

8. Павлов, П.А. Динамика вскипания сильно перегретых жидкостей. Свердловск: УРО АН СССР, 1988
9. Ануров, Ю.М. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 / Ануров Ю.М., Пеганов А.Ю., Скворцов А.В. и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – №12. – с.19-24.

Abstract

Despite the intensive research of adiabatic boiling flows there are virtually no data in literature on the size of droplets, formed at the exit of a nozzle after «explosive boiling». The article shows the results of experimental research of the process of leakage of superheated water through short cylindrical channels. The allocation and the size of droplets, formed as a result of the collapse of a flow of superheated water, were presented; the shape and sizes of the flare for water temperature in the range 100 ... 220 °C were described. In addition, the effect of water temperature and form of a channel for consumable nozzle characteristics was studied. The results show that the atomization system using superheated water can realize the dispergation of fluid of quality that meets the requirements of a number of technological processes. The atomization is possible even when using the simplest possible jet. At the same time, possible areas of application of superheated water for atomization are limited by systems, in which there is a constant source of waste energy with temperature of required level. From this point of view, one of the most promising variants of use of superheated water is the realization of contact cooling of cyclic air of gas turbine installations

Keywords: *adiabatic boiling flows, atomization, diameter of a drop*

Визначені параметри Q3D-течії в міжлопаткових каналах для нерухомої та за умови обертання робочої решітки газової турбіни за допомогою розв'язування прямих задач. Спроектвані міжлопаткові канали нових решіток і відповідні їм профілі за допомогою оберненої задачі. Визначений вплив обертання, форми поверхні течії і граничних умов оберненої задачі на геометричні характеристики профілів та на коефіцієнти профільних втрат нових решіток

Ключові слова: *газова турбіна, робоча решітка, профіль, міжлопатковий канал, пряма і обернена задачі*

Определены параметры Q3D-течения в межлопаточных каналах для неподвижной и вращающейся рабочей решетки газовой турбины, используя решения прямых задач. Спроектированы межлопаточные каналы новых решеток и соответствующие им профили с помощью обратной задачи. Определено влияние вращения, формы поверхности тока и граничных условий обратной задачи на геометрические характеристики профилей и на коэффициенты профильных потерь решеток

Ключевые слова: *газовая турбина, рабочая решетка, профиль, межлопаточный канал, прямая и обратная задачи*

УДК 621.165

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОФИЛЕЙ РАБОЧЕЙ РЕШЕТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ

В. П. Субботович

Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник

Кафедра турбиностроения

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Контактный тел.: (057) 707-63-68

E-mail: alex78ua@yahoo.com

1. Введение

Надежность и экономичность проточных частей турбин в значительной степени определяется совершенством сопловых и рабочих решеток. Поэтому проблема создания высокоэффективных, технологических и надежно работающих лопаточных аппаратов

была и остается в центре внимания специалистов, которые занимаются турбиностроением.

На практике при проектировании лопаток используют нормали, ОСТы, атласы экспериментально проверенных профилей с относительно низкими коэффициентами потерь. Их применяют в течение десятков лет, поскольку создать высокоэкономичный профиль – сложная и дорогостоящая исследовательская задача.

При достаточно высоком КПД турбин, достигнутом к настоящему времени, повышать эффективность можно только при использовании в задачах проектирования проточных частей новых методов расчета течения, которые позволяют находить нестандартные решения.

2. Постановка проблемы и ее современное состояние

Анализ конструкций проточных частей современных газовых турбин свидетельствует о том, что основным резервом повышения их КПД есть совершенствование формы лопаток сопловых и рабочих решеток. А турбины низкого давления имеют еще и существенные раскрытия меридиональных очертаний как сопловых, так и рабочих лопаточных аппаратов. Поэтому доводка лопаток в периферийной и корневой зонах решеток – еще одним из путей пополнения этого резерва.

Чрезвычайно сложным является вопрос формирования даже качественного представления о влиянии пространственного поля течения на аэродинамическое качество будущей решетки. В мировой практике проектирования лопаток турбин обратная задача даже для 2D-течения используется очень редко. Одним из самых существенных моментов является необходимость выполнения условия минимума аэродинамических потерь. Но к проектируемой лопатке предъявляются требования, которые вытекают из условий прочности и особенностей технологического процесса ее изготовления. В результате форма лопатки нуждается в изменениях, которые приводят к неминуемому искажению поля течения, которое задавалось во время проектирования.

