УДК 533.697:621.51

Ю. А. КВАША, Н. А. ЗИНЕВИЧ

К АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧИХ КОЛЕС СВЕРХЗВУКОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

В работе рассматривается актуальный вопрос уменьшения вычислительных затрат при аэродинамической оптимизации лопаточных венцов осевых компрессоров, когда для расчета функции цели используется численное моделирование течения на основе полных осредненных уравнений Навье–Стокса. Целью работы является проверка работоспособности предлагаемой авторами экономичной методики аэродинамической оптимизации рабочих колес сверхзвуковых компрессорных ступеней. Методика предполагает применение достаточно “грубых” расчетных сеток при численном моделировании пространственного турбулентного потока воздуха в рабочих колесах. Эти сетки должны, однако, выбираться так, чтобы сохранять чувствительность результатов расчета к изменению геометрических параметров лопаточного венца. Критерии качества формулируются как осредненные по расходу воздуха величины энергетических характеристик рабочего колеса. Поиск оптимальных геометрических параметров лопаток проводится с использованием точек равномерно распределенных последовательностей в пространстве параметров. Для расчетных исследований по проверке работоспособности методики было выбрано рабочее колесо Rotor-37 сверхзвуковой компрессорной ступени. На примере указанного высоконагруженного рабочего колеса показано, что уже при сравнительно небольшом числе точек равномерно распределенной последовательности могут быть выбраны улучшенные по сравнению с прототипом сочетания варьируемых геометрических параметров лопаток колеса. Достоверность этого вывода подтверждена последующим расчетом энергетических характеристик исходного и оптимизированного колеса на подробной расчетной сетке. Полученные результаты могут быть использованы при аэродинамической оптимизации геометрических параметров лопаточных венцов компрессорных ступеней.

У роботі розглядається актуальне питання зменшення обчислювальних витрат при аеродинамічній оптимізації лопаткових вінців осьових компресорів, коли для розрахунку функції цілі використовується числове моделювання течії на основі повних осереднених рівнянь Нав’є–Стокса. Метою роботи є перевірка працездатності пропонованої авторами економної методики аеродинамічної оптимізації робочих коліс надзвукових компресорних ступенів. Методика передбачає застосування досить “грубих” розрахункових сіток при числовому моделюванні просторового турбулентного потоку повітря в робочих колесах. Ці сітки повинні, однак, вибиратися так, щоб зберігати чутливість результатів розрахунку до зміни геометричних параметрів лопаткового вінця. Критерії якості формулюються як осереднені за витратою повітря величини енергетичних характеристик робочого колеса. Пошук оптимальних геометричних параметрів лопаток проводиться з використанням точок рівномірно розподілених послідовностей у просторі параметрів. Для розрахункових досліджень по перевірці працездатності методики було обрано робоче колесо Rotor-37 надзвукового компресорного ступеня. На прикладі указаного високонавантаженого робочого колеса показано, що вже при порівняно невеликому числі точок рівномірно розподіленої послідовності можуть бути обрані поліпшені в порівнянні із прототипом сполучення варійовних геометричних параметрів лопаток колеса. Вірогідність цього висновку підтверджено подальшим розрахунком енергетичних характеристик вихідного й оптимізованого колеса на детальній розрахунковій сітці. Отримані результати можуть бути використані при аеродинамічній оптимізації геометричних параметрів лопаткових вінців компресорних ступенів.

The study deals with the pressing problem of diminution in the computer time for an aerodynamic optimization of blade rims of axial compressors when a numerical simulation of the flow based on the full averaged Navier-Stokes equations is used for calculating the end function. The work goal is to verify the serviceability of the authors’ saving procedure of an aerodynamic optimization of impellers of the supersonic compressor stages. The procedure uses reasonably crude computational grids in a numerical simulation of a 3D turbulent air flow in impellers. However, these grids would be selected in order to save the sensitivity of the computational results to variations in the geometric parameters of a blade rim. Criteria of quality are formulated as air flow-averaging values of the power characteristics of an impeller. Finding the optimal geometric parameters of blades uses the points of the uniformly distributed sequences in space of parameters. The Rotor-37 impeller of a supersonic compressor stage has been selected for computations for verifying the serviceability of the procedure. Using the mentioned high-loaded impeller as an example, it is shown that in comparison with the prototype the improved combinations of the variable geometric parameters of impeller blades can be selected by employing a moderate number of the points of the uniformly distributed sequences. The validity of this conclusion is supported by the following calculation of the power characteristics of the reference impeller and optimized one using a detailed computational grid. The results obtained can be employed for an aerodynamic optimization of the geometric parameters of blade rims of compressor stages.

