

УДК 621.165

**А.В. БОЙКО**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО**, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**М.В. БУРЛАКА**, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

## МЕТОДЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ НАВАЛА НАПРАВЛЯЮЩИХ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

Наведено найпоширеніші способи складного навалу турбінної лопатки. Описано постановку завдання оптимізації напрямних кільцевих турбінних решіток з використанням двох методів скривлення лопатки по висоті при збереженні витрати через неї. Розроблено алгоритм оптимізації напрямних кільцевих турбінних решіток з обмеженням на витрату робочого тіла. Проведено дослідження залежності ефективності розробленого алгоритму оптимізації, при двох методах скривлення лопатки по висоті, від відношення  $a/l$ . Описано фізику явищ, за рахунок впливу на які відбувалося збільшення аеродинамічної ефективності турбінних решіток при використанні складного навалу лопатки.

The most widely-distributed ways of a turbine blade complex lean are resulted. The statement of optimization problem of a turbine guide blade rim with use of two methods of a blade leaning on an altitude is presented at conservation of the mass flow rate through it. The algorithm of a turbine guide blade rim optimization with limitation on the mass flow rate of a working fluid is developed. It is carried out research of efficiency relation of the developed algorithm of optimization, at two methods of a blade leaning on an altitude, from the relation  $a/l$ . Physics of the phenomena is presented, due to effect on which there was an increase in aerodynamic efficiency of a turbine blade at use of it complex lean.

### Введение

В современном турбостроении повышение КПД проточных частей (помимо усовершенствования плоских решеток профилей) осуществляется путем трехмерной оптимизации турбинных лопаток. Оптимизация предполагает рассмотрения многих конфигураций объекта оптимизации. В качестве основного инструмента моделирования течения в решетках используются методы вычислительной гидродинамики (*CFD*) [1]. Такая трехмерная оптимизация позволяет повышать КПД венцов за счет уменьшения суммарных потерь, в частности путем применения сложного тангенциального навала. Сложный тангенциальный навал осуществляется, как правило, одним из двух способов – это искривление лопатки по всей высоте [2] или искривление лопатки у корня и периферии с сохранением прямолинейного среднего участка лопатки [3]. Однако до сих пор не ясно, не смотря на достаточно большое количество работ в этой области, какой из этих способов является более предпочтительным.

В данной работе представлены результаты исследования эффективности указанных способов искривления лопатки по высоте, путем проведения оптимизации направляющей кольцевой турбинной решетки с использованием этих подходов. Все оптимизационные исследования проводились со строгим ограничением на расход в оптимальных решетках, равным расходу, проходящему через исходную решетку.

### Постановка задачи оптимизации

В данной статье искривление лопатки по высоте осуществлялось путем смещения привязанных к линии стекинга сечений в тангенциальном направлении. По ним воспроизводилась трехмерная лопатка с использованием неоднородных рациональных *B*-сплайнов (*NURBS*). Профили лопаток в процессе оптимизации не изменялись.

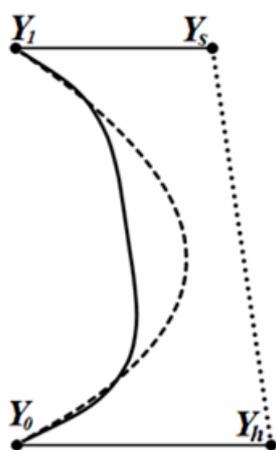


Рис. 1. Кривая стекинга с параметрами ее искривления

Исходным объектом оптимизации является изолированная кольцевая турбинная решетка с цилиндрическими лопатками. Профили лопатки у корня и на периферии не смещались в ходе оптимизации. Варьируемые параметры, однозначно определяющие форму пера лопатки, представляют собой отнесенные к высоте лопатки смещения в тангенциальном направлении у корня  $Y_h$  и на периферии  $Y_s$ , а также угол установки всей лопатки. На рис. 1 изображены два способа построения кривой стекинга, первый – с использованием упрощенной кривой Безье 3-го порядка (пунктирная линия), второй – с упрощенной кривой Безье четвертого порядка с ограничителем (сплошная линия) [4]. Упомянутое упрощение заключалось в использовании нормированной высоты лопатки  $\bar{l}$  в качестве параметра кривой Безье, что позволило уменьшить в два раза количество параметров определяющих форму [5].

