

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, д-р техн. наук; с.н.с., ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.А. КОЛЕСНИК, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АЭРОУПРУГОГО ПОВЕДЕНИЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ВЕНТИЛЯТОРА КОМПРЕССОРА

Представлены метод и алгоритм решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа. Выполнен численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца вентилятора компрессора современного авиационного двигателя.

Ключевые слова: лопаточный венец компрессора, гармонические и связанные колебания, аэродемпфирование, флаттер.

Введение

Повышение эффективности газотурбинных двигателей связано с применением широкохордных лопаток вентилятора сложной пространственной формы. Для обеспечения надежности эксплуатации газотурбинного двигателя появляется необходимость прогнозирования аэроупругого поведения лопаточного венца для того, чтобы исключить возможность проявления аэроупругой неустойчивости, такой как флаттер.

Традиционный подход к расчету флаттера облопаченных дисков основан на методе частотного анализа [1–4], в котором предполагается, что движение лопаток описывается гармоническими функциями по времени с постоянным углом сдвига фаз между соседними лопатками. Этот подход игнорирует эффект обратной связи влияния колеблющихся лопаток на основной поток газа.

На основании анализа современного состояния проблемы аэроупругости турбомашин и существующих методов прогнозирования флаттера можно заключить, что наиболее перспективным подходом в исследовании аэроупругого поведения лопаточного венца турбомшины является подход, основанный на трехмерной модели нестационарной аэродинамики и модальном анализе движения лопатки.

В Институте проблем машиностроения НАН Украины развиты новые подходы к моделированию аэроупругих явлений, основанные на маршевой по времени схеме, включающей интегрирование уравнений аэродинамики и динамики упругих колебаний [5–8].

Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов, проведенное для стандартных конфигураций лопаточных венцов [5–7], показало хорошее качественное и количественное соответствие как по интегральным характеристикам (коэффициент аэродемпфирования), так и по локальным (амплитуда и фаза нестационарного давления).

С использованием разработанного метода проведен численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца компрессора в пространственном потоке газа при заданных гармонических колебаниях лопаток с учетом 6-ти собственных форм при различных углах сдвига по фазе колебаний лопаток.

Аэроупругая модель

Рассматривается обтекание трехмерным потоком идеального газа вращающегося венца вентилятора с лопатками, колеблющимися по собственным формам при заданных законах гармонических колебаний и межлопаточном угле сдвига по фазе колебаний лопаток (МЛФУ).

Лопаточный венец компрессора представляет собой кольцевую решетку, состоящую из 18 лопаток. Меридиональная проекция проточной части и плоские сечения, формирующие лопатку компрессора, приведены на рис. 1.

Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через венец осевой турбомашин рассматривается в физической области, включающей рабочее колесо (РК) компрессора, вращающееся с постоянной угловой скоростью, и описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения [5].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} f d\Omega + \oint_{\sigma} \vec{F} \cdot \vec{n} d\sigma + \int_{\Omega} H d\Omega = 0, \quad (1)$$

$$f = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v_1 \\ \rho v_2 \\ \rho v_3 \\ E \end{bmatrix}; \quad \vec{F} = \begin{bmatrix} \rho \vec{v} \\ \rho v_1 \vec{v} + \delta_{1i} p \\ \rho v_2 \vec{v} + \delta_{2i} p \\ \rho v_3 \vec{v} + \delta_{3i} p \\ (E + p) \vec{v} \end{bmatrix}; \quad H = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho a_{e1} - 2\rho\omega v_2 \\ \rho a_{e2} + 2\rho\omega v_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \delta_{ji} = \begin{cases} 1 & j = i \\ 0 & j \neq i \end{cases}.$$

Здесь Ω – конечный объем разностной ячейки с движущимися границами σ ; \vec{n} – единичный вектор внешней нормали; p и ρ – давление и плотность; ω – угловая скорость вращения; v_1, v_2, v_3 – компоненты вектора скорости \vec{v} ; a_{e1} и a_{e2} – проекции

переносного ускорения; $E = \rho \left(\varepsilon + \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 - r^2 \omega^2}{2} \right)$ – полная энергия единицы

объема; ε – внутренняя энергия единицы массы; r – расстояние до оси вращения; χ – показатель адиабаты.