Ключевые слова: *аэродинамическая оптимизация, рабочее колесо компрессорной ступени, численное моделирование, равномерно распределенная последовательность.*

В настоящее время широкое распространение получили методы аэродинамической оптимизации лопаточных венцов компрессоров и турбин, основанные на применении численного моделирования трехмерных турбулентных течений газа в венцах и различных алгоритмов поиска экстремумов целевой функции.

При формулировке задачи аэродинамической оптимизации в качестве функции цели обычно рассматривается адиабатический КПД или потери полного давления в лопаточном венце [1, 2 – 4]. Однако задача оптимизации может быть сформулирована и как задача нахождения максимума степени сжатия компрессорного венца при ограничениях на величину уменьшения адиабатического КПД [5]. Разрабатываются подходы к многокритериальной оптимизации компрессоров и турбин, в этом случае исследователи пытаются одновременно улучшить аэродинамические и прочностные характеристики лопаточных венцов [1, 6]. В качестве ограничений обычно используется требование постоянства расхода воздуха через лопаточные венцы и обеспечение заданного диапазона их устойчивой работы по расходу воздуха. Последнее ограничение может быть сформулировано в виде требований к значениям геометрических параметров профилей лопаток [7].

Важной составляющей процесса аэродинамической оптимизации является параметризация формы межлопаточных каналов компрессоров и турбин. Обычно параметризуется форма профилей лопатки в сечениях, расположенных на различных радиусах проточной части лопаточной машины. При этом используются сплайн-аппроксимации различного вида (B-сплайны [2], кривые Безье [8] и другие). Рациональный выбор варьируемых параметров (число которых может превышать 100) во многом определяет эффективность применения процедуры оптимизации [9, 10].

Расчет значений целевой функции обычно производится на основе численного моделирования пространственных турбулентных течений газа ([9, 11, 12] и другие многочисленные публикации). В случае оптимизации формы лопаток нескольких соседних венцов для уменьшения временных затрат при расчетах функции цели часто используются модели течения в осесимметричном приближении [6, 9]. Уменьшение времени выполнения оптимизации может быть достигнуто также путем построения “поверхности отклика” [13, 14]. Указанная поверхность строится на основе результатов сравнительно небольшой серии расчетов значений функции цели с применением различных процедур интерполяции (в частности, с применением искусственных нейронных сетей [7, 14 – 16]).

Аэродинамическая оптимизация геометрических параметров лопаточных машин часто представляет собой решение многоэкстремальной задачи. Большое значение имеет выбор подходящего метода поиска экстремума целевой функции, обеспечивающего надежный поиск экстремума с минимальным числом обращений к вычислению целевой функции. Здесь применяется сочетание методов зондирования всей области варьируемых параметров и методов градиентного поиска [4, 9, 17, 18].

Вообще говоря, наиболее подходящий метод оптимизации зависит от конкретной задачи. В работе [9] отмечено, что для оценки эффективности какого-либо алгоритма аэродинамической оптимизации при проектировании лопаточных машин необходимо проверить работоспособность нескольких различных алгоритмов оптимизации. Это в полной мере относится к аэродинамической оптимизации рабочих колес сверхзвуковых компрессорных ступеней, поток воздуха в которых характеризуется сложной структурой, обусловленной возникновением системы скачков уплотнения в межлопаточных каналах колеса. Кроме того, несмотря на значительные успехи, достигнутые исследователями разных стран при решении задач аэродинамической оптимизации вращающихся лопаточных венцов, в настоящее время остаются актуальными, по крайней мере, два вопроса. Первый из них связан с использованием численного моделирования на основе полных трехмерных уравнений Навье–Стокса. При этом время вычисления одного режима течения может быть очень большим (несколько часов и более) и суммарное время оптимизации становится неприемлемым для практики. Второй вопрос обусловлен тем, что пространство параметров, как правило, соответствует многоэкстремальной задаче, и для определения приемлемого оптимума необходимо в каждом случае применять специальные алгоритмы зондирования области параметров в целом.

