

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук,
М.В. БУРЛАКА, аспирант

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ПОСТРОЕНИЕ ПАРАМЕТРИЗОВАННЫХ СЕТОК ДЛЯ ТРЕХМЕРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

Описані основні етапи і необхідний інструментарій для тривимірною оптимізації лопаток турбіни. Порівняні криві Без'є різних порядків, та визначені необхідні параметри для параметризації турбінних лопаток. Розглянута параметризація розрахункових сіток. Порівнюються результати розрахункових досліджень на різних сітках між собою та з експериментальними даними.

Basic stages and necessary toolkit for three-dimensional turbine blade's optimization are described. Bezier curves of different orders are compared and necessary parameters for turbine blade's parameterization are determined. The grid parametrization is considered. The results of settlement researches on various grids are compared against themselves and experimental data.

Введение

В современном турбиностроении повышение КПД проточных частей путем усовершенствования плоских решеток профилей достигло предела. В связи с этим наметилась тенденция повышения КПД проточных частей турбин путем трехмерной оптимизации турбинных лопаток [1], которая позволяет повышать КПД лопаток за счет уменьшения суммарных (вторичных и профильных) потерь путем трехмерной деформации пера лопатки, включая различного рода навалы, скручивания, масштабирование и т.д. При этом, форму плоских профилей, составляющих лопатку, можно принять неизменной в целях уменьшения количества параметров оптимизации. В качестве основного инструмента моделирования течения в решетках используются методы вычислительной гидрогазодинамики (*CFD*), которые позволяют решать уравнения, описывающие трехмерные вязкие течения сжимаемой жидкости [2].

Для проведения трехмерной оптимизации турбинных лопаток необходимо наличие целого комплекса программ:

- построения параметризованных трехмерных моделей лопаток;
- построения параметризованных трехмерных сеток;
- задания граничных условий, параметров модели турбулентности, расчетной схемы и самого расчета (препроцессор);
- *CFD*-решатель;
- анализа и обработки результатов расчета (постпроцессор);
- управляющая программа.

Геометрическое моделирование лопаток, как правило, проводится в *CAD*-программах. Построители сеток, решатели, пре- и постпроцессоры являются стандартными составными частями коммерческих *CFD*-пакетов. По ряду причин воспользоваться предоставляемыми возможностями коммерческого программного обеспечения для трехмерной оптимизации лопаток достаточно проблематично. Поэтому для успешного решения задачи отдельные программные модули должны быть реализованы самостоятельно в виде достаточно узко специализированных программ и

обеспечен универсальный интерфейс к возможностям *CFD*-решателей с целью организации эффективного процесса поиска оптимального решения.

Данная работа посвящена параметризации формы турбинной лопатки, разработке параметризованных расчетных сеток для расчета течений в решетках, выбору эффективного интерфейса для обмена данными с решателями и сравнению результатов, которые получаются на сетках различной топологии.

Параметризация турбинных лопаток

Будем рассматривать поверхность лопатки как совокупность заданных плоских сечений, на которые натягивается поверхность, получаемая с помощью глобальной интерполяции неоднородными рациональными *B*-сплайнами (*NURBS*) [3]. Плоские сечения привязаны в характерных точках (например, центры тяжести, центры скруглений входных и выходных кромок) к некоторой кривой, называемой кривой стекинга. Предлагаемая параметризация трехмерной лопатки заключается в деформации кривой стекинга по некоторому закону, определяемому небольшим количеством параметров. При любом заданном сочетании этих параметров координаты поверхности лопатки могут быть восстановлены с любым заданным разрешением путем перестроения интерполяционного сплайна.

В качестве параметрической кривой будем использовать кривую Безье 3-го, 4-го порядка или ее модификации, а также, в частном случае, прямую, как кривую Безье 1-го порядка [3].

На рис. 1 показаны разновидности параметрических кривых, которые можно использовать для параметризации турбинных лопаток.

