

О РАЦИОНАЛЬНОМ ВЫБОРЕ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ ПРИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛОВ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПОТОКОВ

В работе рассмотрен вопрос уменьшения вычислительных затрат при численном моделировании турбулентных газовых потоков в процессе аэродинамической оптимизации геометрических параметров компрессорных венцов. Предложен приближенный критерий рационального выбора числа узлов расчетной сетки с учетом сохранения степени влияния формы межлопаточных каналов на аэродинамические характеристики венцов. Рассмотрены примеры применения данного критерия для методики численного моделирования плоских турбулентных течений газа в компрессорных решетках и методики численного моделирования пространственных турбулентных течений в компрессорных венцах. Указанные методики разработаны ранее в Институте технической механики НАН Украины и НКА Украины.

В роботі розглянуто питання зменшення розрахункових витрат при чисельному моделюванні турбулентних газових потоків в процесі аеродинамічної оптимізації геометричних параметрів компресорних вінців. Запропоновано наближений критерій раціонального вибору кількості вузлів розрахункової сітки з урахуванням міри впливу форми міжлопаткових каналів на аеродинамічні характеристики вінців. Розглянуто приклади застосування даного критерію для методики чисельного моделювання плоских турбулентних течій газу у компресорних решітках та методики чисельного моделювання просторових турбулентних течій у компресорних вінцях. Вказані методики розроблені раніше в Інституті технічної механіки НАН України і НКА України.

The present work deals with the problem of a decrease in computational efforts at the numerical simulation of turbulent gas flows in the process of an aerodynamic optimization of geometrical compressor rims parameters. The approximate criterion of the computational grid cells number rational selection is made taking into account retention of the extent to which a configuration of the vane channel affects the compressor rims aerodynamic characteristics. Applications of this criterion for the technique of the numerical simulation of two-dimensional turbulent gas flows through compressors rims and the technique of the numerical simulation of three-dimensional turbulent flows in compressor rims are considered. The mentioned techniques were developed at the Institute of Technical Mechanics of the NAS of Ukraine and NSA of Ukraine.

Введение. В последние годы при аэродинамической оптимизации формы межлопаточных каналов компрессорных и турбинных венцов все шире используются методы численного моделирования турбулентных течений газа на основе уравнений Навье – Стокса и различных моделей турбулентности [1 – 7]. Преимущество использования методов численного моделирования при аэродинамической оптимизации заключается в высокой точности расчета выбранной функции цели. Недостатком указанных методов являются большие временные затраты на каждом шаге оптимизации при расчете течения в межлопаточном канале венца с фиксированными геометрическими параметрами.

Для ускорения процесса оптимизации на этапах численного моделирования газовых течений могут, вероятно, применяться расчетные сетки с небольшим числом узлов. Определенные указания на правомочность такого подхода приведены в работе [8]. Однако в имеющейся литературе отсутствует достаточно подробное рассмотрение вопроса о рациональном выборе числа узлов расчетной сетки при численном моделировании газовых потоков в процессе аэродинамической оптимизации формы межлопаточных каналов венцов.

Целью данной работы является формулировка и рассмотрение примеров применения следующего приближенного критерия, который может быть использован для рационального выбора числа узлов расчетной сетки.

Пусть имеется расчетная сетка A , которая является достаточно подробной и обеспечивает приемлемую точность расчета аэродинамических харак-

теристик компрессорных решеток на основе некоторого метода численного моделирования. Пусть имеется также расчетная сетка B , число узлов которой гораздо меньше, чем у сетки A . Тогда предлагаемый приближенный критерий формулируется следующим образом. *Выбор числа узлов расчетной сетки B проведен рационально, если при изменении геометрических параметров решетки разности значений ее аэродинамических характеристик (в рабочем диапазоне изменения режимных параметров течения), полученные при использовании сеток A и B , согласуются между собой с точностью, приемлемой для последующего решения задачи аэродинамической оптимизации.* Подчеркнем при этом, что аэродинамические характеристики, рассчитанные с использованием сеток A и B при фиксированных геометрических параметрах решетки, могут заметно отличаться.

Рассмотрим примеры применения данного критерия для методики численного моделирования плоских турбулентных течений газа в компрессорных решетках [9, 10] и методики численного моделирования пространственных турбулентных течений в компрессорных венцах [11]. Указанные методики разработаны в Институте технической механики НАН Украины и НКА Украины.