Прямая задача существенно проще, чем обратная, поскольку все дополнительные требования, которые предъявляются к ее форме, уже учтены во время проектирования. Поэтому почти все решетки проектируются на основе итерационного решения прямой задачи.

В последнее десятилетие при итерационном подходе начали использовать для решения прямой задачи CFD-методы [1, 2]. Следует отметить, во-первых, что есть много сообщений о примерах успешного применения CFD-методов, но есть и не меньше поражений, о которых замалчивается [3]. Во-вторых, применение новых пространственных форм венцов неминуемо приводит к технологическим осложнениям при производстве, а потому оценка стоимость-эффективность для них является обязательной. Достоверность такой оценки в настоящее время может обеспечить только аэродинамический эксперимент.

Для исследования влияния формы поверхности тока и вращения решетки на характеристики течения в ее межлопаточных каналах выбрана рабочая решетка трансзвуковой турбины авиационного турбореактивного двигателя. Прямая задача решалась на цилиндрической поверхности и на нескольких конических поверхностях для неподвижной и вращающейся решетки новым методом [4, 5]. Для решения обратной задачи использовался метод, который позволяет проектировщику по известным полным параметрам рабочего тела, массовому расходу, геометрии одной из линий тока и распределению скорости вдоль нее спроектировать межлопаточный канал и, как конечный результат, ре-

шить задачу построения профиля [6, 7]. При различных граничных условиях обратная задача была решена на тех же конических поверхностях для неподвижной и вращающейся решетки. На конических поверхностях тока прямая и обратная задачи решались для постоянного шага решетки, определяемого по выходной кромке, числе Маха $M_{w_2}=0,8$ и угле входа потока в решетку $\beta_1=50^\circ$. Частота вращения рабочей решетки принималась равной 50000 об/мин.

3. Результаты решения прямых задач на цилиндрической и конической поверхностях

В результате решения прямой задачи на цилиндрической поверхности тока были определены: а) распределение параметров потока в межлопаточном канале; б) коэффициент профильных потерь, вычисляемый с помощью распределения скорости потока по обводам профиля; в) геометрия средней линии тока и распределение скорости вдоль нее, которые служат граничными условиями обратной задачи. Для найденных граничных условий была решена обратная задача на цилиндрической поверхности тока.

Следует отметить, что на точность определения координат профиля, проектируемого с помощью решения обратной задачи, влияет точность задания граничных условий обратной задачи и точность ее решения. А это связано как с точностью задания граничных условий прямой задачи, так и с точностью решения прямой задачи. Для использованных методов решения прямой и обратной задач отличия между координатами исходного профиля и профиля, спроектированного с помощью обратной задачи, отличаются не более чем на $\pm 0,03$ мм.

Обтекание потоком кольцевой решетки под углом в меридиональной плоскости $\gamma > 0$ приводит к повышению профильных потерь. Поэтому, используя метод решения прямой задачи, проведены расчетные исследования обтеканий рабочей решетки с лопатками постоянного по высоте профиля на конических поверхностях вращения.

Углы наклона образующих конических поверхностей, отсчитываемые от оси турбины, приняты равными $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ и на меридиональной плоскости соответствуют сечениям С-С, В-В, А-А (рис 1). Профили лопаток решетки, получаемые в результате сечения ее коническими поверхностями (отпечатки лопаток решетки на конических поверхностях), заметно отличаются от профилей лопаток решетки, полученных при раскесеции решетки цилиндрической поверхностью. Для описания этих отличий определим размер межлопаточного канала на входе в решетку a_1 и размер межлопаточного канала на выходе из решетки (горло) a_2 . При повышении угла наклона γ уменьшается отношение величины входного размера межлопаточного канала a_1 к величине горла канала a_2 , а так же заметно изменяются контуры профилей.

Обтекание потоком кольцевой решетки под углом в меридиональной плоскости $\gamma > 0$ приводит к повышению профильных потерь. Поэтому, используя метод решения прямой задачи, проведены расчетные исследования обтеканий рабочей решетки с лопатками по-

стоянного по высоте профиля на конических поверхностях вращения.