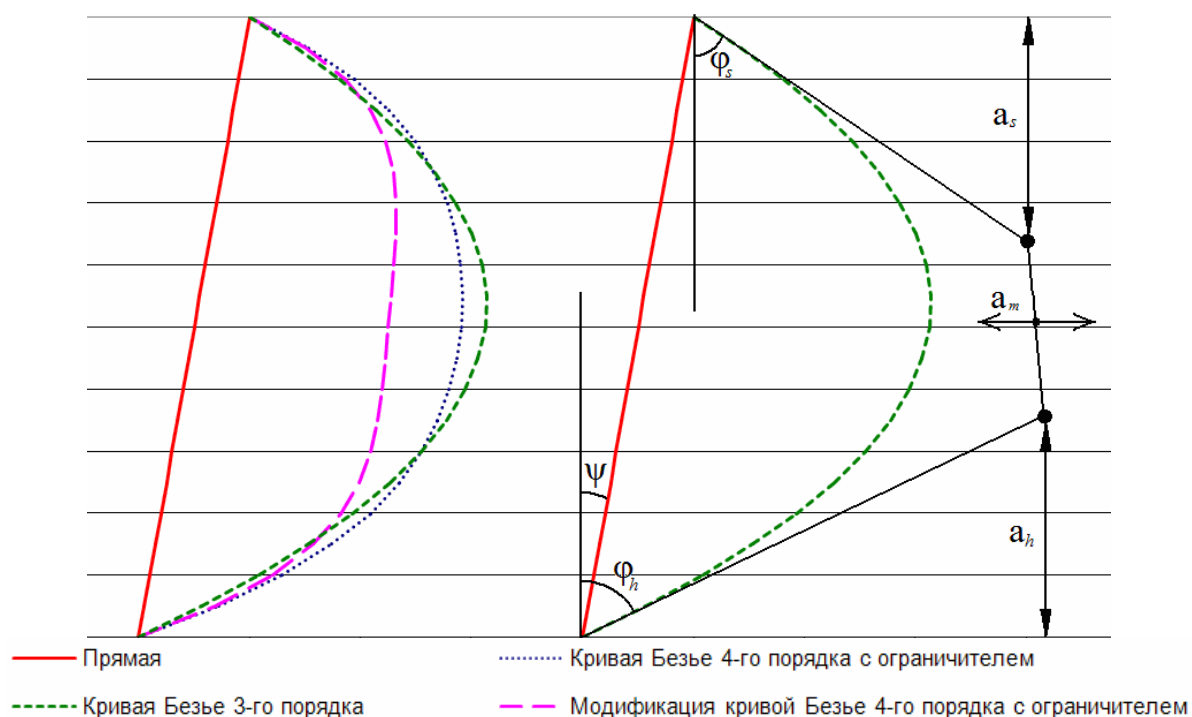


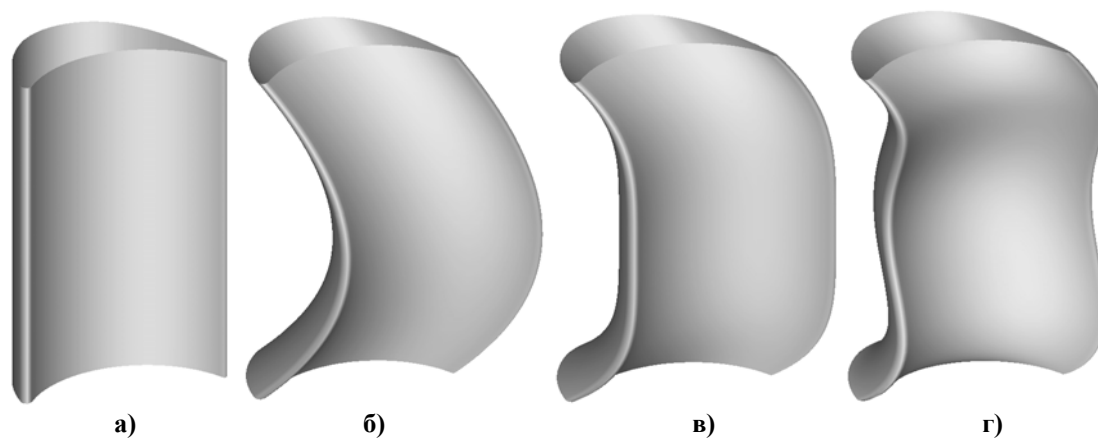
Рис. 1. Параметрические кривые

Для задания кривой Безье в зависимости от ее размерности требуется различное количество параметров, полностью задающих кривую. На рис. 1 так же показаны параметры, задающие кривую Безье соответствующего порядка. Во всех

рассмотренных нами случаях конец кривой у корня зафиксирован в исходном положении, поэтому параметр, характеризующий положение указанной точки кривой, опускается. Учитывая сказанное, для задания кривой Безье первого порядка (отрезка прямой) необходим один параметр ψ . Для задания кривой Безье третьего порядка необходимо четыре параметра ϕ_h , ϕ_s , a_h , a_s плюс параметр ψ , характеризующий смещение свободного конца кривой. При использовании кривой 3-го порядка лопатка искривляется по всей своей высоте. Представляется очевидным, что в некоторых случаях нет необходимости искривлять всю лопатку, а достаточно лишь искривить ее только у корня и на периферии. Искривить лопатку локально на периферии и у корня позволяет кривая Безье 4-го порядка. Для задания кривой Безье 4-го порядка вводится дополнительный параметр a_m , характеризующий искривление кривой в середине лопатки, однако в связи с особенностями кривой Безье 4-го порядка вводится зависимость этого параметра от четырех или двух параметров задающих кривую Безье. Введение такой зависимости позволяет получать желаемую форму кривой стекинга, причем количество параметров, полностью задающих кривую, будет таким же, как для кривой 3-го порядка. При необходимости можно добавлять к a_m смещение по середине кривой.