1. Методика численного моделирования плоских турбулентных течений в компрессорных решетках. Численное моделирование газового течения в компрессорных решетках в двумерной постановке выполнено с использованием методики, основанной на численном интегрировании системы осредненных уравнений Навье – Стокса совместно с уравнением однопараметрической модели турбулентности SALSA, записанных в консервативном виде в обобщенных криволинейных координатах:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial \xi} + \frac{\partial F}{\partial \eta} = \frac{\partial E_v}{\partial \xi} + \frac{\partial F_v}{\partial \eta} + H, \quad (1)$$

$$\text{где } U = \frac{1}{J} U^*; H = \frac{1}{J} H^*; E = \frac{1}{J} (E^* \xi_x + F^* \xi_y); F = \frac{1}{J} (E^* \eta_x + F^* \eta_y);$$

$$E_v = \frac{1}{J} (E^*_v \xi_x + F^*_v \xi_y); F_v = \frac{1}{J} (E^*_v \eta_x + F^*_v \eta_y);$$

$$U^* = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot v \\ e \\ \rho \cdot k \end{pmatrix}; E^* = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ \rho \cdot u \cdot v \\ (e + p) \cdot u \\ \rho \cdot k \cdot u \end{pmatrix}; F^* = \begin{pmatrix} \rho \cdot v \\ \rho \cdot u \cdot v \\ \rho \cdot v^2 + p \\ (e + p) \cdot v \\ \rho \cdot k \cdot v \end{pmatrix};$$

$$E^*_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ u\tau_{xx} + v\tau_{xy} - q_x \\ (\mu + \mu_T / Pr_T) \frac{\partial k}{\partial x} \end{pmatrix}; F^*_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \\ u\tau_{xy} + v\tau_{yy} - q_y \\ (\mu + \mu_T / Pr_T) \frac{\partial k}{\partial y} \end{pmatrix}; H^* = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P + D + Df \end{pmatrix}.$$

В уравнениях приняты следующие обозначения: (x, y) – система декартовых координат; (ξ, η) – система обобщенных криволинейных координат; J – якобиан преобразования; u, v – декартовы компоненты вектора скорости; ρ, p, e, T – плотность, давление, полная энергия и температура газа соответственно; k – турбулентная псевдовязкость; μ – коэффициент молекулярной динамической вязкости; μ_T – коэффициент турбулентной вязкости; $\tau_{i,j}$ – компоненты тензора вязких напряжений; q_i – компоненты диффузионного потока тепла; P, D, Df – члены генерации, диссипации и турбулентной диффузии соответственно.

Численное интегрирование системы (1) в рамках используемой методики осуществляется по неявной трехслойной факторизованной схеме типа Бима – Уорминга. Расчет конвективных слагаемых проводится по схеме Роу с интерполированием переменных на грань контрольного объема по TVD-схеме ISNAS третьего порядка точности. Подробное описание данной методики, а также проведенные верификационные тесты можно найти в работах [9, 10].

В качестве функций, определяющих аэродинамические характеристики решеток, были выбраны угол поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициент потерь полного давления ζ , которые определяются как:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2,$$

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^*},$$

где β_1, β_2 – углы входа и выхода потока; p_1^*, p_2^* – полное давление на входе и выходе из решетки.

С целью исследования чувствительности методики к грубости сетки были проведены расчеты для трех решеток, отличие геометрии которых заключалось в различном изгибе средней линии профилей.

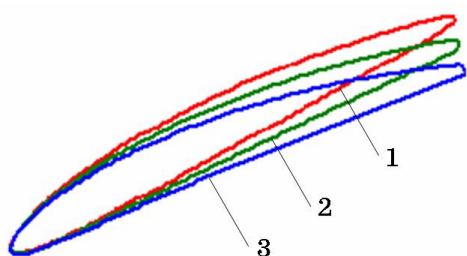


Рис. 1

В качестве исходной решетки (в дальнейшем решетка № 1) была выбрана решетка № 1 А. И. Бунимовича [12], профиль которой показан на рис. 1, позиция 1. Профили второй (рис. 1, позиция 2) и третьей (рис. 1, позиция 3) решеток, которые в дальнейшем будем обозначать решетка № 2 и № 3, получены изгибанием средней линии таким образом, чтобы конструктивный угол входной кромки сохранился, а угол изгиба средней линии профиля увеличился на 5° и 10° соответственно.

Расчеты проводились на трех видах расчетных сеток типа H размерами 200×150 , 150×100 и 100×60 . Использовалось геометрическое сгущение узлов сетки в направлении фронта решетки таким образом, что минимальный размер ячейки вблизи профиля составлял примерно $10^{-6} i$, что обеспечива-

ло попадание первого узла сетки в ламинарный подслой даже вблизи носика профиля, где пограничный слой очень тонок.

