

**ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОСЕВОЙ НЕОХЛАЖДАЕМОЙ ТУРБИНЫ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕШАТЕЛЯ 3D УРАВНЕНИЙ НАВЬЕ-СТОКСА**

© 2017 Г.М. Попов, О.В. Батурин, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Новикова

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 27.01.2017

В статье представлены результаты оптимизации рабочего процесса четырехступенчатой неохлаждаемой турбины низкого давления разработанной и испытанной в NASA. Целью оптимизации было повысить КПД турбины на основном режиме работы за счёт изменения формы рабочих и сопловых лопаток. Для сопловых лопаток в процессе оптимизации менялись углы установки сечений, форма средней линии сечений, выносы сечений в осевом и окружном направлениях. Для рабочих лопаток менялись углы установки сечений. Численная модель турбины была создана в программном комплексе NUMECA AutoGrid 5 с использованием упорядоченной расчётной сети. Было создано 3 численные модели различной густоты. Численная модель была верифицирована путем сравнения рассчитанных характеристик турбины с экспериментальными данными. По результатам верификации было показано, что созданная численная модель рабочего процесса турбины позволяет предсказывать тенденции протекания характеристик, хоть и имеет некоторое количественное расхождение с данными эксперимента. Также была выбрана численная модель обеспечивающая сеточную сходимость. Для оптимизации рабочего процесса использовалась методика основанная на совместном применении программного комплекса математической многокритериальной оптимизации IOSO и программного комплекса вычислительной газовой динамики NUMECA Fine/Turbo. Параметрическое изменение лопаток рабочих колес и сопловых аппаратов выполнялось в специально разработанной программе Profiler. В процессе оптимизации были заданы ограничения на положение рабочей точки турбины: расход рабочего тела должен отличаться не более чем на $\pm 0,5$ % от базового значения; степень понижения давления должна отличаться не более чем на $\pm 0,5$ % от базового значения. Было решено две задачи оптимизации с использованием расчётных сетей различной плотности. В одной задаче с наименьшей плотностью, в другой с сетью, обеспечившей выполнение условий сеточной сходимости. Обе задачи показали достижение одинакового результата – повышение КПД на 0,8 %. Был выполнен сравнительный анализ базового и оптимизированного варианта турбины.

Ключевые слова: осевая турбина, численная модель, оптимизация, рабочий процесс, геометрия лопаток.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках реализации программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно – технологического комплекса России на 2014 – 2020.

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 его недостаток будет компенсироваться за счет температуры газа, т.е. за счет увеличения расхода топлива [1]. По этой

Попов Григорий Михайлович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: grishatty@gmail.com

Батурин Олег Витальевич, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: udet@mail.ru

Горячкин Евгений Сергеевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: goriachkin.e.s@gmail.com

Новикова Юлия Дмитриевна, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: y.d.novikova@gmail.com

причине конструктор всегда стремится повысить эффективность турбины.

Процесс разработки и доводки турбин в последнее время совершил большой качественный скачок. Это обусловлено развитием программных комплексов вычислительной газовой динамики (CFD – программных комплексов). На сегодняшний день они являются самыми точными расчетными методами исследования газодинамических процессов. Данные методы позволяют с достаточной степенью точности рассчитывать характеристики турбины с учетом всех особенностей трехмерной геометрии лопаток и проточной части турбины и выполнять оценку влияния на рабочий процесс варьирования любого геометрического или режимного параметра турбины. Алгоритм применения CFD методов при проектировании турбин прост: проводится численное исследование структуры

потока в расчётной области, затем конструктор выбирает мероприятия для устранения недостатков течения потока, перестраивает геометрию проточной части численной модели турбины, проводит расчет, анализирует результаты и вновь проходит всю цепочку до получения требуемого результата [2].

Однако, использование данного алгоритма в практике турбомашиностроения затруднено. Основная причина в том, что форма проточной части осевой турбины описывается очень большим числом переменных. Описание формы одной лопатки требует задания не менее двух сечений, форма каждого из которых может определяться десятком геометрических параметров. Кроме того, необходимо описать взаимное расположение сечений лопаток друг относительно друга, форму меридионального сечения проточной части и т.п. Таким образом, для полного описания одной ступени турбины, число независимых переменных достигает нескольких, каждый из которых может различным образом влиять на рабочий процесс. Конструктор физиологически не способен анализировать задачу такой размерности. Кроме того, время поиска оптимального сочетания переменных будет неоправданно большим.

Один из возможных путей преодоления указанных выше затруднений – внедрение методов математической оптимизации в процесс проектирования турбин. Их применение позволяет в автоматическом режиме выполнять поиск оптимального сочетания независимых переменных. Алгоритм поиска заключается в следующем. Программа – оптимизатор, в соответствии с заложенным в нее алгоритмом поиска, формирует набор значений параметров, описывающих геометрию турбины. На их основании в специально программе создается расчетная модель рабочего процесса в рассматриваемом узле. Затем осуществляется расчет течения в созданном варианте турбины с

использованием CFD программного комплекса, и его результаты возвращаются в программу – оптимизатор, которая формирует новое сочетание независимых переменных. Описанный цикл повторяется до достижения требуемого результата.