Искривление кривой стекинга может производиться независимо в окружном и осевом направлениях. В этом случае количество параметров должно быть удвоено. Таким образом, при использовании предлагаемого метода общее количество параметров составит от 2 до 12. Геометрическое моделирование лопатки, включая параметризацию формы поверхности, реализовано в программе TOpGrid, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ». Программа обеспечивает ввод информации, необходимой для построения поверхности лопатки, из файлов известного формата.

Примеры параметрических лопаток, показанные на рис. 2, демонстрируют возможности, которые предоставляет программа TOpGrid для вариации формы поверхности турбинных лопаток.



а – исходная лопатка; **б** – кривая 3-го порядка; **в** – кривая 4-го порядка с ограничителем;
г – кривая 4-го порядка с ограничителем и смещением

Рис. 2. Параметрические лопатки

Параметризация расчетных сеток

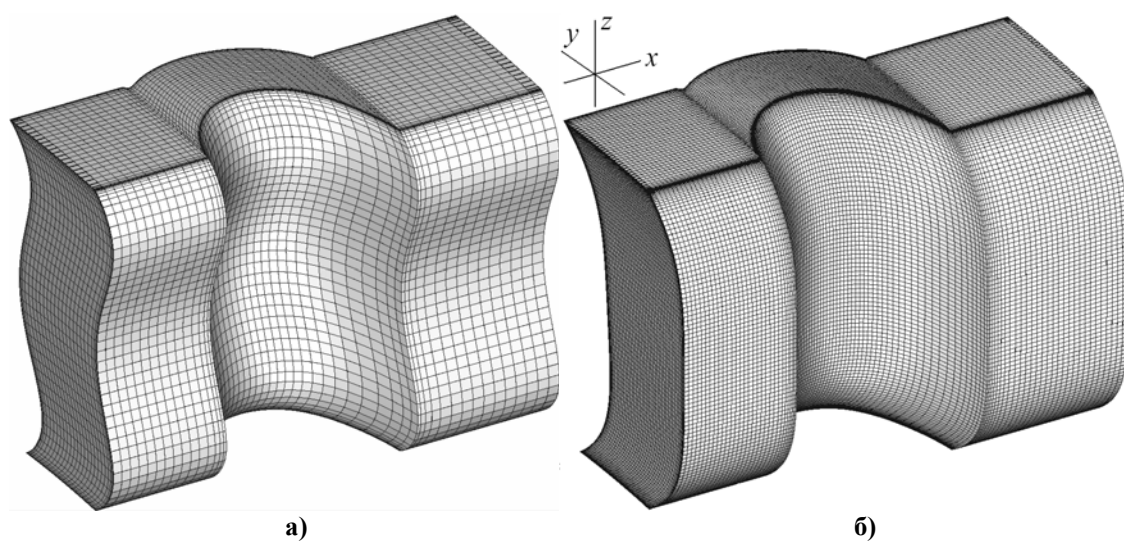
Для трехмерной оптимизации с использованием *CFD* необходима параметризованная сетка, которая помимо параметров геометрической модели

поверхности лопаток зависит от ряда дополнительных параметров, которые тем или иным образом могут повлиять на сетку.

Расчетные сетки для расчета вязких течений должны быть достаточно густыми во всей области течения и сгущаться вблизи стенок канала. При сгущении сеток следует принимать во внимание параметр y^+ , зависящий от высоты ближайшего к стенке элемента сетки, числа Рейнольдса и модели турбулентности, а также разницу в размерах соседних элементов, которая для современных расчетных схем не должна отличаться более чем в 1,5 раза.

Программа TOrGrid дает возможность строить структурированные H -сетки в межлопаточных каналах достаточно произвольной геометрии. Сгущение может осуществляться по экспоненциальной или степенной зависимостям, в каждую из которых входят по три переменные, изменением которых можно влиять на сгущение. Путем выбора зависимости и варьирования таких переменных достигаются требования к сетке в сгущаемой области при достаточно широком диапазоне варьирования количества элементов сетки. Помимо указанных выше возможностей данная программа позволяет изменять и задавать необходимую длину участков перед лопаткой и за ней.

На рис. 3 показаны трехмерные параметризованные сетки: вариант «а» для конфигурации лопатки «г» на рис. 2, и вариант «б» для конфигурации лопатки «в» на рис. 2. На показанных сетках сгущение в направлении оси X произведено с использованием экспоненциальной зависимости, а в направлениях осей Y и Z с использованием степенной зависимости.



а – сетка 200000 элементов; б – сетка 720000 элементов

Рис. 3. Параметризованная сетка для расчета межлопаточного канала

Следует отметить, что все вышеописанное можно сделать и в других (в том числе, и коммерческих) построителях сеток. Однако одним из достоинств разработанной нами программы является, то, что приемлемого качества сетку можно получить буквально в одно нажатие кнопки. Вариант сетки «б» на рис. 3 был построен за 18 секунд. В других построителях сеток, которые мы тестировали, на это требовалось десятки минут ручного манипулирования над параметрами сетки плюс сам процесс машинного построения (расчета) сетки, длительность которого могла

достигать полу часа и даже более. Последняя особенность сторонних строителей сеток существенно ограничивает их использование в задачах трехмерной оптимизации.