На рис. 2 представлены полученные в результате расчетов зависимости коэффициента потерь полного давления ζ (рис. 2,а) и угла поворота потока $\Delta\beta$ (рис. 2,б) от числа Маха набегающего потока M_1 . Позициями 1, 2, 3 на рис. 2 обозначены кривые, соответствующие характеристикам решеток № 1, № 2 и № 3. Следует отметить, что результаты расчетов, полученные на сетке 200×150 , хорошо согласуются с имеющимися экспериментальными данными. Их сопоставление приведено в работе [10].

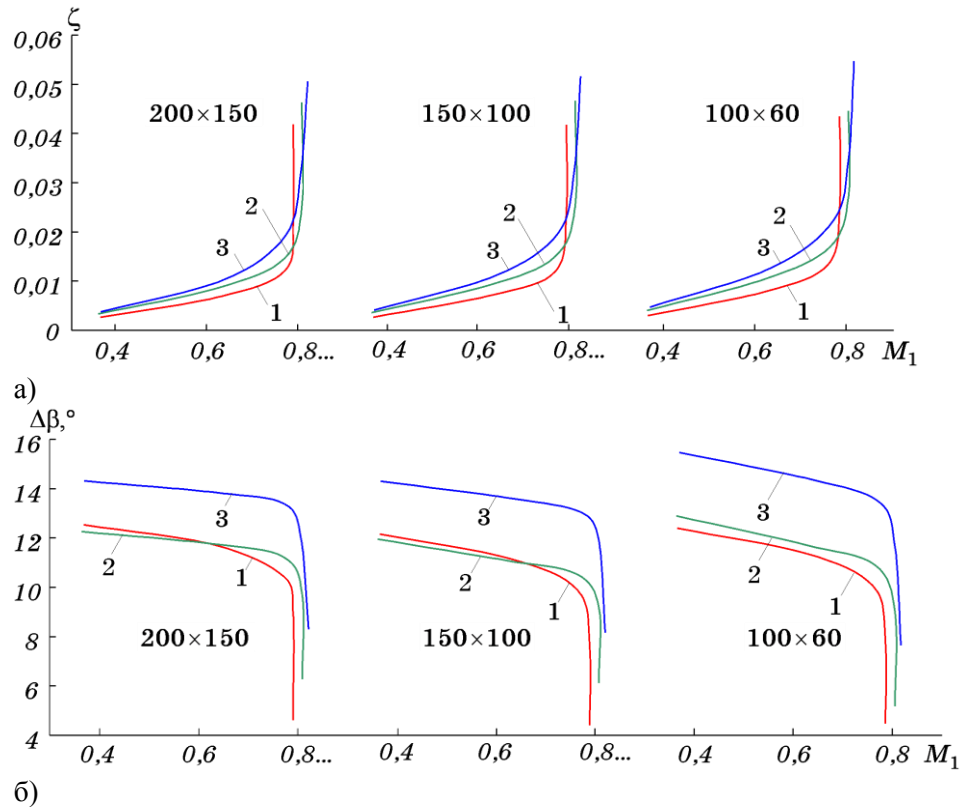


Рис. 2

Из рис. 2,а видно, что с огрублением сетки происходит незначительное завышение коэффициента потерь, однако общая тенденция и взаимное расположение кривых, а также числа Маха, при которых решетки переходят в режим запираания, не претерпевают существенных изменений.

Кривые углов поворота потока, полученные в результате моделирования течения на сетках 200×150 , 150×100 , также слабо отличаются друг от друга. Однако результаты расчетов, полученные на сетке 100×60 , завышают значения углов поворота потока. Это, по всей видимости, связано с недостаточно качественным разрешением отрывных течений, которые формируются на спинках профилей. Данное утверждение подтверждается тем фактом, что завышение значения угла поворота потока имеет наибольшую величину для решетки № 3, на профиле которой был наиболее мощный отрыв течения.

Поскольку суть оптимизационной задачи состоит в нахождении экстремума некоторой целевой функции, то представляет интерес проведение про-

верки на предмет сохранения точки положения экстремума функций аэродинамических характеристик с огрублением сетки. С этой целью проведен ряд расчетов для решетки № 1 в диапазоне углов атаки α от $-7,5^\circ$ до $+10,5^\circ$. Полученные расчетные зависимости коэффициента полного давления и угла поворота потока представлены на рис. 3, где позициями 1, 2, 3 обозначены кривые, соответствующие характеристикам решетки, полученным для сеток 200×150 , 150×100 и 100×60 соответственно.