Формулы, по которым определялась кривая стекинга, приведены ниже (формула (1) – для упрощенной (модифицированной) кривой Безье третьего порядка, формула (2) – для упрощенной (модифицированной) кривой Безье четвертого порядка).

$$P(Y, \bar{l}) = (1 - \bar{l})^3 Y_0 + 3\bar{l}(1 - \bar{l})^2 Y_h + 3\bar{l}^2(1 - \bar{l}) Y_s + \bar{l}^3 Y_1; \quad (1)$$

$$P(Y, \bar{l}) = (1 - \bar{l})^4 Y_0 + 4\bar{l}(1 - \bar{l})^3 Y_h + 16\bar{l}^2(1 - \bar{l})^2 Y_m + 4\bar{l}^3(1 - \bar{l}) Y_s + \bar{l}^4 Y_1, \quad (2)$$

где

$$Y_m = \frac{3}{16}(Y_0 + Y_1). \quad (3)$$

В формуле (2) определение параметра  $Y_m$  по уравнению (3), позволило получать кривую стекинга с прямолинейным участком в средней части лопатки и уменьшить количество параметров до двух. В соответствии с постановкой задачи,  $Y_0$  и  $Y_1$  оставались неизменными в ходе оптимизации. Для удобства далее по тексту искривление лопатки по кривой третьего порядка будет называться – «метод 1», по кривой четвертого порядка – «метод 2» соответственно.

Примеры параметрических лопаток показаны на рис. 2.

В работе [5], показано, что применение сложного тангенциального навала, приводит вместе с повышением эффективности к увеличению расхода через решетку. Однако при оптимизации лопаточных аппаратов ступени необходимо выдерживать постоянство расхода исходного и оптимизированного вариантов. В связи с этим появляется необходимость введения, по крайней мере, одного дополнительного параметра, характеризующего ограничение по расходу в процессе оптимизации.

В данной статье таким дополнительным параметром был принят угол установки профиля, вернее его изменение  $\Delta\beta_y$  (рис. 2), варьируя которым можно добиться поставленной цели – сохранить исходное значение расхода. Лопатка центрировалась по входной кромке и ее поворот (изменение угла установки) осуществлялся относительно входной кромки. Причем положительное значение  $\Delta\beta_y$  соответствовало повороту лопатки в направлении против хода часовой стрелки.

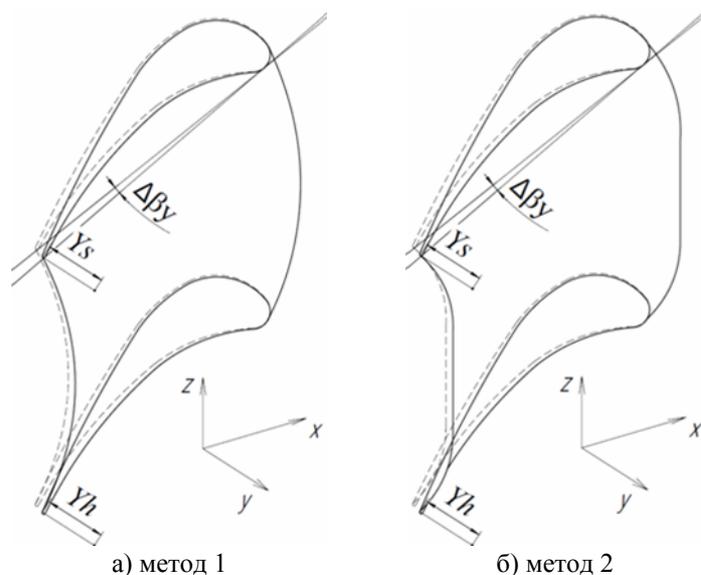


Рис. 2. Параметрическая форма турбинной лопатки

пера лопатки, построение расчетного объема, разбивка его на элементы и экспорт в универсальный формат *CGNS* [6] выполнялись по специализированной, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ», программе *TopGrid* [4].