Исходя из изложенного, целью данной работы является проверка работоспособности предлагаемой авторами методики аэродинамической оптимизации рабочих колес сверхзвуковых компрессорных ступеней, которая основана на применении численного моделирования пространственных турбулентных газовых течений и имеет следующие особенности.

1. В процессе оптимизации при численном моделировании используются предварительно выбранные достаточно “грубые” расчетные сетки, сохраняющие, тем не менее, чувствительность расчетных значений параметров потока к изменению геометрических параметров лопаточного венца.

2. При формулировке критериев качества принято, что такими критериями являются осредненные по расходу воздуха величины энергетических характеристик рабочего колеса.

3. Поиск оптимальных геометрических параметров рабочего колеса состоит в систематическом просмотре многомерной области параметров. При этом используются точки равномерно распределенных последовательностей в пространстве параметров.

В качестве примера для расчетных исследований было выбрано рабочее колесо Rotor-37 сверхзвуковой компрессорной ступени [19].

Численное моделирование трехмерного турбулентного течения воздуха в межлопаточных каналах исследуемого рабочего колеса выполнялось на основе метода изложенного в работе [20]. В данном методе исходные уравнения математической модели течения включают осредненные уравнения Навье–Стокса, уравнение энергии и уравнения ($k-\varepsilon$)-модели турбулентности. Уравнения записаны в относительной системе координат, жестко связанной с лопатками колеса. В криволинейных неортогональных координатах указанные уравнения имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}\left(\rho \vec{V}\right) = 0, \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\rho v^i\right) + \operatorname{div}\left(\rho \vec{V} v^i\right) = \operatorname{div}\left(\mu \operatorname{grad} v^i\right) + S^i, \quad i = 1,2,3, \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho E)+\operatorname{div}\left(\rho\vec{V}E\right)=\operatorname{div}\left(\frac{\kappa}{C_v}\operatorname{grad}E\right)+S_c^E, \qquad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho k)+\operatorname{div}\left(\rho\vec{V}k\right)=\operatorname{div}\left(\mu_{ef.k}\operatorname{grad}k\right)+G-\rho\varepsilon, \qquad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho\varepsilon)+\operatorname{div}\left(\rho\vec{V}\varepsilon\right)=\operatorname{div}\left(\mu_{ef.\varepsilon}\operatorname{grad}\varepsilon\right)+C_1\frac{\varepsilon}{k}G-C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}, \qquad (5)$$

где

$$S^i=-g^{i\alpha}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left(p+\frac{2}{3}\rho k\right)+\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left\{\Delta\left[\lambda g^{i\alpha}\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^l}\left(\Delta v^l\right)+\mu\left(g^{i\beta}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta}+\right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.+v^n g^{i\beta}\Gamma^\alpha_{n\beta}+v^n g^{\alpha\gamma}\Gamma^i_{n\gamma}\right)\right]\right\}-\Gamma^i_{\beta\alpha}\left(\rho v^\beta v^\alpha+\tilde{p}^{\beta\alpha}\right)+F^i \;;$$

$$\tilde{p}^{\delta\alpha}=-\lambda g^{\delta\alpha}\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^l}\left(\Delta v^l\right)-\mu\left[g^{\delta\beta}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta}+g^{\alpha\gamma}\frac{\partial v^\delta}{\partial q^\gamma}+v^n\left(g^{\delta\beta}\Gamma^\alpha_{n\beta}+g^{\alpha\gamma}\Gamma^\delta_{n\gamma}\right)\right];$$

$$S_c^E=-\frac{1}{\Delta}\frac{\partial}{\partial q^\alpha}\left\{\Delta\left[v^\beta g_{n\beta}\left(pg^{n\alpha}+\tilde{p}^{n\alpha}\right)+\frac{\kappa}{C_v}g^{\alpha\beta}\frac{\partial\left(V^2/2\right)}{\partial q^\beta}\right]\right\}+\vec{V}\cdot\vec{F}\;;$$

$$G=\mu_t\left[g_{\alpha\gamma}\left(\frac{\partial v^\gamma}{\partial q^\beta}+\Gamma^\gamma_{\beta p}v^p\right)\right]\times\left[g^{\beta n}\frac{\partial v^\alpha}{\partial q^n}+g^{\alpha l}\frac{\partial v^\beta}{\partial q^l}+v^m\left(g^{\beta n}\Gamma^\alpha_{mn}+g^{\alpha l}\Gamma^\beta_{ml}\right)\right];$$