Еще одним из существенных достоинств разработанной нами программы является использование формата данных *CGNS* (*CFD General Notation System*) [4] для экспорта данных для расчетов в *CFD*-пакетах. Этот формат данных является наиболее общим форматом представления расчетных данных в *CFD*. Он позволяет хранить различного рода информацию, которая может быть использована на любом из этапов численного моделирования: геометрию, как одиночной лопатки, так и всей проточной части, расчетные сетки, граничные условия, информацию о моделях турбулентности, расчетной схеме, параметрах расчета, историю процесса сходимости, результаты расчета и т.д. Этот формат данных в той или иной степени поддерживается всеми крупнейшими организациями, которые занимаются разработкой различного рода *CFD* пакетов. Имеется свободно распространяемое программное обеспечение для просмотра файлов этого формата. Использование этого формата данных позволяет использовать для расчетов любой решатель, который поддерживает формат *CGNS* и, в принципе, обходиться без привлечения сторонних строителей сеток, пре- и постпроцессоров. Предоставляемые программой *TOPGrid* файлы формата *CGNS* с построенной трехмерной сеткой без проблем считываются *CFD* программами, а сетки полностью воспринимаются *CFD*-решателями.

Сравнение результатов полученных на различных сетках

Для оценки возможности использования наших сеток при расчетах течения в каналах турбинных лопаток была проведена серия расчетов с целью выявления степени отличий в результатах, которые получаются при использовании сеток, которую строит *TOPGrid* (для простоты далее сетка 1) и сетки, которую позволяет построить программа от одного из известного разработчика *CFD* пакетов (сетка 2).

Результаты сравнивались с данными, приведенными в статье [5].

Сравнение для простоты производится в двумерной постановке. Подтверждение того что, сетка 1 не хуже сетки 2, дает основание утверждать, что для 3-х мерного случая сетка будет не менее качественной.

На рис. 4 показаны сравниваемые двумерные сетки, на которых производились расчеты. Обе сетки имеют около 30000 элементов.

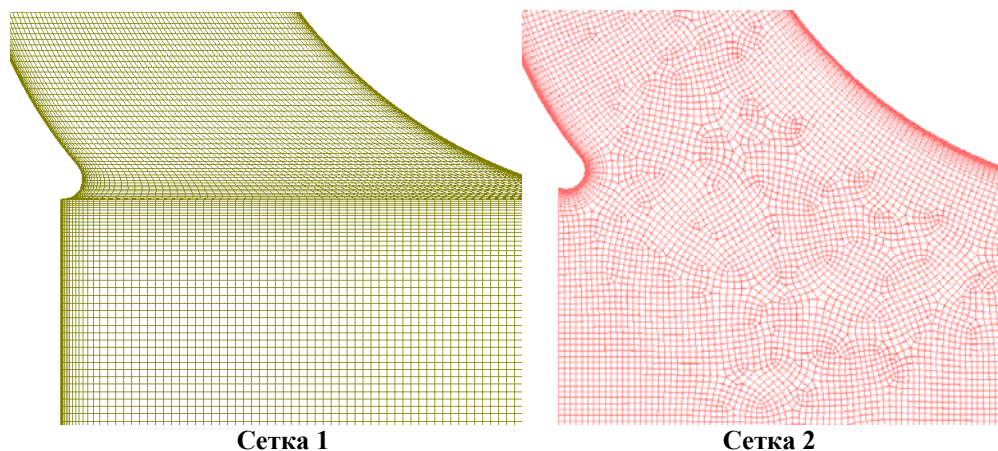


Рис. 4. Двумерные сетки, построенные различными программами

Для активных рабочих лопаток при разных углах натекания производилось сравнение расчетов и эксперимента по следующим величинам:

- распределение локального коэффициента потерь за выходными кромками;
- интегральный коэффициент профильных потерь;
- действительный угол выхода потока из решетки.

На рис. 5 представлены распределения локальных коэффициентов профильных потерь при режиме истечения $M_{2r} = 0,51$. При номинальном угле натекания потока получена четкая картина ядра потока и кромочных следов, как и в работе [6]. Распределения локальных коэффициентов $\zeta_{пр}$ полученные численно в [5] и на новых сетках достаточно близки к экспериментальным. Различия в распределениях потерь объясняются тем, что сетка 1 и сетка 2 различны между собой топологически из-за разных подходов к их построению. Очевидно, что полностью идентичные результаты можно получить только на полностью одинаковых сетках. Усредненные по шагу коэффициенты профильных потерь на сетке 2 равны для 1ММК 3,46 %, для P2 3,62 %, на сетке 1 для 1ММК 3,55%, для P2 – 3,7% а в эксперименте, соответственно, 3,04 % и 3,27 %. Хотя результаты численных расчетов незначительно отличаются между собой, разница потерь между профилями P2 и 1ММК остается приблизительно одинаковой. Результаты расчетов на сетке 1 на других углах натекания имеют схожее различие между профилями 1ММК и P2.