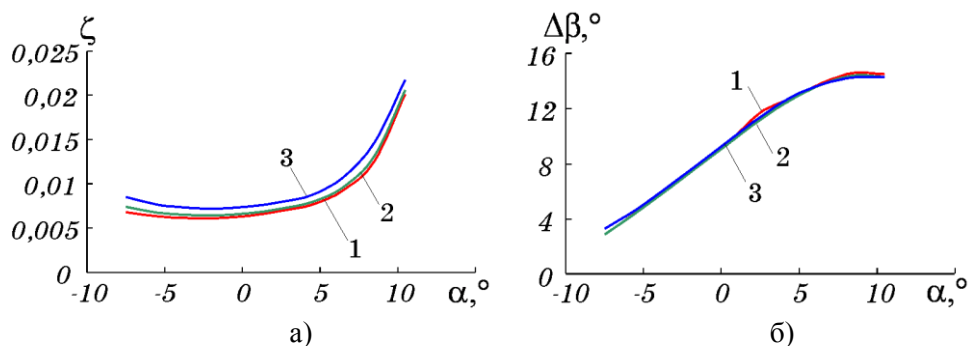


Рис. 3

В рамках короткой характеристики течения следует сказать, что для всех углов атаки течение имело дозвуковой характер. Исходя из рис. 3,б, можно отметить явную линейную зависимость угла поворота потока от угла атаки в пределах до $+5^\circ$. При значениях угла атаки выше $+5^\circ$, на стороне давления профиля решетки уже формируется достаточно мощное отрывное течение, что приводит к нарушению указанной зависимости, а также к сильному увеличению потерь полного давления.

По рис. 3 можно видеть наличие минимума функции коэффициента потерь ζ (рис. 3,а), соответствующего углу атаки $\alpha = -1,5 \div -2,0^\circ$, а также наличие максимума функции угла поворота потока (рис. 3,б), соответствующего углу атаки $\alpha \approx +9^\circ$. Видно, что с огрублением расчетной сетки, положение экстремумов сохраняется, несмотря на то что значения функций несколько меняются, что особенно заметно по коэффициенту потерь полного давления, полученному с использованием расчетной сетки 100×60 (рис. 3,а, позиция 1).

Вышесказанное позволяет сделать вывод о правомочности использования любой из приведенных расчетных сеток при решении задач аэродинамической оптимизации компрессорных решеток. Однако наиболее рациональной расчетной сеткой из приведенных является сетка 100×60 , применение которой позволяет сократить время расчета в $10 \div 15$ раз по сравнению с сеткой 200×150 .

2. Методика численного моделирования пространственных турбулентных течений в межлопаточных каналах компрессорных ступеней. Приведем краткое описание данной методики.

Принята следующая постановка задачи. Рассматривается течение через один межлопаточный канал в системе координат, жестко связанной с лопатками (лопаточный венец может быть неподвижным либо вращающимся). Используется адаптивная к форме канала система криволинейных координат.

В качестве исходных соотношений выбрана система полных осредненных уравнений Навье – Стокса сжимаемого теплопроводного газа и уравнения $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Все уравнения записаны в криволинейных неортогональных координатах, в качестве основных переменных выбраны контравариантные составляющие скорости потока

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Delta\rho) + \frac{\partial}{\partial q^\alpha}(\Delta\rho v^\alpha) = 0, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\Delta\rho v^i) + \frac{\partial}{\partial q^\alpha}[\Delta(\rho v^i v^\alpha + \tilde{p}^{i\alpha})] + \\ & + \Delta\Gamma_{\beta\alpha}^i(\rho v^\beta v^\alpha + \tilde{p}^{\beta\alpha}) + \Delta g^{i\alpha} \frac{\partial}{\partial q^\alpha} \left(p + \frac{2}{3}\rho k \right) = \Delta F^i, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Delta\rho E) + \frac{\partial}{\partial q^\alpha}[\Delta(\rho v^\alpha E + v^\beta g_{k\beta} \rho^{k\alpha} - \kappa g^{\alpha\beta} \frac{\partial T}{\partial q^\beta})] = \Delta \bar{V} \cdot \bar{F}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Delta\rho k) + \frac{\partial}{\partial q^\alpha}[\Delta(\rho v^\alpha k - \mu_{ef.k} g^{\alpha\beta} \frac{\partial k}{\partial q^\beta})] = \Delta(G - \rho\varepsilon), \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Delta\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial q^\alpha}[\Delta(\rho v^\alpha \varepsilon - \mu_{ef.\varepsilon} g^{\alpha\beta} \frac{\partial \varepsilon}{\partial q^\beta})] = \Delta(C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}), \quad (6)$$