v^i – контравариантные компоненты вектора скорости потока $\vec{V}$; τ – время; ρ – плотность; p – давление; $\mu=\mu_t+\mu_l$ – сумма коэффициентов турбулентной и молекулярной вязкости (μ_l определяется по формуле Сатерленда [21]); $\lambda=-2\mu/3$; F^i – контравариантные компоненты вектора массовых внешних сил $\vec{F}$; q^i – криволинейные координаты; $g_{\delta\gamma}$ – метрический тензор; $\Delta=\sqrt{\det\left\|g_{\delta\gamma}\right\|}$; $\Gamma^\delta_{n\gamma}$ – символы Кристоффеля; $E=C_vT+V^2/2$ (C_v – теплоемкость газа при постоянном объеме, T – температура); κ – коэффициент теплопроводности; k и ε – кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации; $\mu_{ef.k}=\mu_t$; $\mu_{ef.\varepsilon}=\mu_t/1{,}3$; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92.

Разностные аналоги уравнений (1) – (5) сформированы на основе метода контрольного объема с использованием шахматной сетки. Для численного решения разностных аналогов применяется двухшаговая процедура коррекции скорости и давления.

На границах расчетной области, включающей межлопаточный канал рабочего колеса, используются следующие граничные условия. На входной поверхности, расположенной на некотором расстоянии вверх по потоку от передних кромок лопаток, задаются осредненные в окружном направлении распределения полного давления, температуры торможения, углов потока и параметров турбулентности по высоте проточной части колеса. Все параметры задаются в абсолютном движении. На боковых поверхностях расчетной области до входа в межлопаточный канал и после выхода из него применяются условия периодичности для всех параметров течения. На поверхностях лопаток и ограничивающих стенках проточной части колеса граничные условия ставятся на основе метода пристеночных функций. На выходной границе производные всех параметров потока (за исключением компоненты скорости v^3) в направлении течения полагаются равными нулю. В качестве граничного условия для контравариантной составляющей скорости v^3 принято нулевое значение производной комплекса $\Delta\rho v^3$ (здесь, как и ранее, $\Delta = \sqrt{\det\|g_{\delta\gamma}\|}$). В одной точке на выходной границе задается статическое давление, определяющее расход воздуха через рабочее колесо.

При проведении численного моделирования использована расчетная сетка, содержащая $14 \times 14 \times 34$ узлов соответственно по высоте, ширине и длине межлопаточного канала. Количество узлов расчетной сетки выбрано в соответствии с результатами работ [22 – 24].

Критериями качества являлись осредненные по расходу воздуха величины энергетических характеристик рабочего колеса – адиабатический КПД $\overline{\eta}^*_{р.к.}$ и степень сжатия $\overline{\pi}^*_{р.к.}$. Эти величины определялись по результатам серии расчетов пространственного турбулентного течения в колесе при фиксированной форме лопаток. Для осреднения использовались формулы

$$\overline{\eta}^*_{р.к.} = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int\limits_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min}+G_{\max}}{2}} \eta^*_{р.к.} dG\,, \qquad \overline{\pi}^*_{р.к.} = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int\limits_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min}+G_{\max}}{2}} \pi^*_{р.к.} dG\,,$$

где $(G_{\min}, G_{\max})$ – интервал значений расхода воздуха через рабочее колесо, определенный при численном моделировании трехмерного турбулентного потока в колесе.

Варьирование формы лопатки исследуемого рабочего колеса осуществлялось путем изменения углов установки профилей лопатки на втулке, среднем радиусе и периферии колеса по формулам

$$\beta^*_i = 2\beta^*_{\max}(x_i - 0{,}5)\,, \quad i = 1{,}2{,}3\,,$$

где β^*_1 – изменение угла установки профиля лопатки на втулке, β^*_2 – на среднем радиусе, β^*_3 – на периферии; (x_1, x_2, x_3) – координаты точки равномерно распределенной последовательности в единичном кубе; $\beta^*_{\max}$ – максимальное по модулю значение изменения угла установки профиля на втулке, среднем радиусе и периферии (принято, что $\beta^*_{\max} = 4^\circ$).