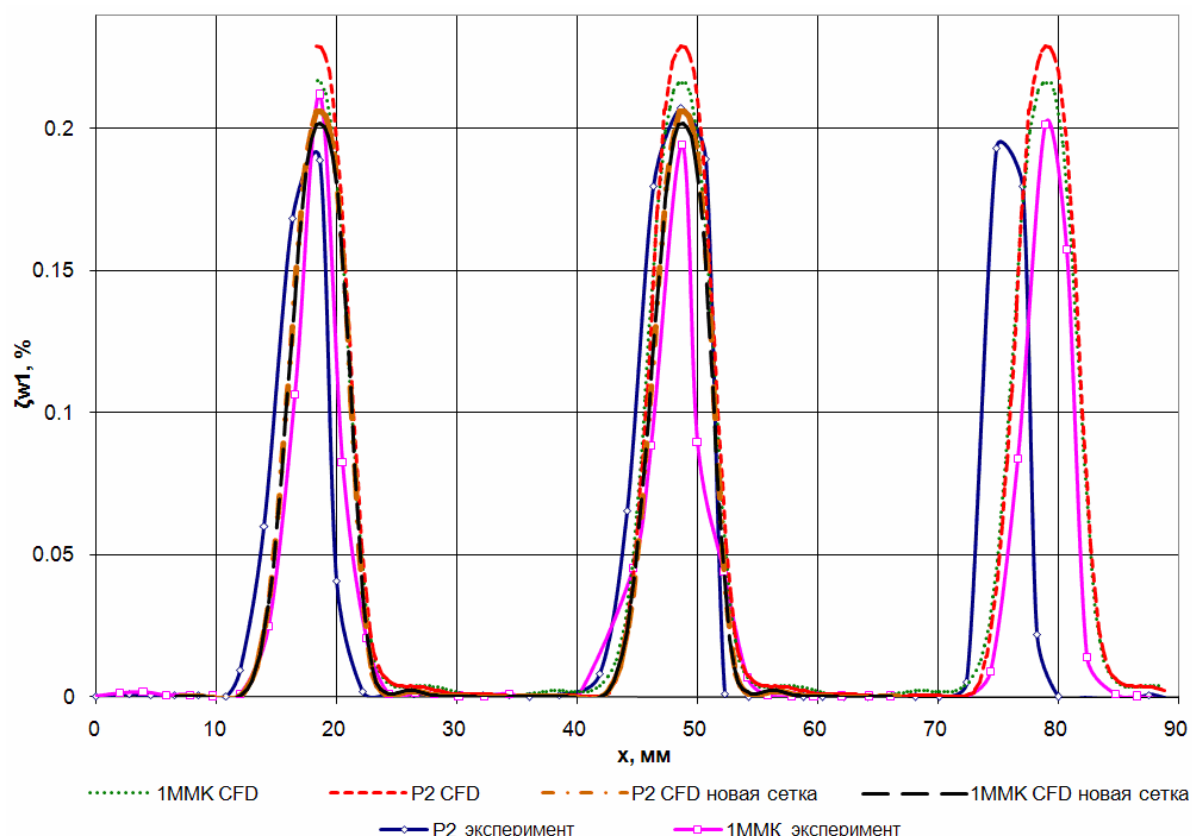


Рис. 5. Распределение локальных коэффициентов профильных потерь за выходными кромками

Данные по действительным углам выхода потока из турбинной решетки при угле натекания 30 градусов приведены в табл. 1. Из таблицы видно, что для сетки 1 расчетные углы отличаются от экспериментальных в меньшей степени, чем для сетки 2.

Таблица 1. Действительные углы выхода потока из турбинной решетки

| Источник данных | P2 эксп. | 1ММК эксп. | P2 CFD1 | 1ММК CFD1 | P2 CFD2 | 1ММК CFD2 |
|-------------------|----------|------------|---------|-----------|---------|-----------|
| Угол выхода, град | 21,05 | 21 | 21,12 | 21,08 | 20,45 | 20,67 |

Выводы:

1. Предложен алгоритм параметризации турбинной лопатки, позволяющий получать различные ее формы в трехмерной постановке. Программная реализация данного алгоритма может быть использована при нахождении оптимальной формы лопатки.

2. Разработан алгоритм и создана программа построения структурированных *H*-сеток в межлопаточных каналах построенных по изложенной методике турбинных лопаток, дающие возможность автоматически по экспоненциальной или степенной зависимости производить сгущение сеток вблизи стенок канала. Программа на порядок сокращает время построения сеток по сравнению с широко применяемыми построителями. Реализован экспорт данных в наиболее общий формат *CGNS* для их считывания в *CFD*-пакетах и дальнейших манипуляций с ними.

3. Проведена серия расчетов в каналах турбинных решеток с использованием предлагаемого построителя сеток и широко применяемого, а так же сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ». Результаты сравнения убедительно подтвердили возможность использования разработанной программы TopGrid в качестве эффективного построителя качественных сеток при трехмерной оптимизации турбинных лопаток.