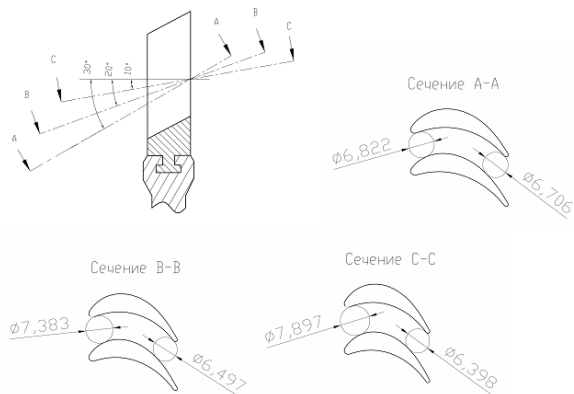


Рис. 1. Отпечатки лопатки на трех поверхностях вращения

Зависимость a_1/a_2 от угла γ имеет характер, близкий к линейному распределению: при сечении решетки цилиндрической поверхностью получаем конфузрный межлопаточный канал с отношением $a_1/a_2=1,3$, а при угле наклона $\gamma=30^\circ$ отношение $a_1/a_2 \approx 1$ и площадь межлопаточного канала практически не изменяется в осевом направлении.

Сначала были решены три прямые задачи на конических поверхностях с углами наклона $\gamma=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ для неподвижной решетки, определены распределения скорости потока вдоль обводов профилей и вычислены коэффициенты профильных потерь $\xi_{пр}$ на основе расчета пограничного слоя интегральными методами: 6,53%; 6,89%; и 8,30%, соответственно. Отметим, что для решетки на цилиндрической поверхности величина коэффициента $\xi_{пр}$ равна 5,50% и подтверждена результатами экспериментальных исследований турбины, проведенными в аэродинамической лаборатории кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ». При увеличении угла γ уменьшается шаг решеток, определяемый по входным кромкам профилей, что уменьшает конфузрность межлопаточных каналов, которые становятся на отдельных участках диффузорными. Это приводит к уменьшению скорости в таких каналах и, следовательно, к повышению толщины потери импульса по обводам профилей.

Далее были решены три прямые задачи на выбранных конических поверхностях при условии, что решетка вращается с частотой 50000 об/мин. Полученные распределения скорости потока вдоль обводов профилей показывают, что для вращающейся решетки на стороне давления скорость потока выше, а на стороне разрежения скорость потока ниже по сравнению с неподвижной решеткой. При изменении углов γ от 0° до 10° коэффициент $\xi_{пр}$ неподвижной и вращающейся решеток увеличиваются с увеличением угла γ на 1% практически линейно. Для диапазона углов $10^\circ < \gamma < 20^\circ$ рост коэффициентов профильных потерь решеток невелик. При углах $\gamma > 20^\circ$ коэффициенты $\xi_{пр}$ неподвижной и вращающейся решеток существенно увеличиваются с ростом угла γ . Для неподвижной и вращающейся решетки коэффициенты $\xi_{пр}$ практически одинаковы при углах наклона поверхности тока $\gamma < 15^\circ$. Дальнейшее увеличение угла γ приводит к

возникновению и практически линейному росту разности коэффициентов профильных потерь. При угле $\gamma=30^\circ$ коэффициент профильных потерь вращающейся решетки 0,43% больше, чем коэффициент профильных потерь неподвижной решетки.

4. Результаты решения обратных задач на конических поверхностях

Несмотря на то, что объектом исследования является рабочая решетка, обратную задачу будем решать для двух случаев: решетка неподвижна и решетка вращается. Необходимые для решения обратных задач на конических поверхностях тока граничные условия – координаты линии тока, соответствующей половине массового расхода в межлопаточном канале, и распределение скорости вдоль этой линии – были определены из решения прямой задачи на цилиндрической поверхности. При различных углах γ задавались одинаковые массовый расход и параметры торможения рабочего тела в сечении перед решеткой.

Для неподвижной решетки решены четыре обратные задачи для углов $\gamma=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ и 50° . На рис. 1 первым трем из этих углов соответствуют сечения С-С, В-В и А-А. В результате решения обратных задач были определены: 1) координаты границ межлопаточных каналов; 2) поля параметров потока внутри межлопаточных каналов; 3) распределение безразмерной скорости потока $\lambda = W_i/W_{кр}$ вдоль обводов профилей; 4) коэффициенты профильных потерь решеток.

Для профилей, спроектированных на конических поверхностях тока с углами наклона $\gamma < 20^\circ$ и исходного профиля для цилиндрической поверхности характер обтекания практически одинаков. И только для профиля, спроектированного на конической поверхности с углом $\gamma=50^\circ$, отличия в характере обтекания можно полагать существенными. Величины коэффициентов профильных потерь решеток профилей, спроектированных на различных поверхностях, практически одинаковы, а именно: $\xi_{пр} = 5,42...5,50\%$. Несущественные отличия величин коэффициентов потерь объясняются тем, что для всех спроектированных решеток характеристики ядра потока (граничные условия обратной задачи) были определены из решения прямой задачи для решетки исходных профилей на цилиндрической поверхности тока. В тоже время, форма межлопаточных каналов спроектированных решеток и, следовательно, профили этих решеток заметно отличаются друг от друга, а именно: с увеличением угла γ площадь профилей уменьшается.