Таким образом, углы установки профилей лопаток варьировались в трех цилиндрических сечениях проточной части венца, соответствующих радиусу втулки, среднему радиусу и радиусу периферии проточной части. При этом использовалась разработанная авторами интерполяция квадратичными зависимостями, обеспечивающая гладкую монотонную интерполяцию значений углов установки профилей на интервалах от втулки до среднего радиуса и от среднего радиуса до периферии проточной части колеса.

Точки равномерно распределенной последовательности в единичном кубе определялись на основе алгоритма, описанного в [25].

В таблице приведены величины критериев качества $\overline{\eta}^*_{р.к.}$ и $\overline{\pi}^*_{р.к.}$, а также значения максимального расхода воздуха $G_{\max}$ для рабочего колеса, геометрические характеристики которого соответствуют различным точкам равномерно распределенной последовательности в пространстве параметров. Рассмотрение данных таблицы показывает, что наиболее высокое значение адиабатического КПД рабочего колеса $\overline{\eta}^*_{р.к.}$ достигается при x_1 = 0,031, x_2 = 0,531 и x_3 = 0,406 (строка 16 таблицы). Это соответствует уменьшению на 3,8° угла установки профиля лопатки на втулке, увеличению этого угла на 0,2° на среднем радиусе и уменьшению на 0,8° на периферии. При этом величина адиабатического КПД колеса увеличивается на 0,6 %, а степень сжатия увеличивается на 1,4 % по сравнению с их исходными значениями, приведенными в строке 1 таблицы.

Таблица

Номер точки	x_1	x_2	x_3	$\overline{\eta}^*_{р.к.}$	$\overline{\pi}^*_{р.к.}$	$G_{\max}$, кг/с
1	0,500	0,500	0,500	0,824	1,950	21,04
2	0,250	0,750	0,250	0,815	1,956	21,35
3	0,750	0,250	0,750	0,813	1,869	20,68
4	0,125	0,625	0,875	0,818	1,947	21,47
5	0,625	0,125	0,375	0,813	1,871	20,02
6	0,375	0,375	0,625	0,821	1,927	20,76
7	0,875	0,875	0,125	0,810	1,958	21,77
8	0,063	0,938	0,688	0,826	2,017	21,96
9	0,563	0,438	0,188	0,815	1,907	20,64
10	0,313	0,188	0,938	0,823	1,915	20,49
11	0,813	0,688	0,438	0,823	1,961	21,53
12	0,188	0,313	0,313	0,824	1,940	20,30
13	0,688	0,813	0,813	0,821	1,973	22.03
14	0,438	0,563	0,063	0,819	1,956	20,84
15	0,938	0,063	0,563	0,807	1,833	20,10
16	0,031	0,531	0,406	0,829	1,978	20,85

Проведенное дополнительное исследование градиентным методом в окрестности точки номер 16, когда в качестве функции цели рассматривалась величина $1-\overline{\eta}^*_{р.к.}$, не привело к заметному положительному результату, хотя анализировались значения функции цели на расстояниях до 0,2 от точки номер 16, что сравнимо с расстоянием до ее соседних точек. Это свидетельствует о слабом изменении функции цели в рассматриваемой окрестности. Похожие результаты применительно к аэродинамическим характеристикам компрессорных решеток приведены в [26].

Для проверки эффективности предлагаемого подхода к оптимизации, характеризующегося применением достаточно “грубой” расчетной сетки (содержащей в данном случае $14 \times 14 \times 34$ узлов), проведено численное моделирование течения в исследуемом колесе на сетке, содержащей $30 \times 40 \times 80$