С помощью описанного выше алгоритма авторами статьи была выполнена оптимизация рабочего процесса 4,5 ступенчатой (4 полных ступени и спрямляющей аппарат, установленный за последней) осевой модельной турбиной, спроектированной и экспериментально исследованной в NASA (рис. 1) [5,6,7]. Следует отметить, что для рассматриваемой турбины имеются подробные данные испытаний, что позволило провести верификацию созданной для оптимизации расчетной модели.

На базе исходной геометрии турбины были созданы расчетные модели рабочего процесса в разных вариантах исполнения турбины.

При создании расчетных моделей были приняты следующие допущения.

Течение в лопаточных венцах сопловых аппаратов (СА) и рабочих колес (РК) обладает свойством циклической симметрии. Поэтому моделировалось только по одному межлопаточному каналу каждого лопаточного венца с наложенными граничными условиями периодичности.

Расчет турбины выполнялся в стационарной постановке.

Деформации лопаток турбины от действия рабочих нагрузок при расчёте не учитывались.

В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания керосина.

Учитывались зависимости теплоемкости и вязкости рабочего тела от его температуры.

Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям. Для ее моделирования были использована модель *Spalart-Allmaras*.

Теплообмен между стенками проточной части и потоком не учитывался из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

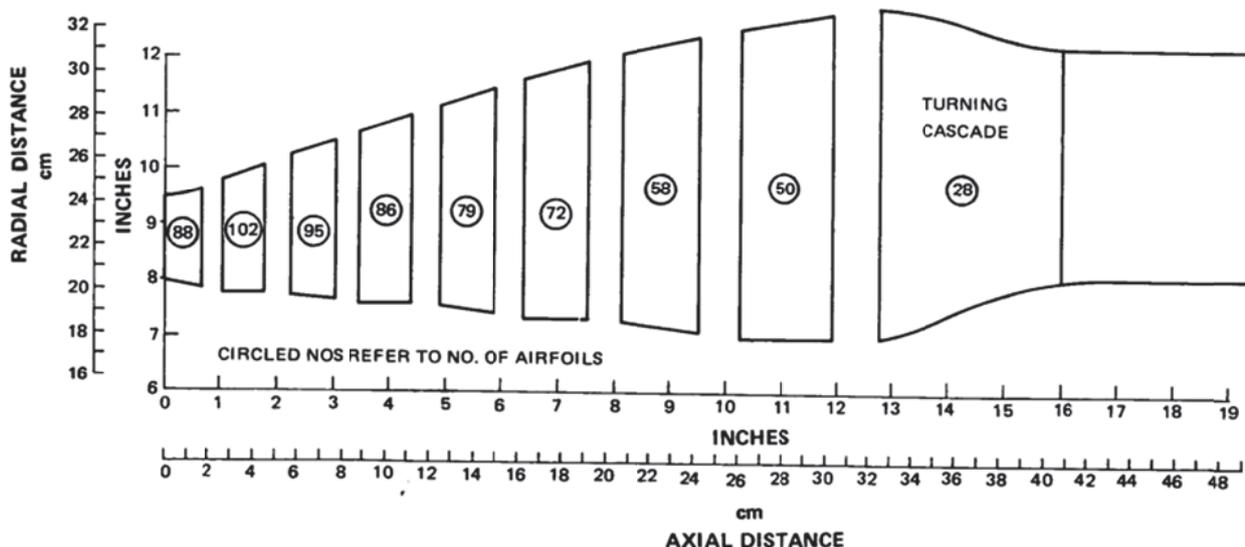


Рис. 1. Внешний вид исследуемой турбины [6]

В расчетной области 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 частотой вращения ротора.

В качестве граничных условий на входе в турбину были заданы радиальные эпюры распределения полного давления p^* , полной температуры T^* , угла потока α и турбулентной вязкости в соответствующем сечении проточной части ГТУ. Значения данных параметров было принято равными имевшим место при испытаниях турбин [5, 6, 7]. На выходе из турбин задавалось статическое давление на втулочном радиусе. Давление на остальных радиусах рассчитывалось программой автоматически согласно уравнению радиального равновесия. 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 расчетной модели приведен на рис. 2.

Было создано три расчетных модели отличающихся густотой расчётной сетки (рис. 3):

4.5St_Mesh 1 - «Редкая сетка». В среднем на один лопаточный венец приходится 385 тыс. элементов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 7.

4.5St_Mesh 2 - «Нормальная сетка». В среднем на один лопаточный венец приходится 900

тыс. элементов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 3.

4.5St_Mesh 3 - «Густая сетка. В среднем на один лопаточный венец приходится 1700 тыс. элементов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 1.

Основные параметры созданных расчётных сетей приведены в табл. 1.

Представление о густоте используемой сетки для разных расчетных моделей можно получить, сравнив примеры использованных сеток применительно к одной лопатке (рис. 3).