Для вращающейся решетки обратные задачи были решены на конических поверхностях с углами $\gamma=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$. В отличие от неподвижной решетки, для которой изменение угла γ от до 30° практически не влияет на характер обтекания профилей, для вращающейся решетки это влияние существенно: с увеличением угла γ безразмерная скорость потока $\lambda = W_i/W_{кр}$ на стороне давления повышается, а на стороне разрежения падает. При $\gamma=0^\circ$ и 30° разность безразмерных скоростей составляет около 0,1 практически на всем протяжении обводов профилей, исключая входной участок. При этом профильные потери вращающихся решеток практически не отличаются, так как с увеличением угла γ

на стороне давления межлопаточных каналов толщина потери импульса повышается, а в стороне разрежения уменьшается.

Полученные в результате решения обратных задач решетки профилей приведены на рис. 2. Профили для неподвижных и профили для вращающихся решеток заметно отличаются на всех трех конических поверхностях.

Для решеток, спроектированных на конической поверхности с углом наклона $\gamma=10^\circ$, существенные различия контуров профилей наблюдается только в области корытца.

Для решеток, спроектированных на конической поверхности с углом наклона $\gamma=20^\circ$, различия между контурами профилей заметно усиливаются по сравнению с решетками, спроектированными для угла наклона $\gamma=10^\circ$, и имеют место как в области корытца, так и на выпуклой стороне профилей. Входная кромка профилей неподвижной решетки заметно тоньше, по сравнению с входной кромкой профилей, спроектированных для вращающейся решетки.

Дальнейшее увеличение наклона поверхности тока до угла $\gamma=30^\circ$ только увеличивает указанные выше различия между профилями решеток, которые были спроектированы без учета вращения и с учетом того, что решетка вращается.

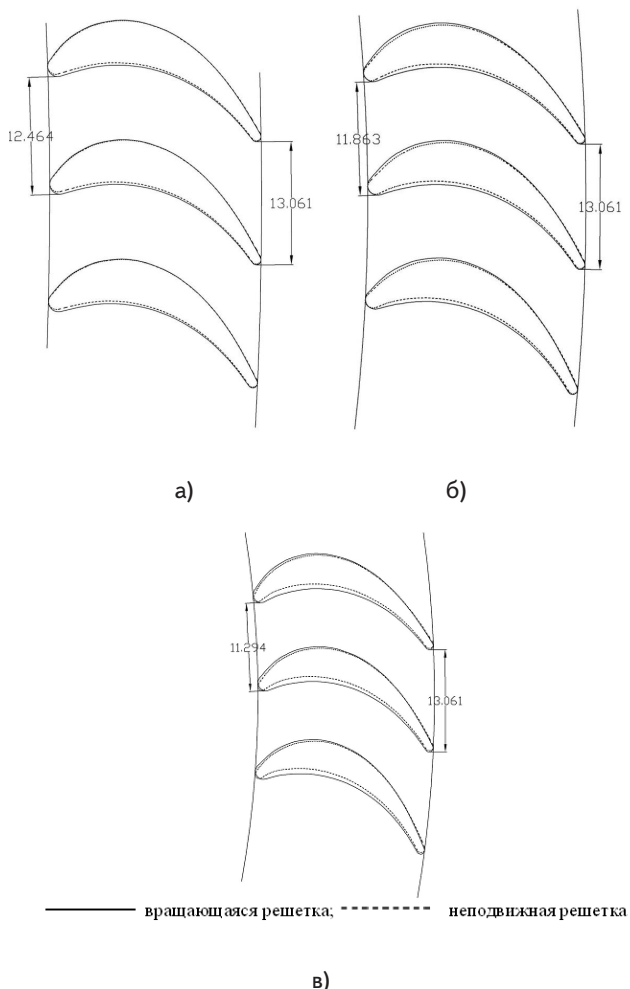


Рис. 2. Решетки профилей: а) — $\gamma=10^\circ$; б) — $\gamma=20^\circ$; в) — $\gamma=30^\circ$

6. Выводы

Новые методы решения прямой и обратной задач профилирования обеспечивают одинаково высокую точность решения обеих задач.