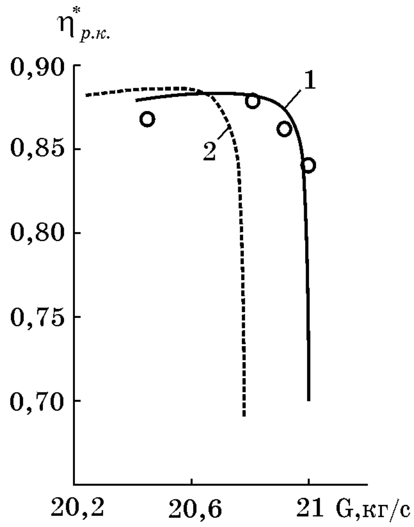

Рис. 1

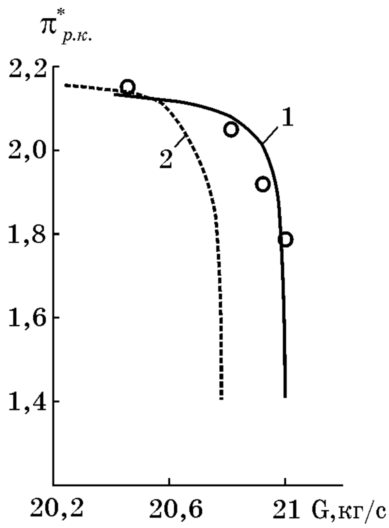

Рис. 2

узлов. Отметим, что применение последней сетки обеспечивает приемлемое согласование результатов численного моделирования течения в колесе с имеющимися экспериментальными данными. Результаты расчетов показаны на рисунках 1 и 2 в виде энергетических характеристик рабочего колеса при исходных (позиция 1) и оптимизированных (позиция 2) значениях его геометрических параметров; последние соответствуют точке номер 16 в таблице. Там же кружками показаны экспериментальные данные [19]. Анализ результатов, приведенных на этих рисунках, показывает, что в результате оптимизации максимальное значение адиабатического КПД рабочего колеса увеличилось на 0,34 %, а степень сжатия колеса при расходе воздуха, соответствующем максимуму КПД, увеличилась на 0,5 % .

Выводы. Предложена экономичная методика аэродинамической оптимизации рабочих колес сверхзвуковых компрессорных ступеней на основе численного моделирования пространственных турбулентных газовых течений. Особенностями методики являются: применение достаточно “грубых” расчетных сеток, сохраняющих, однако, чувствительность результатов расчета к изменению геометрических параметров лопаточного венца; формулировка критериев качества как осредненных по расходу воздуха величин энергетических характеристик рабочего колеса; поиск оптимальных геометрических параметров лопаток с использованием точек равномерно распределенных последовательностей в пространстве параметров.

На примере высоконагруженного рабочего колеса компрессорной ступени показано, что уже при сравнительно небольшом числе точек равномерно распределенной последовательности могут быть выбраны улучшенные по сравнению с прототипом сочетания варьируемых геометрических параметров лопаток колеса. Достоверность этого подтверждена последующим расчетом энергетических характеристик исходного и оптимизированного колеса на более подробной расчетной сетке.

Полученные результаты предполагается использовать в дальнейшем при аэродинамической оптимизации геометрических параметров лопаточных венцов компрессорных ступеней.