Во всех моделях применялась блочно-структурированная сетка, созданная с помощью средств программы NUMECA [10].

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 параметр:

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

где G – расход рабочего тела через турбину;

T^* – полная температура рабочего тела на входе в турбину;

p^* – полное давление рабочего тела на входе в турбину.

На рис. 4 приведены рассчитанные характеристики турбины с использованием различных расчётных моделей.

При анализе рис. 4 обращает на себя внимание тот факт, что результаты, показанные на нормальной и густой сетки мало отличаются

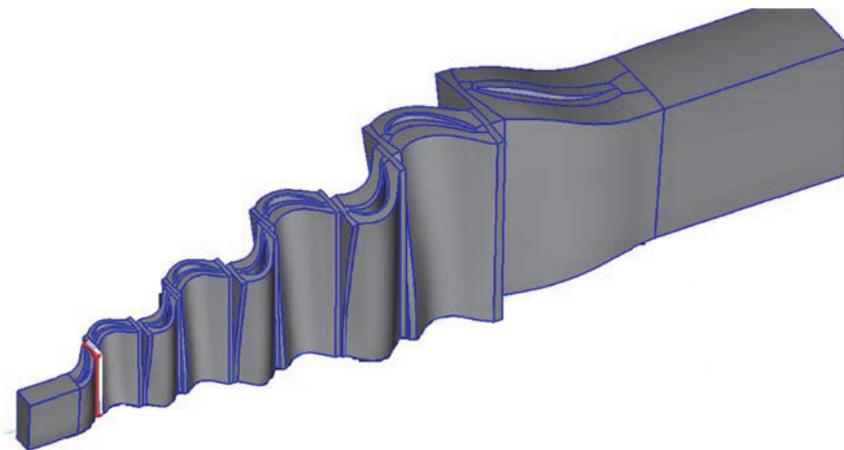


Рис. 2. Расчетная модель 4,5 ступенчатой турбины с принятыми граничными условиями

Таблица 1. Параметры густоты созданных расчётных сетей

Количество элементов	в плоском слое	по высоте	всего, млн.	y^+
4.5St_Mesh 1	7755	49	3,4	7
4.5St_Mesh 2	14835	61	8,1	3
4.5St_Mesh 3	22015	81	16	1



Рис. 3. Сравнительное изображение сеток конечных объемов созданных расчетных моделей

ся друг от друга как качественно, так и количественно, что говорит о том, что результаты расчета с помощью созданной расчетной модели при числе конечных объемов приходящихся на один венец свыше 900 тыс. размер сетки перестает влиять на получаемые результаты. То есть достигается условие сеточной сходимости. Дальнейшее измельчение сетки не повлияет на результаты расчета и приведет только к увеличению времени счета и потребным ресурсом вычислительной техники.

Однако, как видно из рис. 4, в расчете значение КПД турбины завышено на 2...3%(абс.), а пропускная способность на 2...3% (отн.). Не смотря на этот факт, видно, что несмотря на

количественное несовпадение все созданные численные модели качественно хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Это иллюстрируется графиком на рис. 5. Там приведены зависимости относительных пропускной способности и КПД от перепада полного давления на турбине. Здесь под относительными параметрами понимается отношение текущего значения переменной к максимальному его значению в рассматриваемом диапазоне:

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

Как видно из рис. 5, все четыре графические зависимости присутствующие там совпали. Это