где $p^{i\alpha} = \left(p + \frac{2}{3}\rho k \right) g^{i\alpha} + \tilde{p}^{i\alpha}$;

$$\tilde{p}^{i\alpha} = -\lambda g^{i\alpha} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^j} (\Delta v^j) - \mu \left[g^{i\beta} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + g^{\alpha\gamma} \frac{\partial v^j}{\partial q^\gamma} + v^k (g^{i\beta} \Gamma_{k\beta}^\alpha + g^{\alpha\gamma} \Gamma_{k\gamma}^i) \right];$$

$$G = \mu_t \left[g_{\alpha\gamma} \left(\frac{\partial v^\gamma}{\partial q^\beta} + \Gamma_{\beta\rho}^\gamma v^\rho \right) \right] \times \left[g^{\beta k} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^k} + g^{\alpha l} \frac{\partial v^\beta}{\partial q^l} + v^m (g^{\beta k} \Gamma_{mk}^\alpha + g^{\alpha l} \Gamma_m^\beta) \right];$$

q^j – криволинейные координаты; $g_{i\gamma}$, $g^{j\gamma}$ – фундаментальные тензоры риманова пространства; $\Delta = \sqrt{\det \|g_{i\gamma}\|}$; $\Gamma_{k\gamma}^i$ – символы Кристоффеля; ρ – плотность; p – давление; v^i – контравариантные компоненты вектора скорости потока \bar{V} ; F^i – контравариантные компоненты вектора массовых внешних сил \bar{F} ; $\lambda = -2\mu/3$; $\mu = \mu_l + \mu_t$ – коэффициент суммарной вязкости (молекулярной и турбулентной); $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ – коэффициент турбулентной вязкости ($C_\mu = 0,09$); $k \equiv \overline{v_i v_i} / 2$ – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; $\mu_{ef.k} = \mu_t$, $\mu_{ef.\varepsilon} = \mu_t / 1,3$, $C_1 = 1,44$, $C_2 = 1,92$ – константы в модели турбулентности; $E = C_v T + V^2 / 2$ – сумма внутренней и кинетической энергий газа; κ – коэффициент теплопроводности.

Система уравнений (2) – (6) дополнена уравнением состояния газа $\rho = pRT$ (R – газовая постоянная).

Граничные условия задачи формулируются следующим образом. На входной поверхности расчетной области, расположенной на некотором расстоянии вверх по потоку от передних кромок лопаток, задаются распределения полного давления, температуры торможения, углов потока и параметров турбулентности по высоте канала. 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 стенках канала граничные условия ставятся на основе метода пристеночных функций с учетом соотношений для вязкого подслоя, буферного слоя и логарифмического слоя. Эти соотношения применяются для расчета силы трения на указанных поверхностях, а также параметров турбулентности в ближайших к поверхностям узлах расчетной сетки. На поверхностях лопаток и на стенках канала тепловые потоки полагаются равными нулю. На выходной поверхности задаются нулевые значения производных параметров потока в направлении течения. Расход газа через межлопаточный канал определяется фиксированной величиной статического давления в одной точке на выходе из канала.

Разностные аналоги уравнений (2) – (6) получены на основе метода контрольного объема и записаны на шахматной сетке. Совместное решение разностных аналогов уравнений (2) – (6) проводится по двухшаговому алгоритму коррекции давления и скорости *PISO*. Для решения разностных аналогов уравнений (3), (5) и (6) применяется метод суммарной аппроксимации с использованием шага по времени в качестве релаксационного параметра, а уравнений (2), (4) – метод полинейного сканирования с нижней релаксацией.

Особенности данной методики численного моделирования заключаются в следующем.

1. При формулировке математической модели течения в качестве основных переменных выбраны контравариантные составляющие скорости потока в отличие от подавляющего большинства известных подходов, использующих декартовы компоненты скорости. Указанная форма записи обладает преимуществом, заключающимся в сохранении алгебраической структуры уравнений и простоте задания граничных условий для скорости потока.

2. Применен метод пристеночных функций, что позволяет уменьшить число точек, необходимых для дискретизации расчетной области, по сравнению со случаем применения граничных условий прилипания.

3. При построении разностных аналогов уравнений движения обеспечена корректность записи разностей против потока на неравномерных расчетных сетках путем учета изменения длины базисных векторов вдоль координатных линий.

4. Применена квадратичная экстраполяция давления на границах межлопаточного канала вместо линейной экстраполяции. Это дает возможность минимизировать проявление локальных нефизических эффектов, связанных с конечной толщиной передних кромок лопаток, при использовании расчетных сеток типа *H*.

5. Повышение точности разностной схемы достигнуто за счет использования монотонизирующей линейной противопоточной схемы при аппроксимации конвективных членов в уравнениях движения.

