$\bar{A} = \frac{A_i}{A_{\max}}; \quad \bar{\eta} = \frac{\eta_i}{\eta_{\max}}$$

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_i}{\eta_{\max}}$$

Совпадение всех четырёх графиков позволяет говорить о хорошем количественном совпадении результатов расчёта с экспериментальными данными.

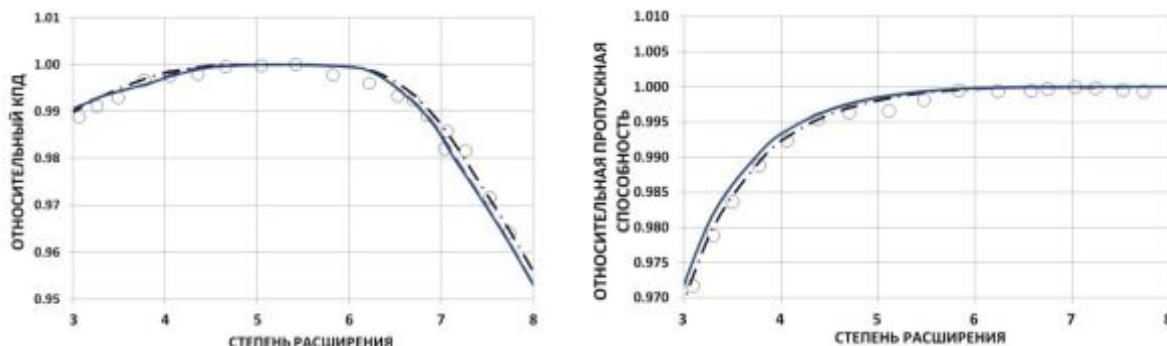


Рис. 6. Сопоставление относительных расчётных и экспериментальных характеристик 4,5-ступенчатой турбины:

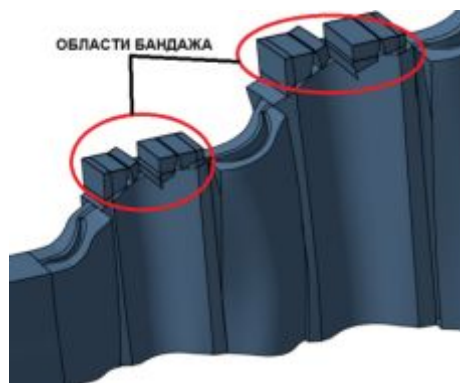
○ - эксперимент; - - - «редкая» сетка; - · - «нормальная» сетка; — «густая» сетка

Всё сказанное выше для 4,5-ступенчатой турбины справедливо и для остальных рассмотренных вариантов.

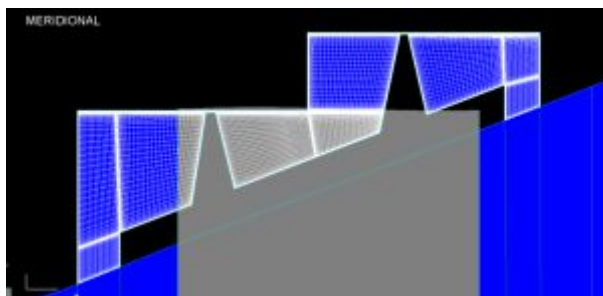
Основной причиной несовпадения результатов расчёта и эксперимента является тот факт, что созданные расчётные модели не учитывали наличие радиального зазора над рабочим колесом. Рассматриваемые турбины имеют бандажные полки на периферии рабочих лопаток, образующие замкнутое кольцо. Между кольцом и статором образуется щель, через которую рабочее тело утекает со входа рабочего колеса на выход, не передавая свою энергию на лопатки [7, 8]. Поэтому создана расчётная модель рабочего процесса турбины, учитывающая наличие ра-

диального зазора над бандажными полками.