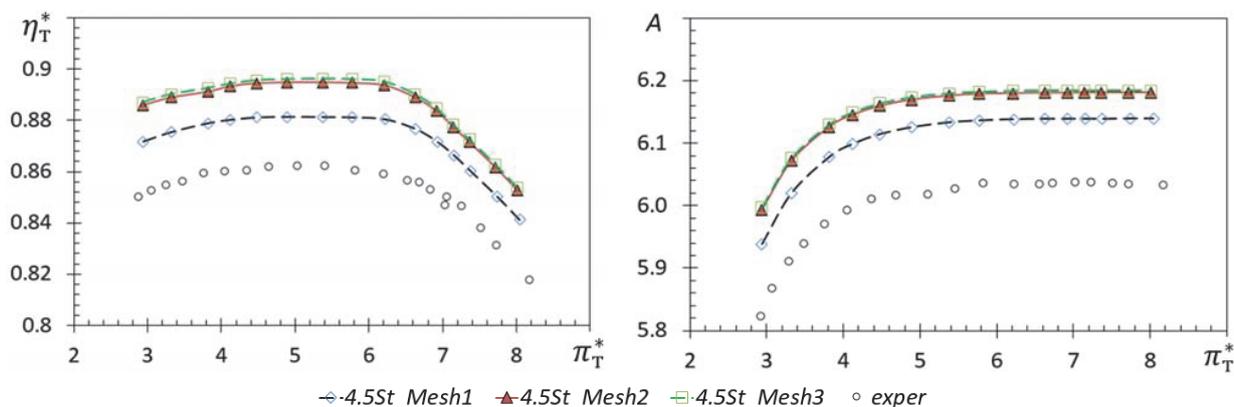


Рис. 4. Сравнение рассчитанных и экспериментальных характеристик турбины

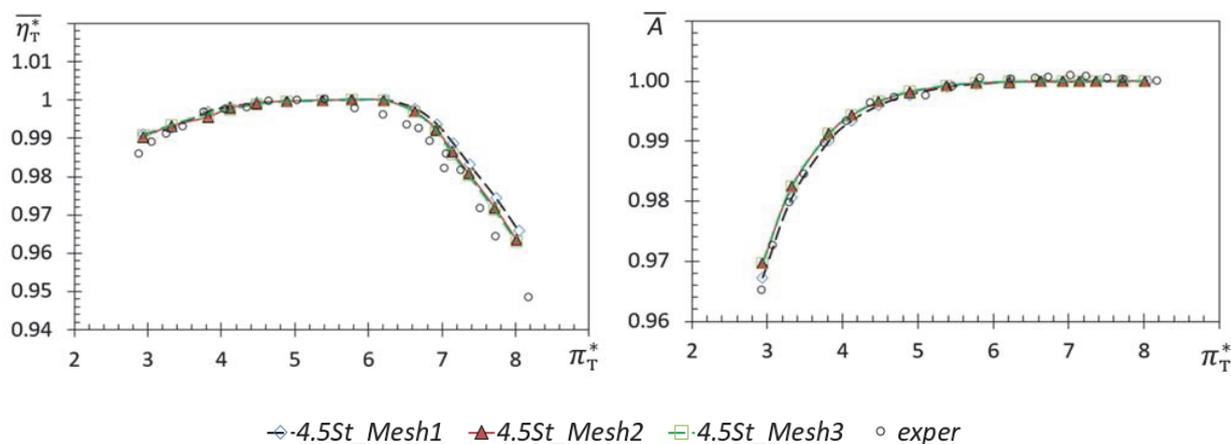


Рис. 5. Рассчитанные характеристики турбины в относительном виде

говорит о том, что все созданные расчетные модели с высокой точностью позволяют оценить изменение параметров турбины с изменением перепада давления. Т.е. если, например, расчет показывает изменение КПД на 2% при некотором изменении перепада давления, то в реальности, несмотря на то, что расчетное значение КПД будет завышено, с большой вероятностью изменение КПД будет именно таким. Этот факт позволяет говорить о хорошем количественном совпадении результатов расчета с экспериментальными данными.

Отмеченное хорошее качественное совпадение, которое показывает созданная расчетная модель, может быть использована для поиска оптимальной конфигурации турбины. Действительно, пусть в результате расчета будет найдено значение параметра турбины отличающегося от реального, но с большой вероятностью та конфигурация, которая обеспечивает достижение экстремального значения параметра в расчете будет делать это и в реальности.

Кроме того, качественное совпадение результатов расчета, полученных с помощью численных моделей, отличающихся густотой сетки конечных объемов и наличием учета утечек позволяет предложить следующую стратегию поиска оптимального решения. Оптимизация проводится с помощью «редкой» расчетной модели с малым числом конечных элементов без учета наличия утечек. Это позволит значительно сэкономить время при поиске оптимума без существенной потери точности его определения. Окончательные характеристики оптимального варианта рассчитываются с помощью «тяжелой» расчетной модели, соответствующей реальной геометрии, и показывающей более достоверные результаты.

Алгоритм поиска оптимального решения был построен на основе программы оптимизатора IOSO [9] и программы численного моделирования рабочего процесса в турбомашинах NUMECA [10]. Для построения геометрии расчетной области на основании массива независимых переменных, сформированного оптимизатором, использовалась программа «Profiler», разработанная в СГАУ. Выбор программы IOSO в качестве оптимизатора обусловлен наличием большого числа положительных примеров его использования в задачах турбомашиностроения [11, 15].

Для проведения оптимизации турбины был использован алгоритм изменения формы профиля лопатки, описанный в работе [11]. Основная его идея заключается в том, что в ходе оптимизации толщина лопатки в контрольном сечении, а также характер ее изменения вдоль хорды остаются неизменными.

Такой подход позволяет существенно сократить число переменных и в первом приближе-

нии сохранить напряженно деформированное состояние лопаток, поскольку отношение поперечных площадей втулочного и периферийного сечения лопатки, существенно влияющее на растягивающие напряжения, изменяется не значительно. Следует отметить, что форма средней линии лопатки в контрольных сечениях является не единственным фактором, определяющим эффективность турбины. На нее может влиять взаимное расположение сечений по высоте лопатки, форма входной кромки, форма меридионального сечения проточной части и другие факторы. При выборе стратегии построения параметрической модели 4,5 турбины данные факторы сознательно были исключены из рассмотрения, поскольку привели бы к критическому увеличению числа переменных. Оптимизация процесса содержащего более 100 независимых переменных не допускается имеющейся у СГАУ лицензией на программу IOSO.