Литература

1. *Ершов С.В., Шапочка А.Ю.* Пространственное профилирование лопаточных аппаратов турбинной ступени на основе решения задач трехмерного вязкого течения и оптимизации // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков: Ин-т проблем Машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2000. – С. 171-178.

2. *Chung T.J.* Computational Fluid Dynamics. – Cambridge University Press, 2002. – 1012 с.

3. *Les Piegl, Wayne Tiller.* The NURBS Book. Springer, 1996.

4. CGNS Project Group, «The CFD General Notation System Standard Interface Data Structures», Version 2.5, 7 Nov 2007.

5. *Бойко А.В.* О возможности замены физического эксперимента на плоской решетке турбинных лопаток вычислительным / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 36-43.

6. *Мельтюхов В.А.* Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений: Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1986. – 167 с.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., 2008

Параллельно-последовательное интегрирование уравнений движения потока и лопаток позволяет получить корректную оценку обмена энергии в турбинной ступени с учетом аэродемпфирования и механического демпфирования.

Трехмерное нестационарное транзвуковое течение вязкого газа через ступень осевой турбомашины описывается полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, представленной в дивергентной форме во вращающейся с постоянной угловой скоростью ω декартовой системе координат [7]:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} + H = \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + \frac{\partial Q}{\partial z}, \quad (1)$$

где U – символический вектор консервативных переменных, E, F, G и R, S, Q – символические векторы невязких и вязких потоков соответственно, H – источниковый член в неинерциальной системе координат.

Применение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (1) требует дополнительных «замыкающих» соотношений для описания турбулентных (рейнольдсовых) напряжений. В данной работе для расчета «вязких» потоков применена алгебраическая двухслойная модель турбулентности Болдвина-Ломакса [8].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода описывается системой независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [9]

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t), \quad (2)$$

где h_i – коэффициент механического демпфирования i -й моды; ω_i – собственная частота i -й формы; λ_i – модальная сила, соответствующая перемещению по i -й форме, которая рассчитывается на каждой итерации по мгновенному распределению давления на поверхности лопатки.

Определив модальные коэффициенты q_i из системы дифференциальных уравнений (2), получим перемещение и скорость лопатки в виде

$$u(x, t) = \sum_i U_i(x) q_i(t), \quad \dot{u}(x, t) = \sum_i \dot{U}_i(x) q_i(t),$$

где $U_i(x)$ – вектор перемещения лопатки по этой моде.

В общем случае направляющий аппарат (НА) и рабочее колесо (РК) содержат неравное число лопаток произвольной конфигурации. Учитывая неперIODичность потока в окружном направлении из-за колебаний лопаток, следует в расчетную область включать все лопатки НА и РК.

На рис. 1 показан фрагмент тангенциального корневого сечения турбинной ступени.

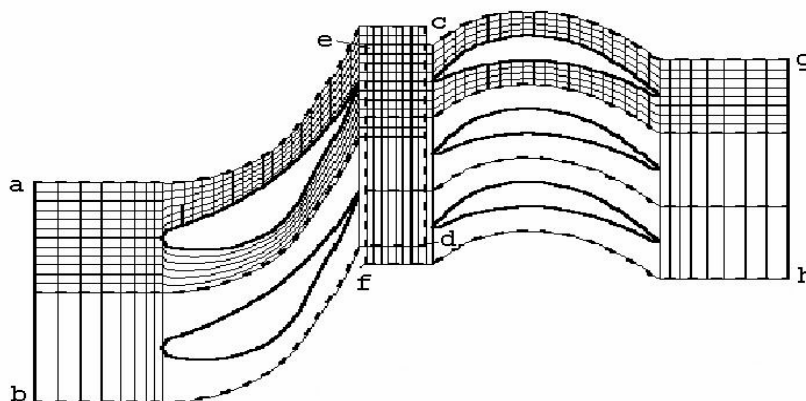


Рис. 1. Тангенциальное сечение турбинной ступени

Расчетная область делится на две подобласти ($abcd$) и ($efgh$), имеющие общую часть в осевом зазоре. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики описываются в абсолютной или относительной системах координат, жестко связанных с неподвижным направляющим аппаратом или вращающимся рабочим колесом соответственно.

Пусть статор и ротор содержат z_1 и z_2 лопаток соответственно. Очевидно, что в каждый момент времени структура потока в турбинной ступени характеризуется периодичностью с минимальным угловым шагом

$$T_{\min} = \frac{2\pi}{z_1 - z_2}(k_1 - k_2),$$

где k_1 и k_2 – взаимно простые натуральные числа, пропорциональные z_1 и z_2 соответственно ($z_1:z_2 = k_1:k_2$).

В этом случае расчетная область имеет угловую протяженность в окружном направлении, равную T_{\min} , и включает k_1 – межлопаточных каналов статора и k_2 – межлопаточных каналов ротора.

Разностная сетка разбивается на $(k_1 + k_2)$ – сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу статора или ротора.