Система уравнений (1) дополняется уравнением состояния совершенного газа

$$\varepsilon = \frac{1}{k-1} \frac{p}{\rho},$$

где ε – внутренняя энергия единицы массы; k – коэффициент адиабаты.

Учитывая неперриодичность потока в окружном направлении, следует в расчетную область включать все лопатки РК.

Уравнения (1) интегрируются в расчетной области, включающей полную дугу окружности, т.е. количество межлопаточных каналов равно количеству лопаток. Число межлопаточных каналов N и сдвиг по фазе колебаний лопаток δ связаны соотношением $N\delta = 2\pi j, j$ – целое число.

Разностная сетка разбивается на N -сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу ротора.

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

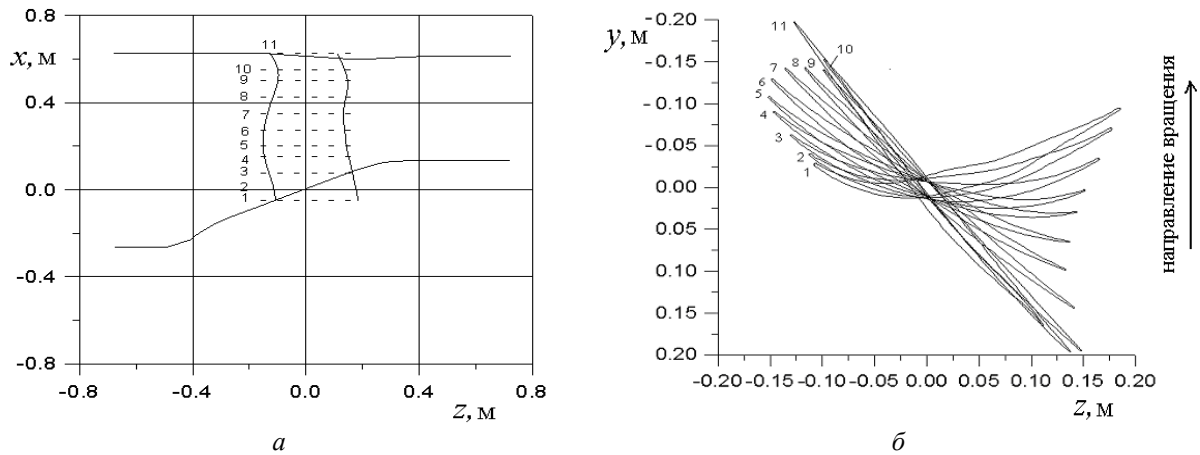


Рис. 1 – Лопаточный венец вентилятора:
 а – меридиональная проекция лопатки вентилятора;
 б – тангенциальные проекции исходных сечений рабочей лопатки

На рис. 2а,б приведены фрагменты разностной сетки – меридиональное сечение (рис. 2а) и тангенциальное сечение в среднем сечении лопатки (рис. 2б). Количество тангенциальных сеточных сечений – 30. Количество узлов в каждом тангенциальном сечении в направлении оси y – 41, в направлении оси z – 103. Таким образом, количество сеточных узлов в каждом межлопаточном канале – $30 \times 41 \times 103 = 126690$.

Предполагается, что нестационарные эффекты в лопаточном венце вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок, а поток на бесконечности перед и за венцом является однородным с малыми возмущениями, распространяющимися из расчетной области вверх и вниз по потоку. Поэтому постановка граничных условий на проницаемых границах основана на одномерной теории характеристик.