Для описания формы средней линии профиля был использован несколько модифицированный подход, описанный в работе [15]. Средняя линия профиля представлялась в виде сплайна, проходящего через четыре контрольных точки. Крайние точки сплайна соответствовали центрам входной и выходной кромок. Остальные точки были равномерно расположены вдоль сплайна. Изменение формы средней линии профиля и взаимного положения сечений друг относительно друга производилось за счет перемещения средних контрольных точек сплайнов, а также за счет варьирования углом установки профиля γ (рис. 6).

В представляемой задаче форма сечения СА изменялась за счет перемещения в тангенциальном направлении первых трех контрольных точек на сплайне (рис. 6). Также варьировались выносы сечения в осевом и окружном направлениях и угол установки профиля g . Всего подобным образом в СА изменялась форма трех сечений: втулочного, среднего и периферийного.

Изменение формы лопатки РК выполнялось только за счёт изменения угла установки всей лопатки (рис. 6) в достаточно узком диапазоне $\pm 2^\circ$. Такое решение было принято для сохранения напряженно – деформированного состоя-

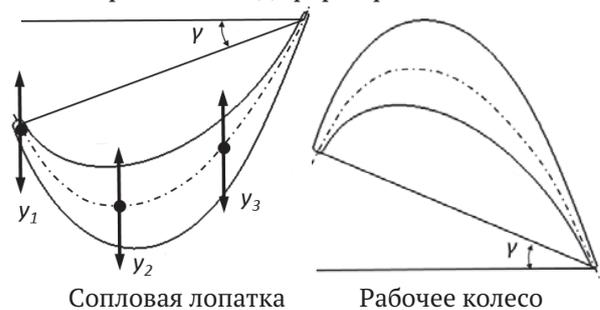


Рис. 6. Схема изменения формы средней линии профиля лопатки

ния рабочей лопатки, а также для сокращения числа переменных.

Алгоритм перестройки профиля лопатки по высоте с помощью описанных выше подходов был реализован в программе *Profiler*, разработанной на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ [12, 13, 14].

Данная программа позволяет преобразовать таблицу координат, которая в рабочем чертеже описывает форму лопатки в текстовые файлы исходных данных для построения расчетных моделей турбомашин в программах *NUMECA* и *TurboGrid*. Также в программе *Profiler* предусмотрена возможность изменения формы средней линии лопатки по алгоритму изложенному выше.

Поиск оптимальной конфигурации турбины осуществлялся по следующему алгоритму. Программа *IOSO* формировала блок исходных данных, на основании которых программа *Profiler* создавала новую геометрию лопатки и передавала их в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, в автоматическом режиме создавалась расчетная модель и производился расчет течения в ней. В результате которого определяются величины КПД и других параметров турбины. *IOSO* на основании данных расчета, 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 расчетном 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 ГТД. В частности, расход рабочего тела через турбину и степень расширения газов на расчетном режиме работы не могли отличаться от исходных значений более чем на 0,5%. Схема постановки задачи оптимизации приведена на рис. 7.

Задача оптимизации решена с использованием двух расчетных моделей *4.5St_Mesh1* и *4.5St_Mesh2* в одинаковых постановках. В результате решения задач были найдены варианты геометрии лопаток, обеспечивающие повышение КПД турбины. Для решения каждой из задач потребовалось около 1000 обращений к расчетной модели.

История решения задач показана на рис. 8. Для сравнения между собой были выбраны точки из каждой задач, показавшие наибольший прирост КПД. Сравнение характеристик базового варианта турбины и выбранных вариантов показано на рис. 9.

Из сравнения зависимостей, представленных на рис. 9 видно, что результаты решения задачи оптимизации с использованием разных расчетных моделей схожи. Оба варианта показали идентичное повышение КПД на величину 0,8% на рабочем режиме, но вариант турбины, полученный с использованием сети *4.5St_Mesh2*, показал меньшее изменение параметра расхода по сравнению с базовым. Сравнение геометрии базовых и оптимизированных лопаток турбины показано на рис. 10.

На рис. 10 приводится сопоставление КПД и работ ступеней исходных и оптимизированных вариантов турбины на расчетном режиме. Как видно из представленных зависимостей, оптимизация привела к некоторому перераспределению работ между ступенями: первые две ступени несколько разгрузились, задние наоборот догрузились. Причем удельная работа третьей ступени увеличилась на 3% относительно исходной турбиной. Также полезно отметить, что увеличение КПД турбины увеличило удельную работу турбины на 0,7% (отн.).