Новые расчётные модели были созданы в соответствии с подходами, описанными выше, и отличались от ранее созданных моделей только наличием дополнительных доменов (рис. 7) над РК, моделирующих утечку, и необходимыми интерфейсами между доменами. Домены полостей над бандажом рассчитывались во вращающейся системе координат и были разбиты блочно - структурной сеткой конечных объёмов. В среднем на один домен приходилось по 1,8 млн. ячеек (число доменов равно числу рабочих колёс).



а



б

Рис. 7. Особенности расчётной модели с учётом утечек над бандажом: положение дополнительных доменов (а), сетка конечных объёмов дополнительных доменов (б)

Сравнение зависимостей пропускной способности и КПД турбины от перепада полного давления в турбине, полученных с помощью двух расчётных моде-

лей, одна из которых учитывала наличие утечек над бандажом, а вторая – нет, с данными эксперимента показано на рис. 8.

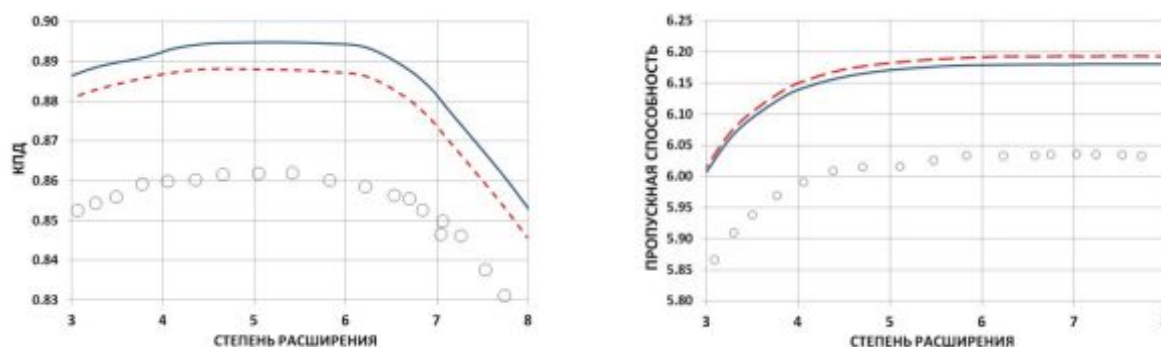


Рис. 8. Влияние учёта утечек над бандажом на результаты расчёта характеристик 4,5-ступенчатой турбины:

○ - эксперимент; — - с учётом бандажа; — - без учёта бандажа

Как видно из рис. 8, учёт бандажа приводит к тому, что расчётное значение КПД снижается на 1% (абс.), а пропускной способности на 0,5(отн.) относительно расчёта без учёта зазора. Также обращает на себя внимание тот факт, что учёт утечек в радиальном зазоре не сказался на форме зависимости. Фактически она сместилась эквидистантно исходной кривой. Можно заключить, что результаты расчёта с учётом утечки над бандажом также качественно хорошо совпадают с данными эксперимента. При этом они показывают лучшее количественное совпадение по сравнению с моделью без учёта утечек.

Отмеченное хорошее качественное совпадение, которое показывает созданная расчётная модель, может быть использовано для поиска оптимальной конфигурации турбины.

Качественное совпадение результатов расчёта, полученных с помощью численных моделей, отличающихся густотой сетки конечных объёмов и наличием учёта утечек, позволяет предложить следующую стратегию поиска оптимального решения: оптимизация проводится с помощью «редкой» расчётной модели с малым числом конечных элементов без учёта наличия утечек. Это позволит значительно сэкономить время при поиске оптимума без существенной потери точности его определения. Окончательные характери-

стики оптимального варианта рассчитываются с помощью «густой» расчётной модели, соответствующей реальной геометрии и показывающей более достоверные результаты.

Алгоритм поиска оптимального решения был построен на основе программы оптимизатора *IOSO* [9-11] и программы численного моделирования рабочего процесса в турбомашине *NUMECA* [6].

Для проведения оптимизации турбины был использован алгоритм изменения формы профиля лопатки, описанный в [10]. Основная его идея заключается в том, что в ходе оптимизации толщина лопатки в контрольном сечении, а также характер её изменения вдоль хорды, остаются неизменными. Такой подход позволяет существенно сократить число переменных и, в первом приближении, сохранить напряжённо - деформированное состояние лопаток, поскольку отношение поперечных площадей втулочного и периферийного сечений лопатки, существенно влияющее на растягивающие напряжения, изменяется незначительно.