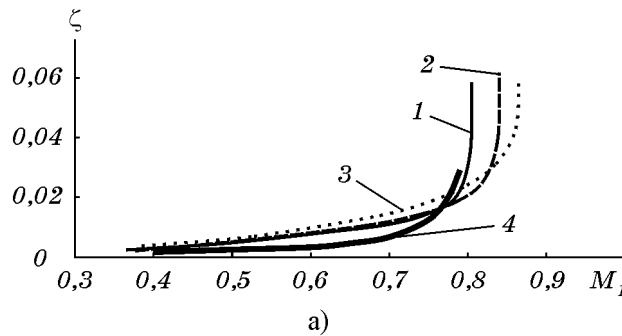
По описанной методике ранее были проведены расчетные исследования пространственных турбулентных течений газа в неподвижных компрессорных решетках, в неосесимметричных каналах, в рабочих колесах осевых и центробежных ступеней компрессоров авиационных газотурбинных двигателей [11, 13 – 16].

В соответствии с целью данной работы для указанной методики принята попытка рационального выбора числа узлов расчетной сетки.

Для расчетных исследований были выбраны три прямые компрессорные решетки, отличающиеся формой профилей лопаток. Высота лопаток во всех трех решетках принята одинаковой. В каждой пространственной решетке геометрические параметры плоской решетки профилей во всех сечениях, перпендикулярных осям лопаток, были одинаковы и соответствовали решеткам № 1, № 2 или № 3, описанным в пункте 1 данной статьи.

Проведено численное моделирование пространственного турбулентного потока воздуха в описанных выше компрессорных решетках на режиме, соответствующем углу атаки набегающего потока $2,5^\circ$. Расчеты выполнены на двух расчетных сетках типа H с одинаковым коэффициентом сгущения узлов по ширине межлопаточного канала. Первая сетка содержала $20 \times 40 \times 81$ узлов соответственно по высоте, ширине и длине канала (сетка № 1); вторая – $10 \times 10 \times 27$ узлов (сетка № 2).

При расчете аэродинамических характеристик решеток использовались параметры потока на линии, расположенной на выходе из решетки на середине высоты лопаток.



Аэродинамические характеристики решеток строились в виде зависимостей коэффициента потерь ζ и угла поворота потока в решетке $\Delta\beta$ от числа Маха потока на входе в решетку M_1 .

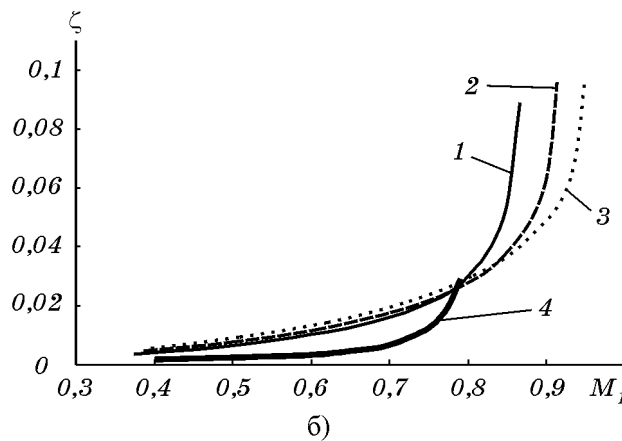


Рис. 4

На рис. 4,а приведены расчетные зависимости $\zeta(M_1)$ для решеток № 1 (кривая 1), № 2 (кривая 2) и № 3 (кривая 3). Данные зависимости получены с применением расчетной сетки № 1. Там же (кривая 4) показана экспериментальная зависимость $\zeta(M_1)$ для решетки № 1 [12]. Сравнение кривых 1 и 4 показывает, что сетка № 1 обеспечивает удовлетворительную точность расчета параметров газового потока на основе применяемого метода численного моделирования. Различие кривых 1, 2 и 3 обусловлено разными величинами минимального проходного сечения межлопа-

творительную точность расчета параметров газового потока на основе применяемого метода численного моделирования. Различие кривых 1, 2 и 3 обусловлено разными величинами минимального проходного сечения межлопа-

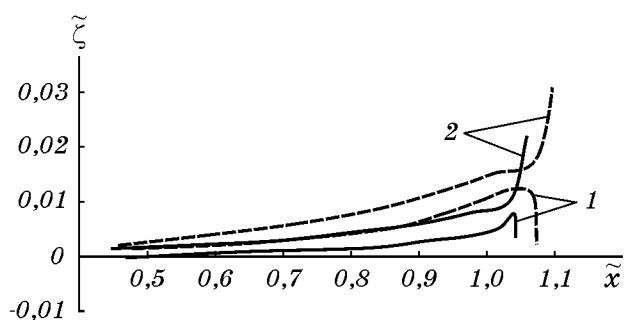
точного канала в решетках № 1, № 2 и № 3. Аналогичные зависимости, полученные при использовании расчетной сетки № 2, приведены на рис. 4,б. Здесь кривые 1 и 4, соответствующие расчетным и экспериментальным данным для решетки № 1, заметно отличаются, однако сохраняется характер изменения зависимости $\zeta(M_1)$ при переходе от решетки № 1 к решетке № 2 и к решетке № 3.