Программа *TopGrid* 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. Основными достоинствами программы *TopGrid*, является быстрое автоматическое построение качественных сеток для *CFD*-расчетов, что является не маловажным при проведении большого количества расчетов, а также возможность ее использования в сочетании с различными *CFD*-решателями. Выбор параметров сетки и методика проведения расчетов соответствовали рекомендациям работы [4].

Для повышения вычислительной эффективности в алгоритмах поисковой оптимизации осуществляется замена математических моделей, основанных на законах, описывающих реальные физические явления и процессы в лопаточном аппарате (*CFD*) на их аппроксимационные зависимости – формальные макромодели (ФММ). При создании ФММ критерия качества используются методы теории планирования эксперимента. Применение трехуровневых планов Бокса-Бенкена [7] и насыщенных планов Рехтшафнера [8] при планировании численных экспериментов позволяет получать ФММ в виде полного квадратичного полинома, обеспечивающего достаточно точное описание функции отклика в выбранном гиперкубе:

$$P_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = B_1x_1^2 + B_2x_2^2 + \dots + B_nx_n^2 + B_{n+1}x_1^2 + B_{n+2}x_2^2 + \dots + B_{2n}x_n^2 + B_{2n+1}x_1x_2 + B_{2n+2}x_2x_3 + \dots + B_{3n}x_mx_n + B_{3n+1}, \quad (4)$$

где  $m = 1, 2, 3, \dots, n - 1$  и  $m \neq n$ .

Таким образом, в результате обработки спланированного эксперимента создается ФММ критерия качества как функции геометрических параметров. Очевидно, что анализируя полученные значения коэффициентов  $B_i$  полинома (4),

Плоскость, где рассчитывались параметры потока, на выходе из решетки находилась непосредственно за выходной кромкой.

Таким образом, задача оптимизации формулировалась следующим образом: необходимо найти такие значения управляющих параметров  $Y_h$ ,  $Y_s$  и  $\Delta\beta_y$ , при которых кольцевая турбинная решетка имеет минимальные интегральные потери кинетической энергии при фиксированном расходе через нее.

Деформация и поворот

можно судить о степени влияния варьируемых параметров на значение целевой функции.

В последнее время методы планирования эксперимента широко используются в оптимизационных алгоритмах [9, 10]. Для создания ФММ предварительно с использованием *CFD* рассчитываются значения компонент векторов наблюдений в соответствии с планом вычислительного эксперимента. Каждая точка плана представляет собой соответствующую комбинацию конструктивных параметров. Обработка векторов наблюдений в соответствии с теорией планирования эксперимента позволяет создавать ФММ (путем определения коэффициентов  $B_i$ ) целевой функции, использование которой дает возможность уменьшить время поиска оптимальных решений на два порядка (как показали расчетные тестовые исследования).

Для нашей задачи с тремя варьируемыми параметрами (для обоих методов искривления) ФММ функции цели  $F(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y)$  и функции ограничения  $G(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y)$  будут иметь вид следующих полиномов:

$$F(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y) = B_1 Y_h^2 + B_2 Y_s^2 + B_3 \Delta\beta_y^2 + B_4 Y_h + B_5 Y_s + B_6 \Delta\beta_y + B_7 Y_h Y_s + B_8 Y_h \Delta\beta_y + B_9 Y_s \Delta\beta_y + B_{10}; \quad (5)$$

$$G(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y) = C_1 Y_h^2 + C_2 Y_s^2 + C_3 \Delta\beta_y^2 + C_4 Y_h + C_5 Y_s + C_6 \Delta\beta_y + C_7 Y_h Y_s + C_8 Y_h \Delta\beta_y + C_9 Y_s \Delta\beta_y + C_{10}. \quad (6)$$

Оптимальные варианты, которые получались в результате оптимизации с использованием ФММ, в каждом случае пересчитывались по *CFD*. Значения целевых функций и функций ограничения отличались незначительно, удовлетворяя заданным требованиям к точности.

В качестве рабочего тела во всех расчетах задавался воздух. Угол натекания потока соответствовал геометрическому углу входа решетки. Параметры потока на входе и выходе из решетки были одинаковыми во всех расчетах, которым соответствовало дозвуковое течение с изоэнтропическим числом Маха на выходе из решетки 0,5.