В общем случае, когда осевая скорость является дозвуковой, полная система граничных условий может быть представлена в виде:

– на входе в венец

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

– на выходе за рабочим колесом

$$p = p(x, y); \quad dp - a^2 dp = 0; \quad dv_1 - (\omega^2 r - 2\omega v_2) dt = 0;$$

$$dv_2 + 2\omega v_1 dt = 0; \quad d \left(v_3 + \frac{2a}{\lambda - 1} \right) = 0.$$

Здесь T_0, p_0 – заторможенные температура и давление в неподвижной системе координат; α, γ – углы потока в тангенциальном и меридиональном сечениях перед лопаточным венцом; p – статическое давление за лопаточным венцом.

Дискретная форма уравнений (1) получена для произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [8]

$$\frac{1}{\Delta t} \left[f_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}}^{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} - f_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \right] + [-(f\sigma w_n)_{i+1} + (f\sigma w_n)_i - (f\sigma w_n)_{j+1} + (f\sigma w_n)_j - (f\sigma w_n)_{k+1} + (f\sigma w_n)_k] + [(F_1\sigma)_{i+1} - (F_1\sigma)_i + (F_2\sigma)_{j+1} -$$

$$-(F_2\sigma)_j + (F_3\sigma)_{k+1} - (F_3\sigma)_k + H_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} = 0.$$

Здесь нижние и верхние индексы соответствуют «старым» и «новым» ячейкам; $f = \{\rho, \rho \vec{v}, E\}$ – символический вектор искомых величин; F_1, F_2, F_3 – «большие» величины на «средних» гранях ячеек; σ и w_n – площадь и нормальная скорость центра грани. Газодинамические параметры на «средних» гранях находятся из решения задачи Римана с использованием итерационного процесса [9].

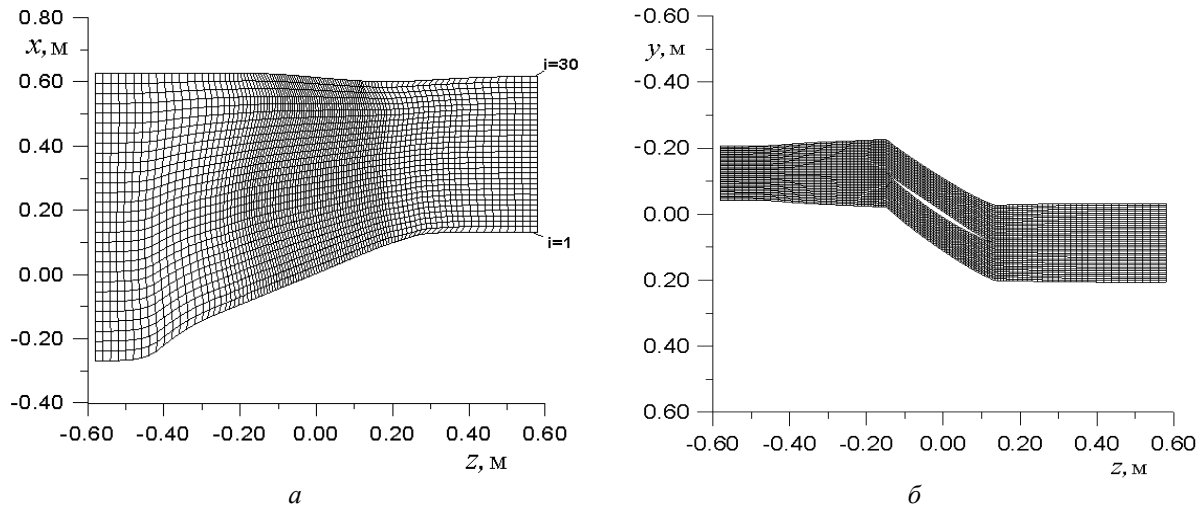


Рис. 2 – Разностная сетка:
a – в меридиональной плоскости ($i = 1, 2, \dots, 30$ – номер сеточного тангенциального сечения);
б – в тангенциальной плоскости

Динамическая модель колеблющейся лопатки в линейной постановке описывается матричным уравнением

$$[M] \{\ddot{u}(x, t)\} + [C] \{\dot{u}(x, t)\} + [K] \{u(x, t)\} = [F], \quad (2)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ – матрицы масс, механического демпфирования и жесткости лопатки соответственно; $\{u(x, t)\}$ – перемещение лопатки; $[F]$ – вектор нестационарных аэродинамических нагрузок.