Для описания формы средней линии профиля был использован подход, описанный в [11]. Средняя линия профиля представлялась в виде сплайна, проходящего через четыре контрольных точки. Крайние точки сплайна соответствовали центрам входной и выходной кромок. Ос-

тальные точки были равномерно расположены вдоль сплайна. Изменение формы средней линии профиля и взаимного положения сечений друг относительно друга производилось за счёт перемещения сред-

них контрольных точек сплайнов, а также за счёт варьирования угла установки профиля γ (рис. 9).



Рис.9. Схема изменения формы средней линии профилей лопаток соплового аппарата (а) и рабочего колеса (б)

В представляемой задаче форма сечения СА изменялась за счёт перемещения в тангенциальном направлении первых трёх контрольных точек на сплайне (рис. 9, а). Также варьировались выносы сечения в осевом и окружном направлениях и угол установки профиля γ . Всего подобным образом в СА изменялась форма трёх сечений: втулочного, среднего и периферийного.

Изменение формы лопатки РК выполнялось только за счёт изменения угла установки всей лопатки (рис. 9, б) в диапазоне $\pm 2^\circ$. Такое решение было принято для сохранения напряжённо - деформированного состояния рабочей лопатки, а также для сокращения числа переменных.

Алгоритм перестройки профиля лопатки по высоте с помощью описанных выше подходов был реализован в программе *Profilер*, разработанной на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ [12 - 14].

Поиск оптимальной конфигурации 4,5-ступенчатой турбины осуществлялся по следующему алгоритму. Программа *IOSO* формировала блок исходных данных, на основании которых программа *Profilер* создавала новую геометрию ло-

патки и передавала их в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, в автоматическом режиме создавалась расчётная модель и производился расчёт течения в ней. Определялись величины КПД и других параметров турбины. *IOSO* на основании данных расчёта, а также предыдущих обращений к численной модели, формирует новое сочетание исходных данных, и процесс повторяется до достижения искомого экстремума.

В ходе решения задачи оптимизации была поставлена задача максимального повышения КПД турбины на расчётном режиме. В ходе процесса оптимизации варьировались геометрические параметры лопаток СА и РК, описанные выше. Общее число независимых переменных – 96.

При решении задачи оптимизации задавались ограничения, связанные с особенностями функционирования турбины в составе газотурбинного двигателя (ГТД). В частности, расход рабочего тела через турбину и степень расширения газов на расчётном режиме работы не могли отличаться от исходных значений более чем на 0,5%. Постановка задачи оптимизации иллюстрируется рис. 10.

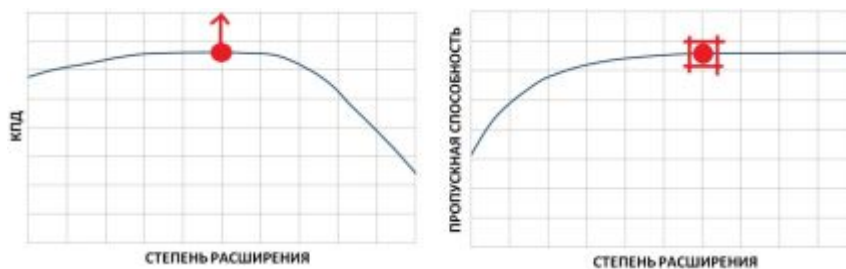


Рис. 10. К постановке задачи оптимизации

Поиск оптимального решения проводился с помощью расчётной модели, не учитывающей наличие радиального зазора и разбитой сеткой конечных объёмов таким образом, что на один венец в среднем приходится по 900 тысяч ячеек («нормальная» сетка). С помощью данной модели была найдена такая конфигурация лопаток, которая обеспечивает получение максимального КПД турбины при принятых ограничениях. Для получения решения программе IOSO потребовалось более 1000 обращений к расчётной модели.