Оптимизация лопаток кольцевых направляющих турбинных решеток производилась отдельно от ступени. Вопрос о корректности такой оптимизации, был решен путем сравнения КПД исходной ступени и КПД ступени с изолированно оптимизированной направляющей решеткой. *CFD* расчетом было установлено, что КПД ступени с оптимальной направляющей лопаткой выше КПД ступени, снабженной цилиндрической лопаткой.

#### **Алгоритм оптимизации**

Процесс оптимизации проводился в соответствии со следующим алгоритмом:

1. Создается план вычислительного эксперимента. В заданном диапазоне варьирования параметров, описывающих линию стекинга, назначаются точки, в которых будут производиться расчеты.

2. Строятся лопатки, соответствующие параметрам точек плана, а также создаются расчетные области и сетки.

3. Определяются значения функции цели для каждого сочетания параметров. Для этого проводятся *CFD* расчеты и пост-процессинг результатов.

4. Определяются коэффициенты полного квадратичного полинома функции цели, и функции ограничения в заданном диапазоне варьируемых параметров. С использованием ЛП-поиска находится минимальное значение  $F(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y)$  при условии что  $|G(Y_h, Y_s, \Delta\beta_y) - G_{исх}| < \varepsilon$ .

5. При необходимости изменяется диапазон варьируемых параметров. В случае если минимум функции цели оказывается на границе диапазона варьирования параметров, последний смещается в сторону этой границы. Если минимум функции цели попадает внутрь диапазона, он сужается, а за новый центр диапазона принимается точка минимума функции цели.

После изменения диапазона повторяются пункты 1–5 до тех пор, пока минимальное значение функции цели не оказывается внутри диапазона варьирования, а ее расчетные значения не совпадают с заданной точностью с полученными на предыдущей итерации.

6. Контрольный *CFD* расчет течения в оптимальной турбинной решетке для сравнения с результатами, полученными на последнем шаге.

### Результаты оптимизации турбинных лопаток

По предложенному и разработанному алгоритму оптимизации были проведены оптимизационные исследования направляющей кольцевой турбинной решетки с профилями ТС-1А при разных  $a/l$  ( $a$  – горло решетки,  $l$  – высота лопатки). Изменялась только высота решетки, при прочих равных условиях. Горло решетки было практически постоянным. Его незначительное изменение связано с небольшим варьированием угла установки профиля в процессе выдерживания ограничения на расход рабочего тела.

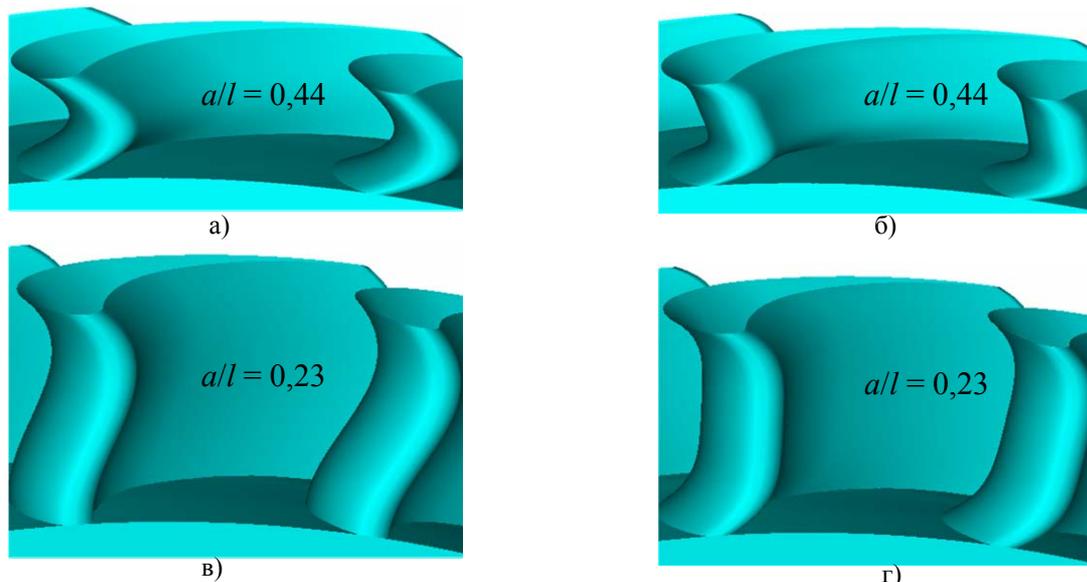
В табл. 1 приведены результаты оптимизационных расчетов по рассматриваемому алгоритму, которые свидетельствуют о возможности снижения интегральных потерь кинетической энергии в кольцевой турбинной решетке при определенных  $a/l$ . В целом эффективность алгоритма с применением обоих описанных выше методов искривления существенно зависит от  $a/l$  и чем оно больше, тем эффективность метода оптимизации значительнее. На наиболее коротких лопатках некоторое преимущество имеет метод 1. При  $a/l = 0,23$  более эффективным оказался способ искривления лопатки по методу 2. При отношении  $a/l = 0,16$  ни один из способов искривления лопатки для повышения ее аэродинамической эффективности при сохранении расхода уже не дает заметного положительного эффекта.