С использованием модального подхода

$$\{u(x, t)\} = [U(x)] \{q(t)\} = \sum_{i=1}^N \{U_i(x)\} q_i(t),$$

где $U_i(x)$ – вектор перемещения лопатки по i -й моде, $q_i(t)$ – модальный коэффициент, соответствующий i -й моде, и условия ортогональности собственных форм колебаний матричное уравнение (2) приводится к системе независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t). \quad (3)$$

Здесь 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

$$\lambda_i = \frac{\iint p \bar{U}_i \cdot \bar{n}^\circ d\sigma}{\iiint_v \rho \bar{U}_i^2 dv},$$

где p – давление на поверхности лопатки.

Здесь в числителе стоит работа сил давления при перемещении лопатки по i -й форме, в знаменателе – нормирующий множитель, т.е. модальную силу λ_i можно интерпретировать как обобщенную силу, действующую на лопатку при ее перемещении по i -й форме и отнесенную к единице массы.

Определив модальные коэффициенты q_i из системы дифференциальных уравнений (3), получим перемещение и скорость лопатки в виде

$$u(x, t) = \sum_i U_i(x) q_i(t);$$

$$\dot{u}(x, t) = \sum_i U_i(x) \dot{q}_i(t).$$

Численный анализ

Численное исследование проведено для лопаточного венца компрессора, представляющего собой кольцевую решетку, состоящую из 18 лопаток (рис. 1).

На первом этапе проведен численный анализ аэроупругих характеристик венца компрессора на стационарном режиме.

Для построения напорной характеристики выполнены расчеты 5-ти вариантов стационарных режимов (без учета колебаний лопаток) обтекания лопаточного венца вентилятора (рис. 3), вращающегося в воздушном потоке с постоянной угловой скоростью $\omega = 313,9$ рад/сек (2997,6 об/мин, $\nu = 49,96$ Гц).

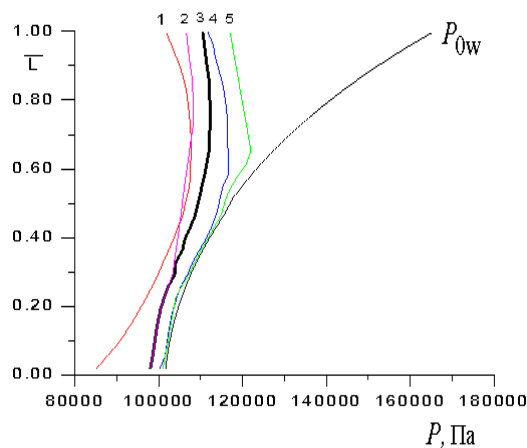


Рис. 3 – Распределение по высоте лопатки полного давления во вращающейся системе координат и статического противодавления

Для всех вариантов параметры на входе (в абсолютной системе координат) принимались одинаковыми:

– полное давление $P_0 = 101302,7$ Па;

– полная температура $T_0 = 288,2$ К;

– углы потока в окружном и радиальном направлениях 0 град. (в абсолютном движении).

Статическое давление на выходе за вентилятором принималось переменным по радиусу (рис. 3).

Изменение полного давления по высоте лопатки во вращающейся системе координат P_{0w} при заданном числе оборотов $n = 2997,6$ об/мин приведено на рис. 3.

Степень повышения давления рассчитывалась по формуле

$$\pi_{к0} = \frac{\int_0^L P_{2i} G_i dL}{P_0 \int_0^L G_i dL},$$

где P_0 – полное давление в абсолютной системе координат на входе в лопаточный венец; P_{2i} – полное давление в абсолютной системе координат в i -слое на выходе за лопаточным венцом; G_i – массовый расход газа в i -слое.