Для применения предлагаемого критерия рационального выбора числа узлов расчетной сетки необходимо установить правило, позволяющее математически описать различие между зависимостями 2 и 1 и между зависимостями 3 и 1 (рис. 4,а и 4,б). Трудность заключается в том, что указанные зависимости определены на разных интервалах изменения числа Маха M_1 . Для преодоления этой трудности в данной работе предлагается следующее правило.

Пусть некоторая функция $y_1(x)$ определена на интервале $(0, x_1)$, а функция $y_2(x)$ – на интервале $(0, x_2)$. Построим две новые функции

$$\tilde{y}_1(\tilde{x}) = y_1\left(\frac{x}{x_1} \frac{x_2}{x_1}\right), \quad 0 < \tilde{x} < \frac{x_2}{x_1},$$

$$\tilde{y}_2(\tilde{x}) = y_2\left(\frac{x}{x_2} \frac{x_2}{x_1}\right), \quad 0 < \tilde{x} < \frac{x_2}{x_1}.$$



Примем, что различие между зависимостями $y_2(x)$ и $y_1(x)$ описывается функцией

$$\tilde{y}(\tilde{x}) = \tilde{y}_2(\tilde{x}) - \tilde{y}_1(\tilde{x}), \quad (7)$$

где $0 < \tilde{x} < \frac{x_2}{x_1}$.

По данному правилу построены различия между аэродинамическими характеристиками $\zeta(M_1)$ и $\Delta\beta(M_1)$, обусловленные изменением геометрических параметров рассматриваемых решеток. На рис. 5 позицией 1 обозначены различия аэродинамических характеристик решеток № 2 и № 1, позицией 2 – решеток № 3 и № 1. Сплошные линии соответствуют расчетам

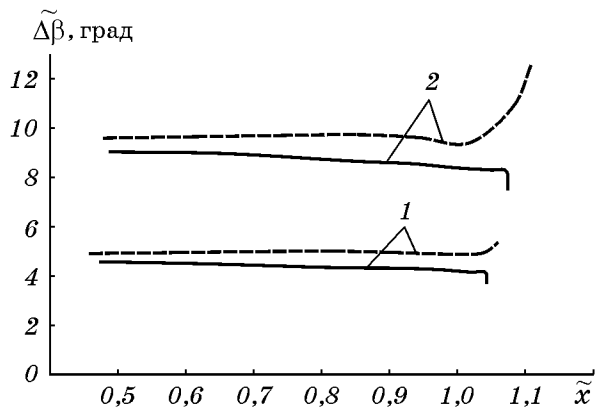


Рис. 5

на сетке № 1, а штриховые – на сетке № 2. Видно, что указанные различия аэродинамических характеристик, рассчитанные с использованием сетки

№ 2, удовлетворительно согласуются с соответствующими различиями, рассчитанными с использованием сетки № 1. Немонотонное поведение функций вблизи правых границ интервалов их определения, соответствующих режимам запираания решеток, отчасти объясняется трудностью вычисления значений функции (7) вблизи режимов запираания.

Рассмотрено также изменение аэродинамических характеристик решетки № 1, обусловленное изменением угла атаки потока на входе в решетку. На

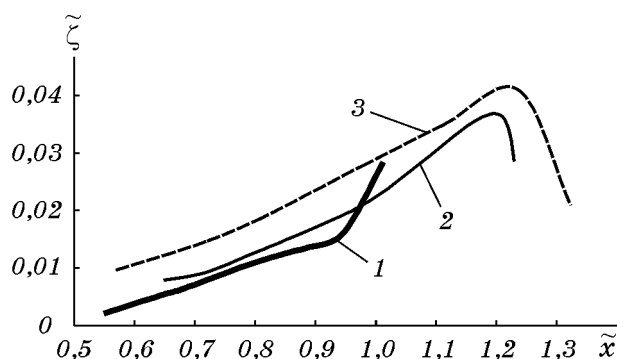


Рис. 6

рис. 6 приведены различия между характеристиками $\zeta(M_1)$, соответствующими углам атаки потока 10° и $2,5^\circ$. Кривая 1 построена по экспериментальным данным [12], кривая 2 получена при использовании расчетной сетки № 1, кривая 3 – расчетной сетки № 2. Прослеживается удовлетворительное согласование зависимостей

2 и 3, указанные зависимости частично согласуются с зависимостью 3, построенной на основе данных эксперимента.