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

В ходе оптимизации изменялась в основном форма сопловой лопатки, причем как видно из рис. 11 они приобрели сложную пространственную форму. Форма рабочих лопаток менялась

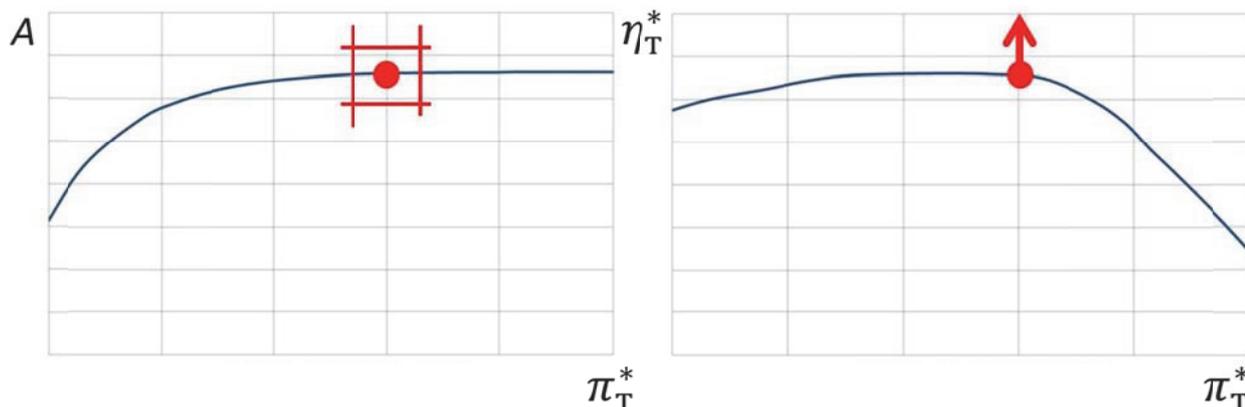


Рис. 7. Постановка задачи оптимизации

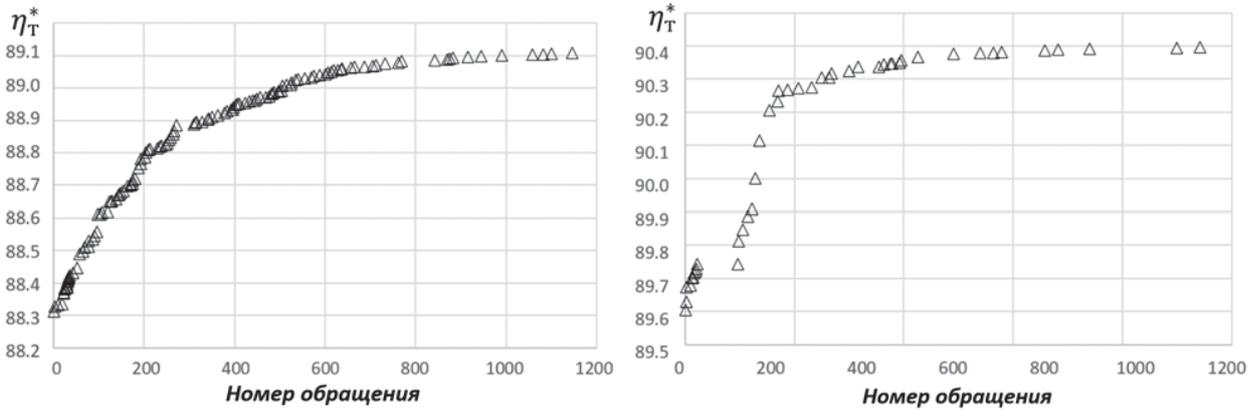


Рис. 8. История решения задач оптимизации

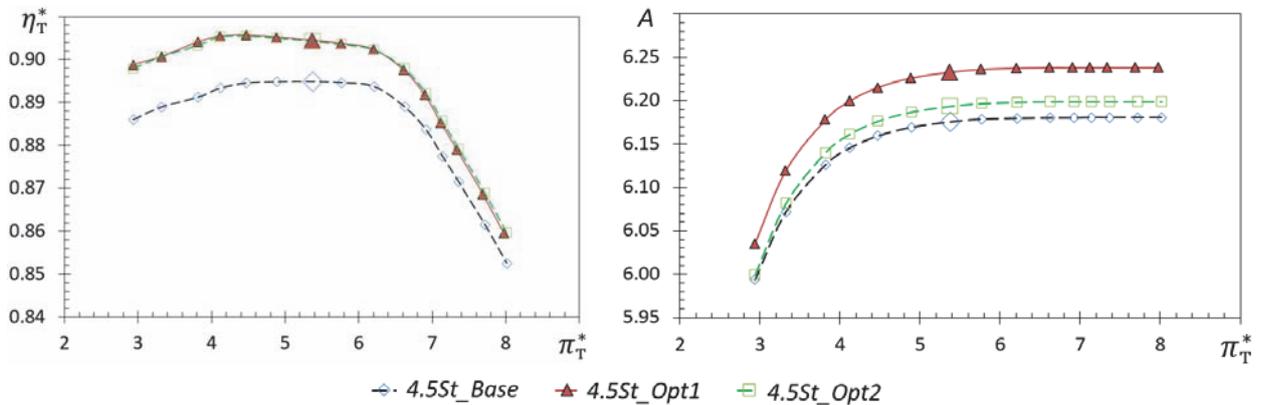


Рис. 9. Сравнение рассчитанных характеристик выбранных вариантов турбины

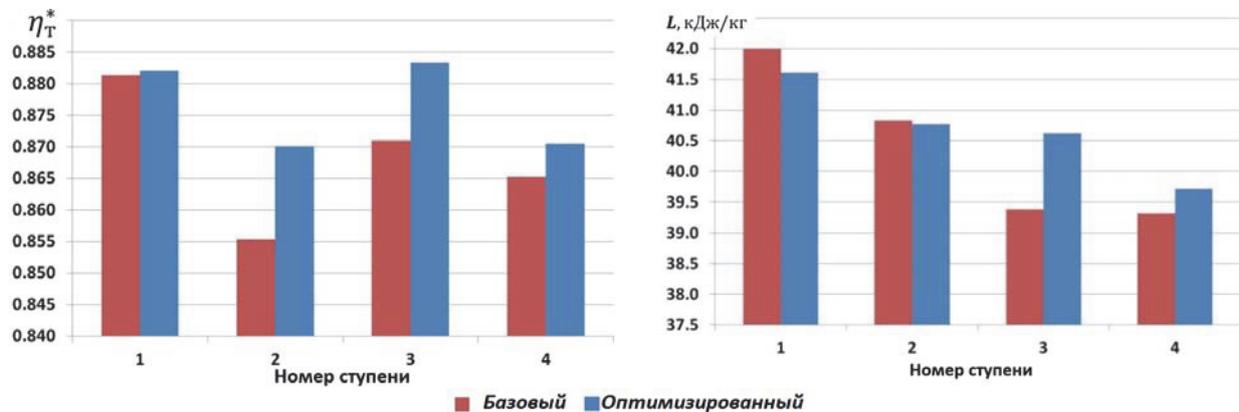


Рис. 10. Сравнение распределения КПД и работы по ступеням турбины для базового и оптимизированных вариантов

незначительно. При такой постановке основной причиной улучшения эффективности турбины явилось уменьшение потерь в сопловом аппарате за счет уменьшения вторичных потерь, а также некоторого согласования углов натекания. В ходе выполнения работы была найдена конфигурация 4,5 осевой турбины позволяющая повысить