В свою очередь, каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной H – O сетки для каналов статора и ротора (рис. 2). При этом внешняя H –сетка остается неподвижной в течение всего расчета, а внутренняя O –сетка перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму так, что ее внешние узлы остаются неподвижными, а внутренние жестко связаны с колеблющейся лопаткой.

Дискретная форма уравнений (1) получена с использованием разностной схемы Годунова 2-го порядка точности, обобщенной на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [10]:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\Delta t} [3U^{n+1}\Omega^{n+1} - 4U_n\Omega_n + U_{n-1}\Omega_{n-1}] + [(-U_n w_n + E - R)\sigma]_{i+1} - \\ & - [(-U_n w_n + E - R)\sigma]_i + [(-U_n w_n + F - S)\sigma]_{j+1} - [(-U_n w_n + F - S)\sigma]_j + \\ & + [(-U_n w_n + G - Q)\sigma]_{k+1} - [(-U_n w_n + G - Q)\sigma]_k + H_n \Omega_n = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

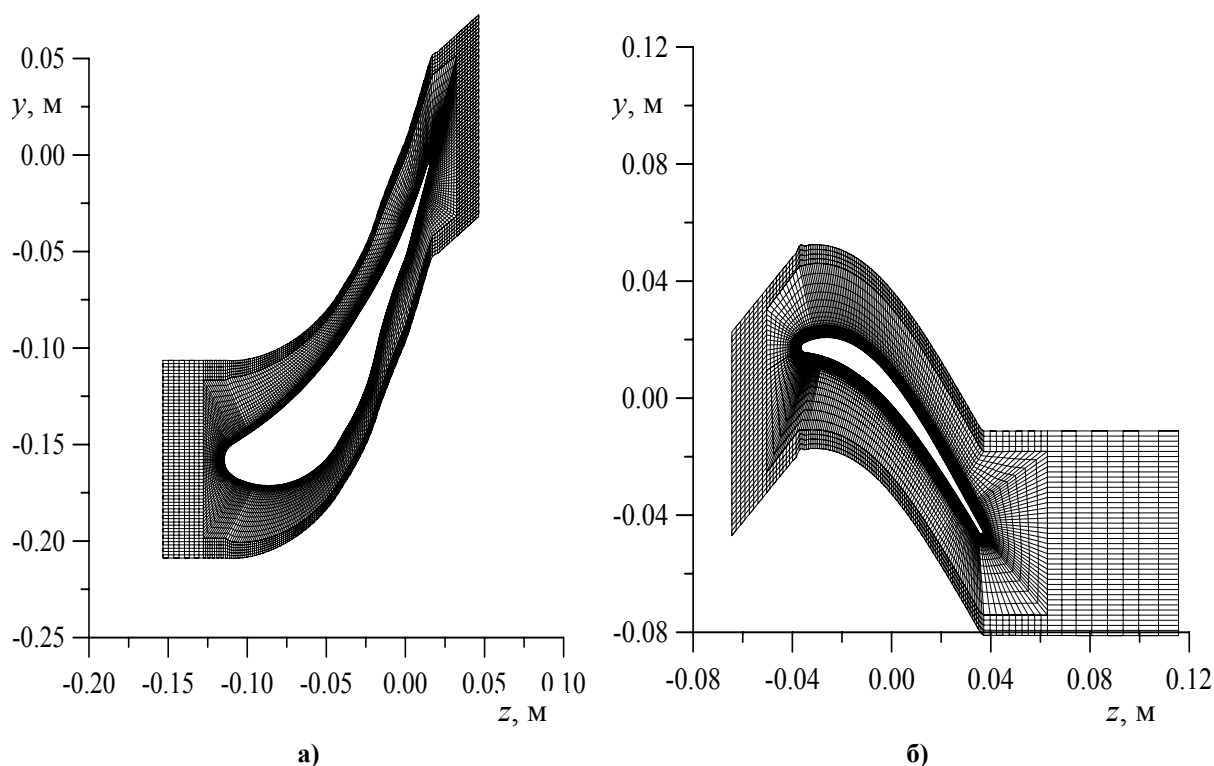
Здесь нижние и верхние индексы соответствуют «старым» и «новым» ячейкам; σ и w_n – площадь и нормальная скорость центра грани. Газодинамические параметры на «средних» гранях находятся из решения задачи Римана о распаде произвольного разрыва.

Полная система уравнений Навье-Стокса (1) в нестационарной постановке является параболически-гиперболической по времени и пространству.

Для большинства течений при высоких числах Рейнольдса поле потока на бесконечности перед твердым телом подобно течению идеального газа. Поэтому при расчете течений вязкого газа в турбинной ступени граничные условия на входной и выходной границах расчетной области основаны на одномерной теории характеристик для нестационарного потока, т.е. аналогично граничным условиям для системы уравнений Эйлера.

Принимается, что нестационарные возмущения в потоке вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных нагрузок, а поток на бесконечности перед направляющим аппаратом и

за рабочим колесом предполагается содержащим лишь малые отклонения от невозмущенного потока.