Таблица 1

Результирующие данные оптимизационных исследований

$a/l$	Вариант	$Y_s$	$Y_h$	$\Delta\beta_y$	$\zeta, \%$	$\Delta\zeta, \%$	$G, \text{кг/с}$
0,44	исх.	0	0	0	6,4648	—	0,288864
	метод 1	0,4949	0,7985	0,2485	6,0806	0,3842	0,288905
	метод 2	0,4980	0,8564	0,1541	6,1987	0,2661	0,288914
0,23	исх.	0	0	0	5,4588	—	0,603025
	метод 1	0,4085	-0,0379	0,0816	5,3566	0,1022	0,603049
	метод 2	0,4068	0,4078	0,1427	5,3132	0,1456	0,602973
0,16	исх.	0	0	0	4,96975	—	0,906475
	метод 1	0	0	0	4,96975	—	0,906475
	метод 2	0	0	0	4,96975	—	0,906475

Оптимальные решетки, полученные в результате оптимизации, показаны на рис. 3.



«а» и «в» – метод 1; «б» и «г» – метод 2

Рис. 3. Оптимизированные направляющие кольцевые турбинные решетки

На рис. 4 видно, что применение сложного навала, как по методу 1, так и по методу 2 привело к изменению распределения коэффициента потерь по высоте канала за решеткой по сравнению с исходной решеткой.