ее КПД на 0,8% на расчетном режиме. Повышение эффективности было достигнуто за счет радиального изменения формы сопловых аппаратов, которое было произведено с помощью методов оптимизации и численного моделирования. Основная причина снижения потерь

и роста КПД заключается в уменьшении вторичных потерь в СА и согласовании углов натекания потока разных венцов.

Было также показано, что некоторое упрощение расчетной модели (в частности отказ от учета утечки над бандажом и использование относительно редких сеток конечных объемов) не влияет на точность поиска оптимальной конфигурации турбины зато позволяет существенно (примерно в 5 раз) сократить потребное время расчета и компьютерные ресурсы.

Найденный резерв повышения КПД рассматриваемой турбины не является предельным.

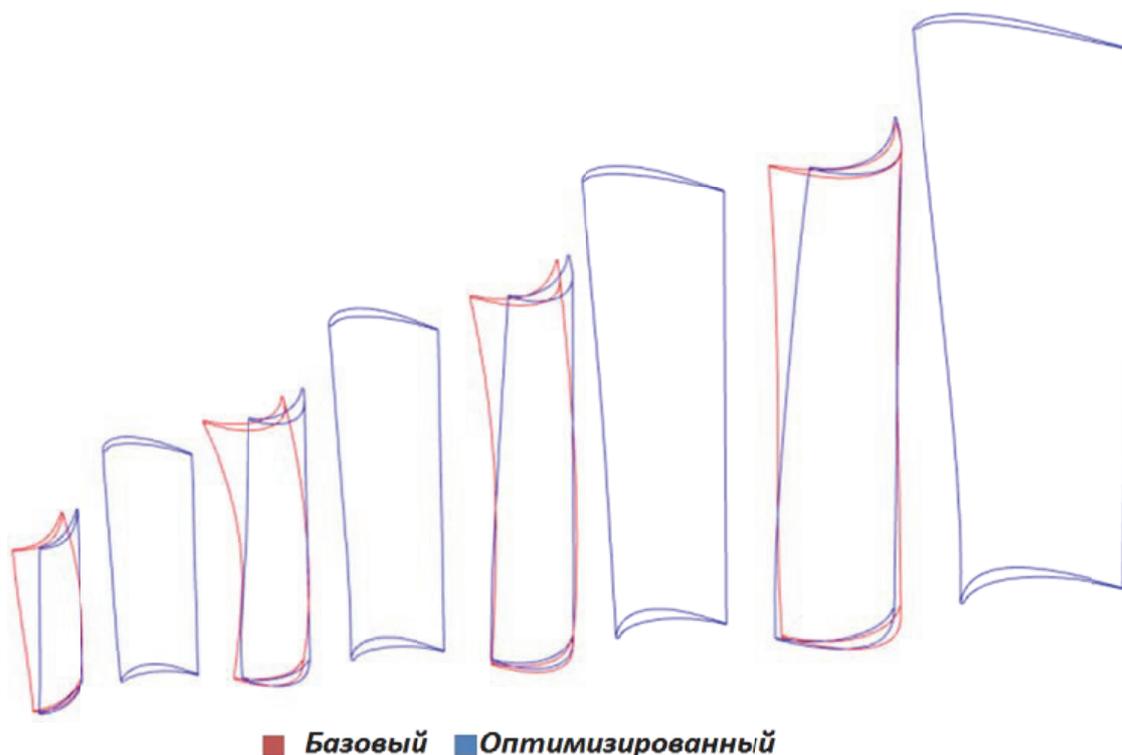


Рис. 11. Сравнение формы лопаток базового и оптимизированного вариантов турбины

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 еще больше.