В качестве основного режима для расчета аэроупругих характеристик лопаточного венца компрессора выбран вариант 3, который характеризуется массовым расходом $G = 385$ кг/с и степенью повышения давления $\pi_{к0} = 1,24$.

На рис. 4 приведены графики распределения статического давления по обводу лопатки в корневом, среднем и периферийном сечениях. По горизонтальной оси отложена относительная ширина лопатки (c – ширина лопатки).

На этих графиках значения давления даны в безразмерных величинах

$$C_p = \frac{P}{\rho_* a_*^2},$$

где ρ_* , a_* – критические плотность и скорость, рассчитанные по заторможенным параметрам P_0 и T_0 и соответственно $\rho_* = 0,776$ кг/м³; $a_* = 310,6$ м/с.

Как видно из рисунков, обтекание лопаточного венца характеризуется равномерным повышением давления в осевом направлении.

Далее выполнены аэродинамические расчеты вращающегося лопаточного венца компрессора в воздушном потоке при заданном законе колебаний лопаток. Все лопатки совершают гармонические колебания по каждой из собственных форм по одному и тому же закону с постоянным углом сдвига фаз δ (МЛФУ):

$$q_{ij} = q_{i0} \cdot \sin[2\pi v_i t + (j-1)\delta], \quad (4)$$

где q_{ij} – модальный коэффициент; i – номер собственной формы; j – номер лопатки; q_{i0} – амплитуда колебаний i -ой собственной формы; v_i – собственная частота; δ – межлопаточный угол сдвига по фазе колебаний соседних лопаток.

В расчетах учитывались первые шесть собственных форм. Собственные частоты колебаний каждой из форм приведены в таблице.

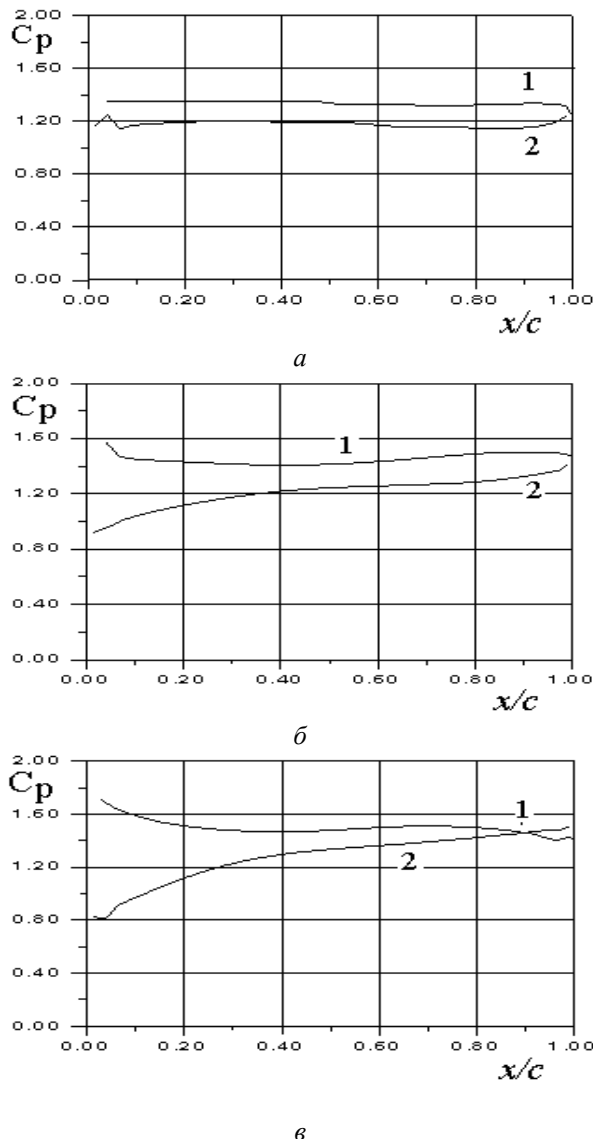


Рис. 4 – Распределение статического давления по обводу лопатки:
1 – сторона давления; 2 – сторона разрежения
а – корневое сечение; б – среднее сечение;
в – периферийное сечение