1. *Chang Luo* Multiobjective optimization approach to multidisciplinary design of a three-dimensional transonic compressor blade / *Chang Luo, Liming Song, Jun Li, Zhenping Feng* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2009. – Orlando, Florida (USA), 2009. – 10 p.
2. *Rongye Zheng* Blade geometry optimization for axial flow compressor / *Rongye Zheng, Jianhua Xiang, Jinju Sun* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2010. – Glasgow (UK), 2010. – 12 p.
3. *Chaolei Zhang* Aerodynamic shape design optimization for turbomachinery cascade based on discrete adjoint method / *Chaolei Zhang, Zhenping Feng* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2011. – Vancouver, British Columbia (Canada), 2011. – 10 p.
4. *Jinguang Yang* Multi-row inverse method based on the adjoint optimization / *Jinguang Yang, Xiuquan Huang, Hu Wu* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2011. – Vancouver, British Columbia (Canada), 2011. – 11 p.
5. *Hong Wu* Optimization of highly loaded fan rotor based on throughflow model / *Hong Wu, Qiushi Li, Sheng Zhou* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2007. – Montreal (Canada), 2007. – 11 p.
6. Framework for multidisciplinary optimization of turbomachinery / *M. G. Turner, K. Park, K. Siddappaji, S. Dey, D. P. Gutzwiller, A. Merchant, D. Bruna* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2010. – Glasgow (UK), 2010. – 9 p.
7. *Mengistu T.* Aerodynamic shape optimization of turbine blades using a design-parameter-based shape representation / *T. Mengistu, W. Ghaly, T. Mansour* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2007. – Montreal (Canada), 2007. – 10 p.
8. *Xu C.* A turbine airfoil aerodynamic design process / *C. Xu, R. S. Amano* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2001. – New Orleans, Louisiana (USA), 2001. – 10 p.
9. *Ashihara K.* Turbomachinery blade design using 3-D inverse design method, CFD and optimization algorithm / *K. Ashihara, A. Goto* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2001. – New Orleans, Louisiana (USA), 2001. – 9 p.
10. *Demeulenaere A.* Application of multipoint optimization to the design of turbomachinery blades / *A. Demeulenaere, A. Lligout, C. Hirsch* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2004. – Vienna (Austria), 2004. – 8 p.
11. *Cravero C.* A Navier-Stokes based strategy for the aerodynamic optimisation of a turbine cascade using a genetic algorithm / *C. Cravero, A. Satta* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2001. – New Orleans, Louisiana (USA), 2001. – 8 p.
12. *Shahpar S.* Application of the FAITH linear design system to a compressor blade / *S. Shahpar, D. Radford* // Proc. of XIV Int. Symp. on Airbreathing Engines. – Florence (Italy), 1999. – 12 p.
13. *Chan-Sol Ahn* Aerodynamic design optimization of an axial flow compressor rotor / *Chan-Sol Ahn, Kwang-Yong Kim* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. –Amsterdam (The Netherlands), 2002. – 7 p.
14. *Sivashanmugam V. K.* Aero-structural optimization of an axial turbine stage in three-dimensional flow / *V. K. Sivashanmugam, M. Arabnia, W. Ghaly* // Proc. of ASME TURBO EXPO 2010. – Glasgow (UK), 2010. – 14 p.
15. *Burguburu S.* Numerical optimization for turbomachinery blades aerodynamic design using a gradient method coupled with a Navier-Stokes solver / *S. Burguburu, C. Toussaint, G. Leroy* // Proc. of XV Int. Symp. on Air Breathing Engines. – Bangalore (India), 2001. – 7 p.
16. *Sanz J. M.* A neural network aero design system for advanced turbo-engines / *J. M. Sanz* // Proc. of XIV Int. Symp. on Airbreathing Engines. – Florence (Italy), 1999. – 7 p.
17. *Xiang X.* Optimum initial design of centrifugal compressor stage with genetic algorithm / *X. Xiang, X. L. Zhao* // Proc. of XV Int. Symp. on Air Breathing Engines. – Bangalore (India), 2001. – 6 p.
18. *Oksuz O.* Turbine cascade optimization using an Euler coupled genetic algorithm / *O. Oksuz, I. S. Akmandor* // Proc. of XV Int. Symp. on Air Breathing Engines. – Bangalore (India), 2001. – 9 p.
19. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor : NASA Technical Paper 1337. – 1978. – 132 p.
20. *Кваша Ю. А.* Расчет пространственного турбулентного потока в межлопаточных каналах сверхзвуковых компрессорных ступеней / *Ю. А. Кваша* // Техническая механика. – 1999. – №1. – С. 9 – 13.
21. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика / *Г. Н. Абрамович*. – М. : Наука, 1969. – 824 с.
22. *Крайко А. А.* Разработка эффективных прямых методов в задачах построения оптимальных аэродинамических форм / *А. А. Крайко* // Модели и методы аэродинамики : Девятая международная школа-семинар : сб. докладов и тезисов. – М. : МЦНМО, 2009. – С. 109 – 110.
23. *Кваша Ю. А.* О рациональном выборе расчетной сетки при аэродинамической оптимизации формы межлопаточных каналов компрессорных ступеней на основе численного моделирования турбулентных

потоков / *Ю. А. Кваша, С. В. Мелашич, Е. Ю. Ямполь* // Техническая механика. – 2009. – № 4. – С. 57 – 67.
24. *Кваша Ю. А.* К выбору расчетных сеток при численном моделировании пространственных турбулентных течений в рабочих колесах сверхзвуковых компрессорных ступеней / *Ю. А. Кваша, Н. А. Зиневич* // Техническая механика. – 2013. – № 3. – С. 34 – 41.
25. *Соболь И. М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И. М. Соболь, Р. Б. Статников.* – М. : Наука, 1981. – 110 с.
26. *Мелашич С. В.* Обоснование целесообразности применения стохастических методов при решении задач аэродинамической оптимизации формы компрессорных венцов газотурбинных двигателей / *С. В. Мелашич* // Техническая механика. – 2015. – № 3. – С. 39 – 45.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 24.05.2016,
в окончательном варианте 09.06.2016