Кроме того, изменение формы рабочей лопатки потребует проверку ее напряженно 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.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. для вузов М.: Машиностроение, 2003. 616 с.
- Fundamentals of Computational Fluid Dynamics / H. Lomax, Thomas H. Pulliam, David W. Zingg // Springer, Чар. 2., 2001
- Lewis R.I., Turbomachinery performance analysis – Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub, 329 p., 1996
- Проектный расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев // Самар. Гос. Аэрокосм. ун-т. Самара, 2006. 316 с.
- Webster P.F. Design of a 4 ½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output, NASA CR-2659, 1976.
- Cold-air investigation of 4 ½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output. I – Overall Performance / Warren J. Whitney, Frank P. Bebnig, Thomas P. Moffit, Glen M. Hotz // NASA TM X-3498, 1977.
- Cold-air investigation of 4 ½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output. II – Stage Group Performance / Warren J. Whitney, Frank P. Bebnig, Thomas P. Moffit, Glen M. Hotz // NASA TP 1688, 1980.
- Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. URL: ssau.ru (дата обращения 14.12.2016).
- Sigma Technology. URL: <http://www.iosotech.com> (дата обращения 14.12.2016).
- NUMECA, User Manual AutoGrid5 Release 8.4, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.
- Three-stage low pressure compressor modernization by means of optimization methods / E. Goryahkin, G. Popov, O. Baturin, D. Kolmakova // Proceedings of the ASME Turbo Expo, GT2015-43384., 2015.
- Shabliy L.S. and 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, Vol. 9 No. 10, pp. 1849-1853. Scopus: 2-s2.0-84908409319, 2014.
- Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации // Известия Самарского научного центра РАН. 2013. Т.15. № 6(4). С. 1013-1018,
- Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code /M.L. Kuzmenko, I.N. Egorov, Yu.N. Shmotin, P.V. Chupin, K.S. Fedechkin // 6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization, Oxford, UK, 3-4 July, 2006.

OPTIMIZATION OF THE WORKING PROCESS OF THE AXIAL UNCOOLED TURBINE USING 3D NAVIER-STOKES SOLVER

© 2017 G.M. Popov, O.V. Baturin, E.S. Goriachkin, Y.D. Novikova

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

The article presents the results of optimization of the working process of the four-stage uncooled low pressure turbine developed and tested in NASA. The aim of the optimization was to increase efficiency of the turbine on the main operation mode by changing the form of rotor and nozzle blades. For the nozzle vanes in the optimization process changed the angles of the sections, the shape of the midline sections, to make sections in the axial and circumferential directions. For the rotor blades of changing the angles of the cross sections. Numerical model of the turbine was set up in the software NUMECA AutoGrid 5 with the estimated net orderly. Three numerical models with varying thickness have been created. The numerical model was verified by comparing the calculated turbine characteristics with the experimental data. As a result of the verification, it was shown that the established numerical model of the working process of the turbine allows to predict tendencies flow characteristics, although it has a quantitative discrepancy with the experimental data. Also, the numerical model provides grid convergence was chosen. To optimize the workflow used the methodology based on the combined use of a program complex mathematical multi-criteria optimization IOSO and software complex computational fluid dynamics NUMECA Fine / Turbo. Parametric change of rotor blades and nozzle blades was carried out in a specially designed Profiler program. During system optimizations have been set restrictions on the position of the working point of the turbine: the working fluid flow rate should differ by no more than $\pm 0,5\%$ from the reference value; the degree of decompression should differ by no more than $\pm 0,5\%$ from baseline. Two optimization problem was solved with the use of computational mesh with varying density. One problem with the lowest density, the other with the mesh, ensure the implementation of the convergence of grid conditions. Both problems have shown to achieve the same result - increasing the efficiency by 0.8%. comparative analysis of the basic version and an optimized turbine was performed.

Keywords: axial turbine, numerical model, optimization, working process, geometry of blades

Grigorii Popov, Assistant Lecture at the Aircraft Engine Theory Department. E-mail: grishatty@gmail.com

Oleg Baturin, Associate Professor at the Aircraft Engine Theory Department. E-mail: udet@mail.ru

Evgenii Goriachkin, Assistant Lecture at the Aircraft Engine Theory Department. E-mail: goriachkin.e.s@gmail.com

Yulia Novikova, Assistant Lecture at the Aircraft Engine Theory Department. E-mail: y.d.novikova@gmail.com