Для найденной конфигурации турбины была вновь создана расчётная модель, учитывающая наличие перетекания

рабочего тела над бандажом и разбитая сеткой таким образом, что на одни лопаточный венец в среднем проходило 1 миллион 700 тысяч конечных объёмов («густая» сетка). С помощью данной модели были рассчитаны характеристики оптимального варианта турбины. Результаты сравнения характеристик оптимального и исходного вариантов представлены на рис. 11. Сопоставление исходной и оптимизированных форм лопаток представлено на рис. 12. Видно, что изменились в основном лопатки СА, которые приобрели сложную пространственную форму. Изменение рабочих лопаток незначительно.

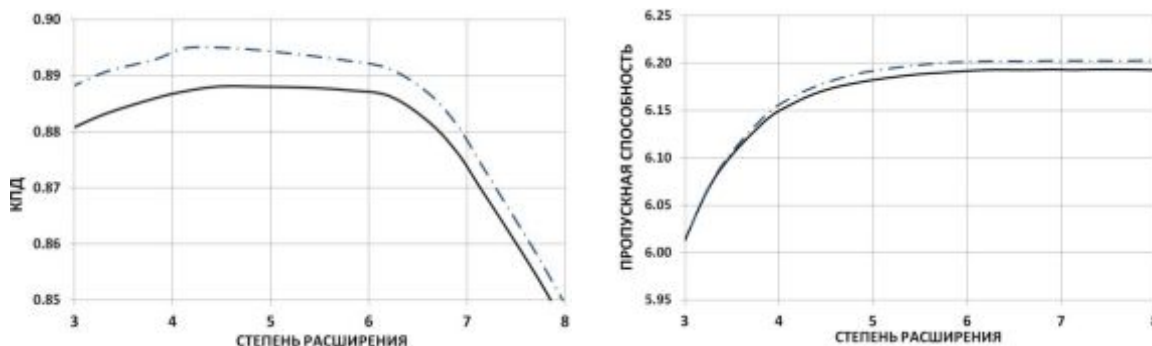


Рис.11. Сопоставление характеристик 4,5-ступенчатой турбины до (—) и после (— · —) оптимизации

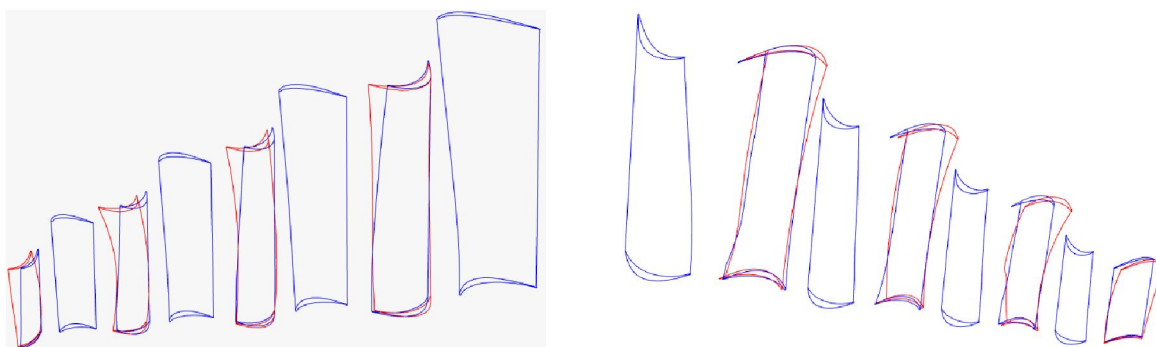
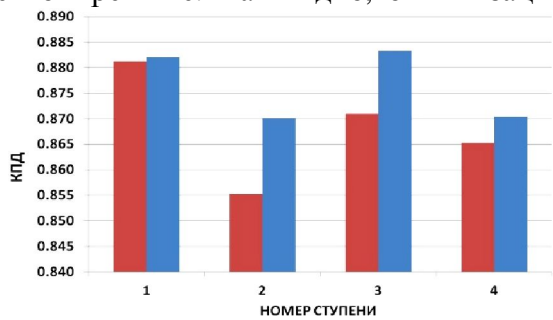