а – среднее сечение лопатки статора; б – среднее сечение рабочей лопатки

Рис. 2. Тангенциальные сечения разностной сетки межлопаточных каналов статора и ротора

В общем случае, принимая, что осевая скорость во входном и выходном сечениях расчетной области является дозвуковой, граничные условия определяются заданием приходящих на границы волн фиксированными значениями параметров потока, т.е. во входном сечении задаются полное давление p_0 , полная температура T_0 и углы потока в тангенциальном и меридиональном сечениях β , γ ; на выходной границе – статическое давление p_2 .

Полная система граничных условий может быть представлена в виде:

– на входе в ступень

$$T_0 = T_0(x, y), p_0 = p_0(x, y), \alpha = \alpha(x, y), \gamma = \gamma(x, y), d\left(v_3 - \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0;$$

– на выходе за рабочим колесом

$$p = p(x, y), dp - a^2 dp = 0, dv_1 - (\omega^2 r - 2\omega v_2) dt = 0, \\ dv_2 + 2\omega v_1 dt = 0, d\left(v_3 + \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0.$$

На «твердых» стенках расчетной области задаются:

– условие «прилипания» $\vec{v} = \vec{v}_w$, где \vec{v}_w – скорость перемещения стенки в рассматриваемой системе координат;

– тепловой поток q_w , в частности, для адиабатической стенки $q_w = 0$;

– соотношение для давления, полученное проектированием на нормаль к стенке уравнения сохранения импульса

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \text{grad}_n \tau.$$

Переход решения от момента времени t к моменту $t + \Delta t$ рассчитывается для каждого из лопаточных венцов (статор и ротор) с учетом их относительного положения и газодинамических параметров на предыдущем временном слое.

При переходе от абсолютной системы координат (статор) к относительной (ротор) и наоборот статические параметры не изменяются, а полные параметры и кинематические характеристики определяются соотношениями

$$i_{0c} - v_{2c} \omega r = i_{0\omega} - \frac{(\omega r)^2}{2} = \text{const}, \quad \frac{p_{0w}}{p_{0c}} = \left(\frac{T_{0w}}{T_{0c}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{\rho_{0w}}{\rho_{0c}} \right)^k,$$

$$v_{1w} = \cos \varphi (v_{1c} - \omega r \sin \varphi_c) - \sin \varphi (v_{2c} + \omega r \cos \varphi_c),$$

$$v_{2w} = \sin \varphi (v_{1c} - \omega r \sin \varphi_c) + \cos \varphi (v_{2c} + \omega r \cos \varphi_c),$$

где индексы «с» и «w» соответствуют абсолютной и относительной системам координат; индекс «0» определяет полные параметры; φ_c – угловая координата центра ячейки; φ – угол между неподвижной и вращающейся системами координат.

Шаг интегрирования Δt определяется из условия устойчивости разностной схемы (3) и может быть представлен в виде

$$\Delta t = \frac{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}}{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} + \tau_{x_1} \cdot \tau_{x_3} + \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}}, \quad \tau_{x_i} = \frac{h_{x_i \min}}{\max(|\bar{v}_i| + a, a - |\bar{v}_0|)},$$

где $i = 1, 2, 3$; a – скорость звука.

Численная дискретизация задачи при интегрировании связанной системы уравнений (1), (2) заключается в параллельном решении на каждом шаге по времени аэродинамической и динамической задач с обменом результатов расчета каждой из задач на предыдущей итерации в качестве исходных данных на последующей итерации. В качестве таких данных в динамической задаче используются мгновенные аэродинамические нагрузки, полученные из решения аэродинамической задачи на предыдущем временном слое, в аэродинамической задаче принимаются в качестве граничных условий новые положение и скорости колебаний лопаток, полученные из решения динамической задачи.

Для подтверждения достоверности предложенного метода проведено сопоставление численных результатов с экспериментальными данными для 4-й и 11-й стандартных конфигураций [11], которое показало удовлетворительное согласование осредненных и нестационарных характеристик [7].

Численный анализ проведен для последней ступени паровой турбины мощностью 200 МВт с длиной рабочей лопатки $L = 765$ мм и соотношением чисел лопаток статора и ротора $z_1:z_2 = 56:84$ ($k_1:k_2 = 2:3$).

Рассматривались два режима работы последней ступени: номинальный – с постоянным по окружности противодавлением и частичный – с повышенным и неравномерным по окружности давлением за рабочим колесом.

Расчеты выполнены для режимов с параметрами:

– на входе в турбинную ступень $p_0 = 12800$ Па, $T_0 = 323$ К;

– на выходе за рабочим колесом $p_2 = 2300$ Па ($p_2/p_0 = 0,18$) – номинальный режим; $p_2 = 9000$ Па ($p_2/p_0 = 0,7$) – частичный режим.

Колебания рабочих лопаток определялись с учетом первых десяти собственных форм колебаний и механического демпфирования. Значения собственных частот и