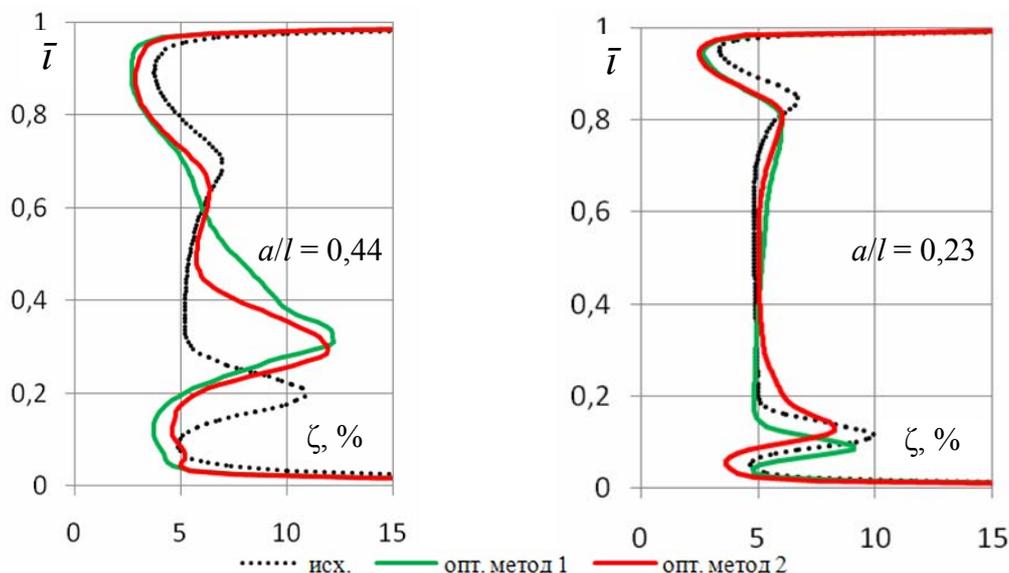


Рис. 4. Распределение коэффициента потерь по высоте на выходе из решетки

Вариантам «а», «б» и «г» на рис. 3 соответствуют распределения по высоте коэффициента потерь (рис. 4), характеризующиеся увеличенными зонами с минимальными потерями и смещенными пиками потерь к ядру потока. Из приведенных на рис. 3 оптимизированных лопаток выделяется вариант «в», которому соответствует распределение по высоте коэффициента потерь со смещением к ядру потока периферийного пика потерь, и некоторое смещение корневого пика потерь ближе к корню.

В общем, по характеру распределения коэффициента потерь видно, что уменьшение интегральных потерь на выходе из решетки достигается за счет увеличения областей с минимальными значениями коэффициента. Ниже по тексту будет приведено объяснение формирования этих областей и механизма их увеличения.

#### Анализ причин повышения аэродинамической эффективности

Рассмотрим течение в исходной решетке при  $a/l = 0,23$ . Сравнивая поле полного давления при значениях  $\bar{t} = 0,96$  и  $\bar{t} = 0,5$  на исходной лопатке (рис. 5), можно увидеть, что толщина пограничного слоя в родственных областях заметно меньше на высоте  $\bar{t} = 0,96$  лопатки, чем в ядре потока.

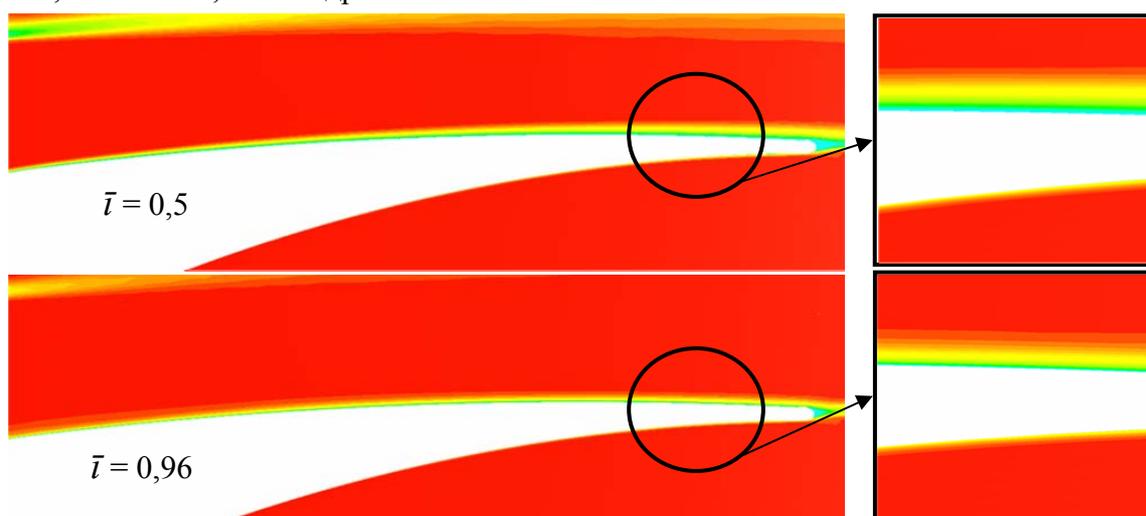


Рис. 5. Поле полного давления в исходной решетке

В то же время в формировании потерь на лопатке толщина пограничного слоя на ее спинке играет существенную роль. Это хорошо согласуется с графиками распределения коэффициента потерь по высоте лопатки (рис. 4). Следует отметить, что в работе [11], при экспериментальном исследовании пространственной структуры были получены графики коэффициента потерь за решеткой с подобным характером распределения по высоте.