Рис.12. Сопоставление форм лопаток 4,5-ступенчатой турбины до (—) и после (—) оптимизации

Анализ зависимостей на рис. 11 показывает, что найденная конфигурация турбины обеспечивает повышение величины КПД на расчётном режиме на 0,7% при сохранении величины пропускной способности, близкой к исходному уровню. На рис. 13 приводится сопоставление КПД и работ ступеней исходных и оптимизированных ступеней турбины на расчётном режиме. Как видно, оптимизация



привела к некоторому перераспределению работ между ступенями: первые две ступени несколько разгрузились, а задние, наоборот, догрузились. Причём удельная работа третьей ступени увеличилась на 3% относительно исходной турбины. Отметим, что увеличение КПД турбины увеличило удельную работу турбины на 0,7% (отн.).

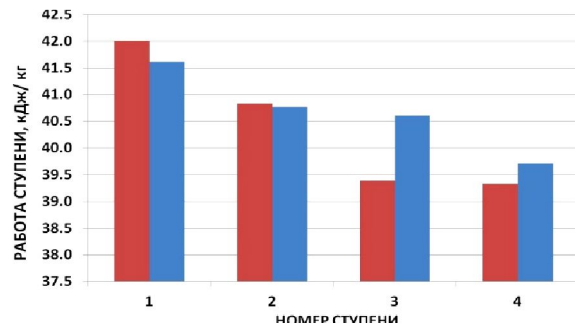


Рис. 13. Сопоставление КПД и удельных работ ступеней исходного (■) и оптимизированного (■) вариантов турбины

Анализ изменения КПД ступеней показал, что эффективность всех ступеней возросла: первой – на 0,1%, второй – на 1,5%, третьей – на 1,2%, четвёртой – на 0,5%.

Основные причины повышения эффективности турбины: улучшение струк-

туры потока в СА, уменьшение интенсивности вторичных течений и снижение профильных потерь, а также согласование углов натекания потока. Это подтверждается зависимостями изменения коэффициента восстановления полного давления в СА вдоль высоты лопатки (рис. 14).