Собственные частоты

№ соб. формы	1	2	3	4	5	6
ν_i , Гц	70,783	170,02	233,93	387,10	532,48	560,36

Расчеты проведены для гармонических колебаний лопаток при межлопаточных углах сдвига по фазе колебаний лопаток МЛФУ = 0°, 180°, ±90° с учетом взаимодействия первых шести собственных форм.

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования D , равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W , совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний

$$D = -W = - \int_0^{1/\nu} \int_0^l (F \cdot \bar{v} + M \cdot \bar{\omega}) dt dl, \quad (5)$$

где \bar{F} – вектор аэродинамической силы, \bar{M} – аэродинамический момент; l – длина обвода профиля; \bar{v} – вектор линейной скорости профиля; $\bar{\omega}$ – вектор угловой скорости вращения профиля.

С учетом гармонического закона колебаний лопаток и периодического изменения аэродинамической нагрузки можно из выражения (5) получить следующую формулу для коэффициента аэродемпфирования

$$D = -F_0 h_0 \sin \alpha - M_0 \varphi_0 \sin \beta, \quad (6)$$

где F_0, M_0 – амплитуды аэродинамической силы и момента; h_0, φ_0 – амплитуды изгибных и крутильных колебаний; α, β – углы сдвига по фазе силы и момента относительно изгиба и кручения.

Из выражения (6) следует, что при совпадении направлений силы (момента) с перемещением (поворотом) профиля коэффициент работы положителен ($W > 0; D < 0$). В этом случае энергия основного потока подводится к колеблющейся лопатке. И наоборот, если направление силы (момента) противоположно направлению перемещения (поворота) лопатки, коэффициент работы отрицателен ($W < 0; D > 0$). В этом случае энергия колеблющейся лопатки отводится в основной поток.

Знак «минус» суммарной работы ($D > 0$) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки ($D < 0$).

Характер обмена энергией между потоком воздуха и колеблющейся лопаткой по длине лопатки показан на рис. 5а, на котором приведены графики изменения коэффициента аэродемпфирования по высоте лопатки для различных межлопаточных углов сдвига по фазе колебаний соседних лопаток МЛФУ = 0 град, 180 град, ±90 град.

Качественно характер аэродемпфирования по высоте лопатки одинаков.

Следует обратить внимание на то, что характер аэродемпфирования определяется сдвигом по фазе нестационарного давления по отношению к движению лопатки, который, в свою очередь, определяется сдвигом по фазе колебаний соседних лопаток.

На рис. 5б показано влияние межлопаточного угла сдвига фаз колебаний лопаток на коэффициент аэродемпфирования с учетом 1–6 собственных форм колебаний. Максимальное аэродемпфирование имеет место при колебаниях со сдвигом фаз МЛФУ = ±90 град., минимальное аэродемпфирование – при синфазных колебаниях

(МЛФУ = 0 град). Для всех режимов коэффициент аэродемпфирования $D > 0$ ($W < 0$), что соответствует диссипации энергии колеблющейся лопатки в основной поток.