Объяснение уменьшенной толщины пограничного слоя в указанных местах у периферии и корня можно дать на основании анализа течения по спинке лопатки (рис. 6). На рис. 6 линией  $S$  обозначена линия отрыва канального вихря. Этот термин позаимствован с работы [12], в которой достаточно подробно описана пространственная структура течений в турбинной решетке. Эта линия является линией разграничения двух основных пограничных течений на спинке лопатки: 1) течение вдоль лопатки от входной кромки до выходной; 2) поперечное течение, приходящее с торцов канала и за счет своей инерции проникающее на лопатку (это течение представляет собой части периферийного и корневого канальных вихрей). Таким образом, на спинке лопатки существуют области с различно сформированными пограничными слоями. Это и

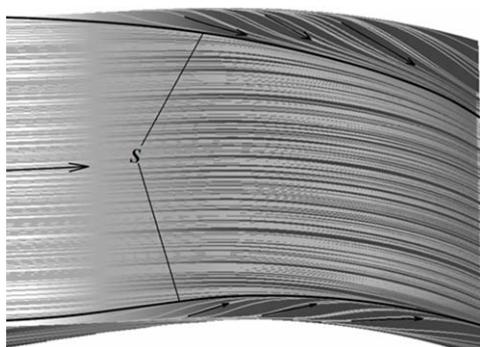


Рис. 6. Линии тока на спинке исходной лопатки

объясняет различную толщину пограничного слоя в соответствующих местах на спинке лопатки.

В итоге можно сделать важный вывод: канальный вихрь приводит к образованию на спинке лопатки вплоть до линии  $S$  пограничного слоя меньшей толщины, чем толщина пограничного слоя от обтекания лопатки основным потоком. Вслед за этим выводом следует вывод о том, что вторичные течения приносят не только отрицательный эффект но и положительный, и при правильном распределении структуры потока можно использовать это явление при создании оптимальных форм турбинных лопаток.

Из последних соображений вытекает механизм уменьшения аэродинамических потерь за турбинной решеткой при использовании оптимального сложного навала – сложный навал приводит к смещению линии  $S$  в сторону ядра потока и, следовательно, к увеличению зон с малыми потерями.

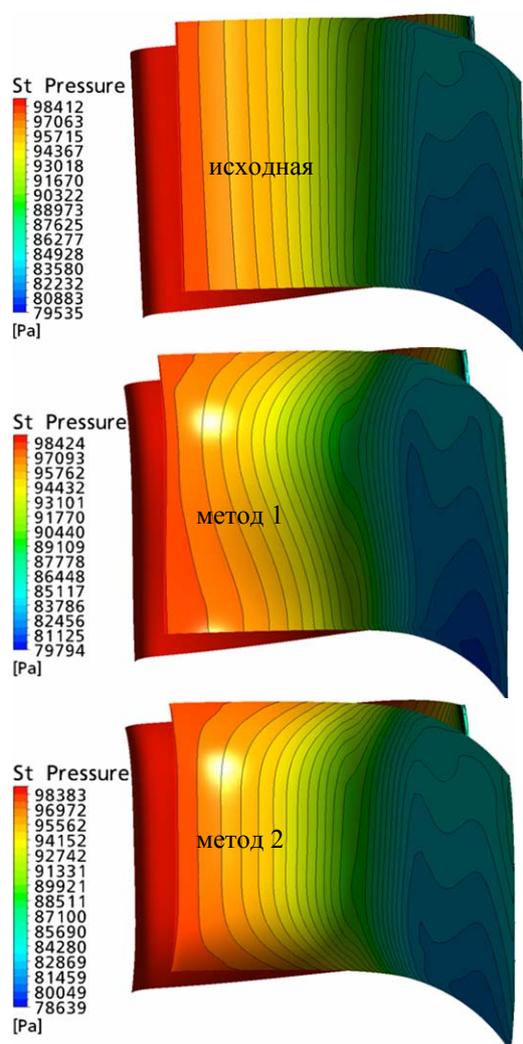


Рис. 7. Поле статического давления на спинке лопатки при  $a/l = 0,23$

соотношением  $a/l$ . Следовательно, для универсализации алгоритма необходимо применение такого способа искривления лопатки, который мог при необходимости переходить от метода 1 к методу 2 и наоборот.