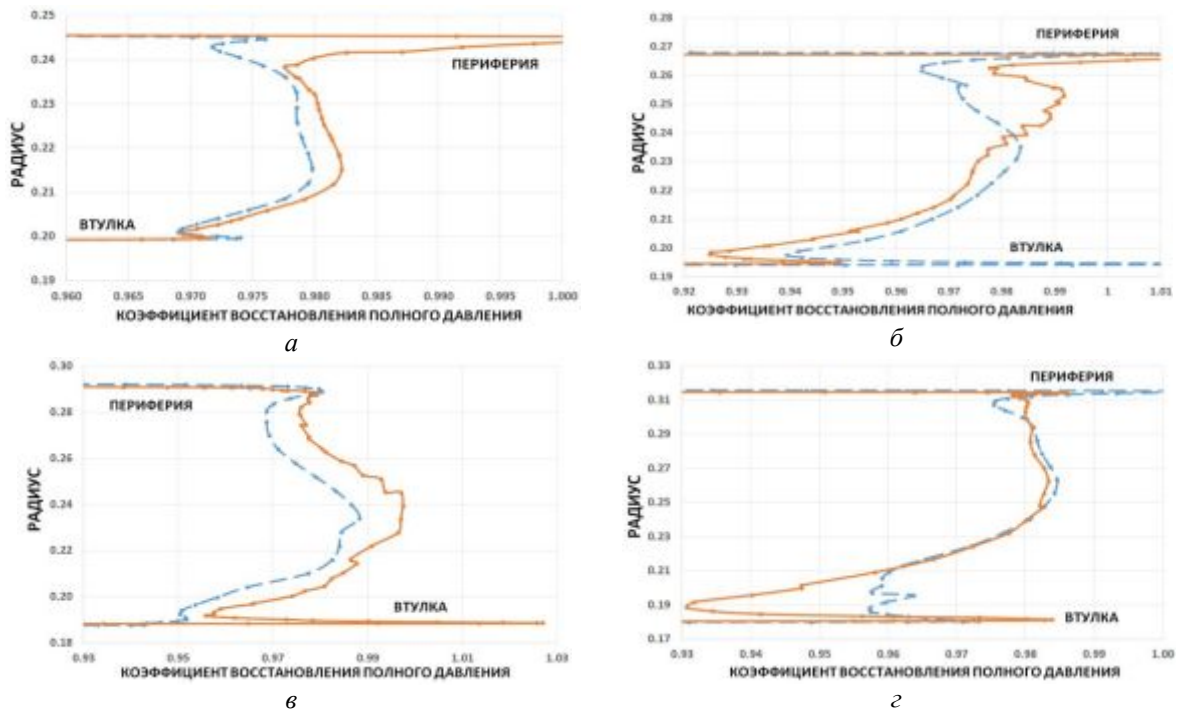


Рис. 14. Сопоставление зависимостей коэффициента восстановления полного давления в СА σ вдоль высоты лопатки исходного (—) и оптимизированных (—) вариантов первой (а), второй (б), третьей (в) и четвёртой (г) ступеней

Как видно из рис. 14, изменение формы сопловых лопаток привело к заметному сокращению потерь практически во всех СА. В первой ступени уменьшились профильные потери по всей высоте лопатки и интенсивность периферийного вихря. Сам вихрь сместился ближе к ядру потока. Во второй ступени профильные потери в целом возросли, однако интенсивность периферийного вторичного течения существенно сократилась, а сам вихрь был прижат к концевой стенке. В третьей ступени сократились профильные потери, интенсивность и положение вторичных вихрей осталось неизменным. В четвертой ступени профильные потери в целом не изменились. При этом возросли вторичные потери на втулке, но снизились на периферии. Таким образом, наибольшее снижение потерь в СА наблюдается в третьей ступени, в ней же наблюдается максимальный рост КПД.

Найденный резерв повышения КПД (0,7%) рассматриваемой турбины не является предельным. Из-за ограничений имеющейся в СГАУ лицензии оптимизатора *IOSO* внимание авторов было сосредоточено только на СА. Для описания формы рабочей лопатки не хватило переменных. Вероятно, изменение формы рабочей лопатки по схожему алгоритму позволит повысить КПД ступени ещё больше. Кроме того, изменение формы рабочей лопатки потребует проверку её напряжённо-деформированного состояния на каждом этапе, что заметно усложнит алгоритм решения задачи. Тем не менее внедрение в алгоритм поиска оптимальной конфигурации проверки соответствию прочностным критериям является очевидным направлением развития данной работы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
2. Lomax H., Pulliam T.H., Zingg D.W. 2001. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, Springer, Chap. 2.
3. Webster P.F. Design of a 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - 2. Stage group performance // NASA Technical Paper. 1976. Iss. 1688.
4. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output I. – Overall Performance // NASA TM X-3498. 1977.
5. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4 1/2 stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - II – Stage Group Performance // NASA Technical Paper. Iss. 1688. 1980.
6. NUMECA International. <http://www.numeca.been>.
7. Lewis R.I. Turbomachinery performance analysis. Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub., 1996. 329 p.
8. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичёв В.С. Проектный термогазодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. Самара: Самарский гос. аэрокосмический ун-т, 2006. 316 с.
9. IOSO optimization technology. Sigma technology. <http://www.iosotech.com> (дата обращения: 20.08.2015).
10. Goryahkin E., Popov G., Baturin O., Kolmakova D. Three-stage low pressure compressor modernization by means of optimization methods // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2015. V. 2C: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2015-43384
11. Kuzmenko M.L., Egorov I.N., Shmotin Yu.N., Chupin P.V., Fedechkin K.S. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code // 6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization. 2006.

12. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. V. 9, no. 10. P. 1849-1853.

13. Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптими-

зации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6(4). С. 1013-1018.