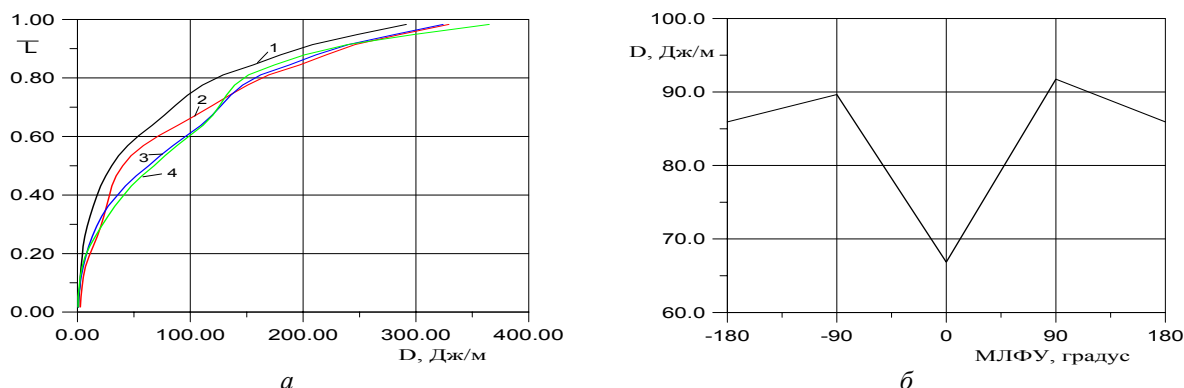


Рис. 5 – Изменение коэффициента аэродемпфирования:

a – по высоте лопатки; *б* – в зависимости от МЛФУ;
 (1–6 собственная форма, 1 – МЛФУ = 0 град;
 2 – МЛФУ = 180 град; 3 – МЛФУ = -90 град; 4 – МЛФУ = 90 град)

На рис. 6–7 представлены некоторые результаты аэродинамического расчета венца компрессора при синфазных колебаниях лопаток ($\delta = 0$) с учетом шести собственных форм, при этом колебания по каждой собственной форме осуществляются со своей собственной частотой.

На рис. 6 приведены график перемещения центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении (hy) за один полный период колебаний ($T = \frac{1}{\nu} = 0,04189$ сек) (рис. 6а) и амплитудно-частотный спектр колебаний (рис. 6б).

Как видно из графиков, преобладающий вклад в колебания в окружном направлении вносит 1-я собственная форма с частотой $\nu = 70,78$ Гц.

На рис. 7 представлены графики изменения окружной силы, действующей на периферийный слой лопатки и амплитудно-частотный спектр в течение двух периодов гармонических колебаний. Как видно из графиков, аэродинамическая нагрузка изменяется периодически с периодом, равным периоду колебаний лопаток.

Знак коэффициента аэродемпфирования, рассчитанный при заданных кинематических колебаниях лопаток, может рассматриваться лишь как необходимый критерий, но не достаточный признак возникновения самовозбуждающихся колебаний. Окончательную оценку аэроупругого поведения лопаточного венца можно получить лишь при решении связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний. В этом случае реакция лопаток будет зависеть не только от «кинематической предыстории», но и от таких параметров, как массовый расход газа, масса лопатки и собственные частоты колебаний лопатки.

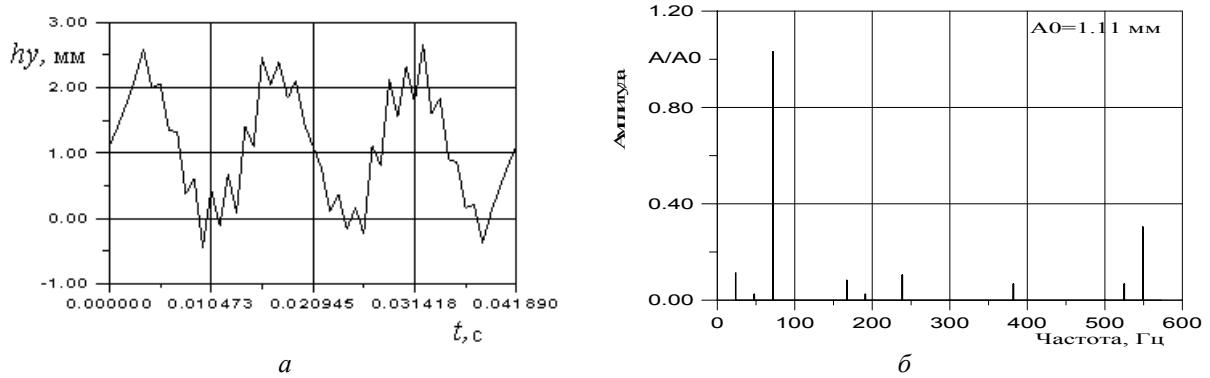


Рис. 6 – Перемещение рабочей лопатки компрессора в окружном направлении (МЛФУ = 0 град):
 а – перемещение; б – амплитудно-частотная характеристика периферийного сечения лопатки