Таким образом, в соответствии с предлагаемым критерием выбор числа узлов расчетной сетки № 2 следует считать рациональным.

Выводы. Сформулирован приближенный критерий рационального выбора числа узлов расчетной сетки при численном моделировании газовых потоков в процессе аэродинамической оптимизации формы межлопаточных каналов компрессорных венцов.

На основе указанного критерия произведен рациональный выбор числа узлов расчетной сетки для методики численного моделирования плоских турбулентных течений газа в компрессорных решетках и методики численного моделирования пространственных турбулентных течений в компрессорных венцах. Указанные методики разработаны ранее в Институте технической механики НАН Украины и НКА Украины.

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

1. *Shahpar S.* Three-dimensional design and optimisation of turbomachinery blades using the Navier – Stokes equations / *S. Shahpar* // Proc. of XV Int. Symp. on Airbreathing Engines. – Bangalore (India), 2001. – 13 p.
2. *Ершов С. В.* Аэродинамическая оптимизация пространственной формы лопаток паровых и газовых турбин / *С. В. Ершов, В. А. Яковлев* // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7(54). – С. 66 – 70.
3. *Frey C.* Development and application of an adjoint RANS solver for turbomachinery / *C. Frey, D. Numberger, H. P. Kersken* // Proc. of 8-th European Turbomachinery Conf. – Graz (Austria), 2009. – P. 949 – 957.
4. *Аульченко С. М.* Оптимизация решеток профилей вариационно-градиентным методом / *С. М. Аульченко* // Теплофизика и аэромеханика. – 2005. – Том 12, № 3. – С. 357 – 363.
5. *Dennis B. H.* Multi-objective optimization of turbomachinery cascades for minimum loss, maximum loading, and maximum gap-to-chord ratio / *B. H. Dennis, I. N. Egorov and others* // AIAA Paper. – 2000. – N 4876. – 9 p.
6. *Jameson Antony.* Efficient Aerodynamic Shape Optimization / *Antony Jameson* // AIAA Paper. – 2004. – N 4369. – 21 p.

7. *Nemec Marian. Multi-Point and Multi-Objective Aerodynamic Shape Optimization / Marian Nemec, David W. Zingg, Thomas H. Pulliam // AIAA Paper. – 2002. – N 5548. – 12 p.*
8. *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.*
9. *Мелашич С. В. Особенности построения эффективной разностной схемы для численного моделирования трансзвуковых течений вязкого газа в компрессорных решетках / С. В. Мелашич // Вісник Дніпропетровського університету. Серія ракетно-космічна техніка. – 2007. – Випуск 11. – Т. 2, № 9/2. – С. 78 – 86.*
10. *Кваша Ю. А. Численное моделирование плоского турбулентного течения газа в компрессорных решётках / Ю. А. Кваша, С. В. Мелашич // Техническая механика. – 2007. – № 2. – С. 67 – 73.*
11. *Кваша Ю. А. Расчет пространственного турбулентного потока в межлопаточных каналах сверхзвуковых компрессорных ступеней / Ю. А. Кваша // Техническая механика. – 1999. – № 1. – С. 9 – 13.*
12. *Бунимович А. И. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости / А. И. Бунимович, А. А. Святогор // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М. : Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – 97 с.*
13. *Pilipenko V. V. Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in Aerodynamic Designing of Compressor Stages / V. V. Pilipenko, V. I. Pismenny, Yu. A. Kvasha // Proc. XIV Int. Symp. on Airbreathing Engines. – Florence (Italy), 1999. – 5 p.*
14. *Кваша Ю. А. Расчет пространственного турбулентного потока в неосесимметричных каналах / Ю. А. Кваша, А. А. Дячкин // Техническая механика. – 2000. – № 1. – С. 72 – 76.*
15. *Кваша Ю. А. Расчет аэродинамических характеристик компрессорных решеток / Ю. А. Кваша, А. А. Дячкин // Техническая механика. – 2001. – № 1. – С. 58 – 63.*
16. *Письменный В. И. Расчет трехмерного турбулентного потока воздуха в центробежной ступени компрессора / В. И. Письменный, Ю. А. Кваша // Техническая механика. – 2004. – № 2. – С. 94 – 99.*

Институт технической механики
НАН Украины и НКА Украины,
Днепропетровск

Получено 06.07.09,
в окончательном варианте 07.09.09