14. Шаблий Л.С. Программное средство создания и модификации компьютерных моделей лопаток турбомашин Profiler: патент РФ № 2013617453; опубл. 23.08.2013.

Информация об авторах

Матвеев Валерий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mvn@ssau.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, проектирование малоразмерных турбоприводов.

Батурин Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: udet@mail.ru. Область научных интересов:

рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Попов Григорий Михайлович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика, рабочие процессы воздушно-реактивных двигателей.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

OPTIMIZATION OF THE WORKFLOW OF MULTISTAGE AXIAL TURBINES WITH PLATFORMS

© 2015 V. N. Matveev, O. V. Baturin, G. M. Popov, E. S. Goryachkin
Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The turbine workflow is described by a large number of variables that often have contradictory impact on the turbine operating parameters. Hand-operated variation of these variables is a difficult time-consuming task. Application of mathematic optimization techniques could provide a solution of the problem. The paper outlines the basic principles of the method of mathematical optimization of an axial turbine based on the joint use of the NUMECA computational fluid dynamics software and the IOSO program optimizer. The procedure developed was implemented for a four-stage turbine developed and tested by NASA. Design models including one, two, three and four stages have been developed for the turbine under consideration. The results of calculations performed with their help showed good agreement with the experimental results. The settings of the numerical model that provide good agreement of design and experimental data but do not require large computational resource have been chosen according to the results of the research conducted. Low computational cost is very important because it allows significant reduction of the time spent to obtain the optimal solution with repeated ref-

erence to the design model. Automatic search of the turbine blade configuration allowing a 0.7 % increase of the turbine efficiency with constant mass flow and rate of expansion of gas (accuracy 0.5 %) was carried out with the help of the model created.

Axial turbine, efficiency, optimization, Pareto frontier, performance map.

References

1. Kulagin V.V. *Teoria, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2002. 616 p.
2. Lomax H., Pulliam T.H., Zingg D.W. 2001. *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, Springer, Chap. 2.
3. Webster P.F. Design of a 4½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - 2. Stage group performance. *NASA Technical Paper*. 1976. Iss. 1688.
4. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output. I – Overall Performance. *NASA TM X-3498*. 1977.
5. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output - II – Stage Group Performance. *NASA Technical Paper*. Iss. 1688. 1980.
6. NUMECA, User Manual AutoGrid5 Release 8.4, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.
7. Lewis R.I. *Turbomachinery performance analysis*. Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub., 1996. 329 p.
8. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektny termogazodinamicheskiy raschet osnovnyh parametrov aviacionnyh lopatochnykh machin* [Thermodynamic design calculation of the main parameters of aviation impeller machines]. Samara State Aerospace University Publ., 2006. 316 p.
9. IOSO optimization technology. Sigma technology: official site. Available at: <http://www.iosotech.com>.
10. Goryahkin E., Popov G., Baturin O., Kolmakova D. Three-stage low pressure compressor modernization by means of optimization methods. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2015. V. 2C: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2015-43384
11. Kuzmenko M.L., Egorov I.N., Shmotin Yu.N., Chupin P.V., Fedechkin K.S. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code. *6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization*. 2006.
12. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. V. 9, no. 10. P. 1849-1853.
13. Shabliy L.S., Kolmakova D.A., Krivcov A.V. Parametric modeling of blade machines during optimization. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra RAN*. V. 15, no. 6(4). P. 1013-1018. (In Russ.)
14. Shabliy L.S. *Programmnoe sredstvo sozdaniya i modifikatsii komp'yuternykh modeley lopatok turbomashin Profiler, svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii* [Software tool for the creation and modification of computer models of Profiler turbomachinery blades]. Patent RF no. 2013617453, 2013. (Publ. 23.08.2013)

About the authors

Matveev Valery Nikolayevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara,

Russian Federation. E-mail: mvn@ssau.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, design of small-sized turbine drives.

Baturin Oleg Vitalievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: udet@mail.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.

Popov Grigory Mikhailovich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federa-

tion. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of thermal jet engines.

Goryachkin Evgeny Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory. Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in turbomachines, computational fluid dynamics.