Рассмотрим механизм смещения линии  $S$  при использовании сложного тангенциального навала. На рис. 7 показаны поля статического давления на спинке исходной и оптимизированных лопаток. Как видим, на спинке исходной лопатки статическое давление по высоте практически не меняется вплоть до горла решетки. Применение сложного навала привело к появлению поперечно-радиального градиента давления вдоль высоты лопатки в местах искривления лопатки по высоте. Результатом данного аэродинамического эффекта является некоторое смещение седловой точки от стороны давления лопатки к стороне разрежения, следовательно, к более раннему сходу канального вихря с торца на лопатку. В свою очередь сошедший на лопатку вихрь под действием поперечно-радиального градиента давления на лопатке несколько смещается в сторону ядра потока, что приводит к увеличению части течения на спинке лопатки с меньшим пограничным слоем, чем в ядре потока.

Таким образом предложенный алгоритм оптимизации позволяет находить оптимальное положение линии отрыва канального вихря на спинке лопатки путем применения сложного навала. Эффективность алгоритма может меняться в зависимости от метода искривления лопатки по высоте, рациональные области применения которых определяются

Очевидно, что наряду с искривлением лопатки по высоте большую роль в формировании поперечно-радиального градиента давления на спинке лопатки играет форма профиля в соответствующих местах. Последнее утверждение требует проведения детального исследования совместного влияния, на течение в турбинной решетке, сложного тангенциального навала и формы профиля в соответствующих сечениях лопатки.

### Заключение

1. Предложен метод и алгоритм оптимизации кольцевых направляющих решеток осевых турбин, позволяющий его использование при различных *CFD*-решателях за счет использования формата *CGNS* для хранения расчетных сеток. Использование данного метода и алгоритма для создания высокоэффективных ступеней турбин с большими  $D_{cp}/l$  дает возможность заметно повысить КПД цилиндров высокого давления мощных паровых турбин.

2. Описаны аэродинамические явления, приводящие к повышению эффективности решетки, что в дальнейшем позволит совершенствовать подходы к пространственной аэродинамической оптимизации решеток осевых турбомашин.

3. Дальнейшее совершенствование решеток осевых турбин возможно путем рассмотрения комплексной задачи оптимизации, включающей в себя как оптимизацию сложного навала лопатки, так и оптимизацию формы ее профилей по нескольким сечениям.

**Список литературы:** 1. *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: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 36-43. 2. *Keranen J.* Comparison of Compound Lean Nozzles and Controlled Flow Nozzles at Off-Design, The topic of the Thesis has been confirmed by the Departmental Council on 4th April 2003. 3. *Beer W.* Numerical Optimization of a High pressure Nozzle Blade using a Genetic Algorithm, Dr.Sci. Tech dissertation. – Wien, 2006. 4. *Бойко А.В.* Построение параметризованных сеток для трехмерной оптимизации турбинных лопаток / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 6-12. 5. *Бойко А.В.* Численное исследование влияния сложного тангенциального навала на характеристики кольцевой реактивной турбинной решетки / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 18-22. 6. *CGNS Project Group, 2007, «The CFD General Notation System Standard Interface Data Structures» Version 2.5.* 7. *Box E.P.* Some new three-level Design for the Study of Quantitative Variables / E.P. Box, D.W. Behnken // Technometrics. – 1960. – 2, № 4. – P. 455-475. 8. *Rechtschaffner R.L.* Saturated fraction of 2n and 3n factorial design // Technometrics. – 1967. – № 9. – P. 569-575. 9. *Kawagishi H.* Development of Global Optimization Method for Design of Turbine Stages / H. Kawagishi, K. Kudo // Proceedings of GT2005 ASME Turbo Expo 2005. – June 6-9. – 2005. – Nevada, USA, GT2005-68290. – 9 p. 10. *Prado P.* Preliminary Multidisciplinary Design Optimization System: a Software Solution for Early Gas Turbine Conception / P. Prado, Y. Panchenko, J.-Y. Trepanier and C. Tribes // Proceedings of GT2005 ASME Turbo Expo 2005. – June 6-9. – 2005. – Nevada, USA, GT2005-69021. – 8 p. 11. *Гукасова Е.А.* Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин / Е.А. Гукасова, М.И. Жуковский, Л.М. Зысина-Моложен и др. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 167 с. 12. *Сивердинг* Современные достижения в исследовании основных особенностей вторичных течений в каналах турбинных решеток // Энергетические машины и установки. – 1985. – № 2. – С. 1-13.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., 2010  
Поступила в редколлегию 17.02.10