Обтекание турбинной решетки при конических поверхностях тока приводит к изменению конфузурности межлопаточных каналов и влечет за собой значительное увеличение коэффициента профильных потерь решетки.

При конических поверхностях тока с углами наклона более 20° вращение решетки существенно влияет на величину профильных потерь.

Форма профилей решеток, построенных на основе решения обратных задач на различных конических поверхностях тока, но при одинаковых характеристиках ядра потока, зависит как от угла наклона поверхности тока, так и от того, является ли решетка неподвижной или вращающейся.

Профильные потери в неподвижных и вращающихся решетках профилей, построенных на основе решения обратных задач при одинаковых граничных условиях, взятых из решения прямой задачи на цилиндрической поверхности, практически равны и не зависят от угла наклона поверхности, выбранного при проектировании решетки.

Литература

1. Van den Braembussche R.A. Turbomachinery component design by means of CFD [Text] // Task Quarterly Journal. – 2002. – Vol.6, No 1. – P.39–61.
2. Бойко, А.В. Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака – Харьков: НТУ “ХПИ”, – 2012. – 210 с.
3. Horlock J.H., Denton J.D. A Review of some design practice using CFD and a current perspective. GT2003-38973. ASME TURBO EXPO 2003
4. Субботович, В.П. Задача расчета скорости на поверхности лопатки турбомашин как задача оптимизации [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2004. – № 12. – С.101–106.
5. Субботович, В.П. Постановка и метод решения обратной задачи для определения формы межлопаточных каналов кольцевых решеток турбомашин [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2005. – № 29. – С.49–56.
6. Субботович, В.П. Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомашин на поверхности вращения [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, Ф.К. Там // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2008. – № 6. – С.41–46.
7. Субботович, В.П. Обратная задача теории решеток на осесимметричной поверхности тока [Текст] / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, Ф.К. Там // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2009. – № 3. – С.56–61.

Abstract

Application of existing methods of solution of direct and inverse problems for the 3D-flow at optimal design of turbomachinery grids is associated with big problems, and the method of solution of the inverse problem even for the Q3D-flow, which takes into account the characteristics of the organization of the process of optimization search, opens up new possibilities for the design. The causes for the development of a new method were also positive results of experimental studies of the grid of the nozzle profiles with wavy shapes of trough and back, designed via the inverse problem for the 2D-current, which were conducted by the author.

The direct and inverse problems for the Q3D-flow were divided into separate subtasks that could have been solved in any order or simultaneously. This provided the possibility to control any part of the designed blade in terms of strength and technological effectiveness, which could significantly reduce design time. The individual subtasks were solved by the methods of nonlinear programming that did not require storage of significant amounts of information.

The parameters of the flow in the interblade channels for the fixed and rotating working grid of a gas turbine were determined, using the direct problem. Applying the inverse problem the interblade channels of grids were designed and the effect of rotation of the form of the surface of current and the aerodynamic boundary conditions on the coefficient of the profile losses of the grid and the geometric characteristics of profiles was shown.

Keywords: gas turbine, working grid, profile, interblade channel, direct and inverse problems

УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛОБМІН ПУЧКІВ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Наведено результати експериментальних досліджень конвективного теплообміну шахових пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 5000 до 70000. Запропоновано узагальнену залежність для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі таких пучків. Показано, що коефіцієнт C_q при числі Рейнольдса в рівнянні подібності залежить від геометричних характеристик пучків та труб

Ключові слова: труба, пучок, рівнорозвинена поверхня, теплообмін, узагальнення, розрахунок

Приведены результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена шахматных пучков труб с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 5000 до 70000. Предложена обобщенная зависимость для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи таких пучков. Показано, что коэффициент C_q при числе Рейнольдса в уравнении подобия зависит от геометрических характеристик пучков и труб

Ключевые слова: труба, пучок, равноразвитая поверхность, теплообмен, обобщение, расчет

Є.М. Письменний

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри*

Контактний тел.: (044) 406-86-18

E-mail: evgnik@i.com.ua

В.А. Рогачов

Кандидат технічних наук, доцент*

О.М. Терех

Кандидат технічних наук, старший науковий

співробітник*

Контактний тел.: (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

В.І. Коньшин

Кандидат технічних наук, доцент*

Д.С. Омельчук

Магістрант*

*Кафедра атомних електростанцій і

інженерної теплофізики

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056