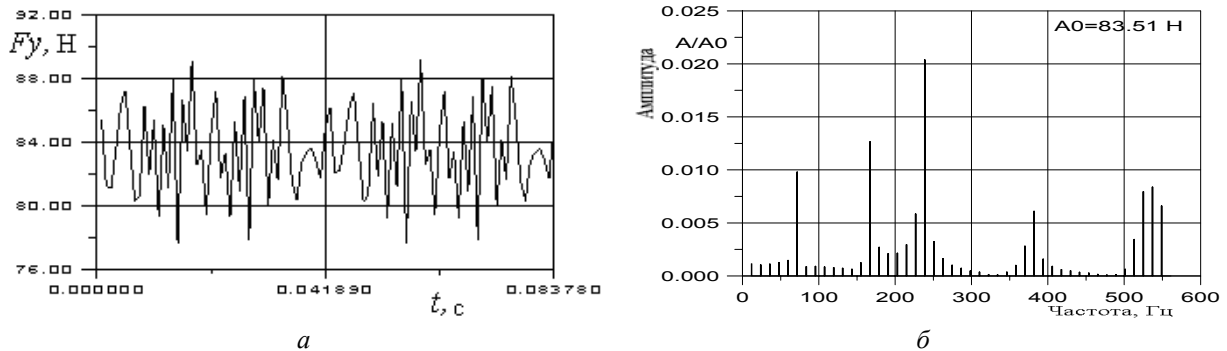


Рис. 7 – Изменение окружной аэродинамической силы, действующей
 на рабочую лопатку компрессора (МЛФУ = 0 град):
 а – окружная сила; б – амплитудно-частотная характеристика периферийного сечения лопатки

На рис. 8–10 приведены результаты расчета связанных аэроупругих колебаний лопаточного венца компрессора с учетом взаимодействия шести собственных форм колебаний при начальном значении МЛФУ равном 0 град. Изменение модального коэффициента первой формы колебаний во времени показано на рисунке 8. Отрезок времени $0 \leq t \leq 0,04189$ сек соответствует наименьшему общему периоду гармонических колебаний, соответствующему частоте $\nu = 23,87$ Гц, равной наибольшему общему делителю собственных частот колебаний. На этом временном интервале лопатки совершают гармонические колебания по каждой из собственных форм с амплитудой $q_{i0} = 0,5$ и своей собственной частотой.

Начиная с момента времени $t = 0,04189$ сек (стартовый режим связанных колебаний) дальнейшее движение лопаток определяется нестационарными силами, действующими на лопатки, которые, в свою очередь, зависят от колебаний лопаток, т.е. движение лопаток и силы, действующие на них, находятся из решения связанной задачи.

Как следует из расчета все собственные формы колебаний демпфируются. Наименьшим декрементом затухания колебаний характеризуется 1-ая собственная форма (рис. 8).

Колебания центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении и амплитудно-частотный спектр колебаний приведены на рис. 9.

Как видно из рисунка, колебания затухают. Амплитудно-частотный спектр колебаний характеризует вклад каждой из собственных форм в переходный процесс от гармонических колебаний к демпфированию. Как видно из рисунка основной вклад в изгибные колебания (h_y) вносит 1-я форма.

На рис. 10 приведені графіки змінення аеродинамічних навантажень, діючих в периферійному шарі робочої лопатки і їх амплітудно-частотний спектр. Нестационарні складові аеродинамічних навантажень в перехідному процесі зменшуються, і аеродинамічні навантаження сходяться до навантажень, відповідним режиму без коливань лопаток.

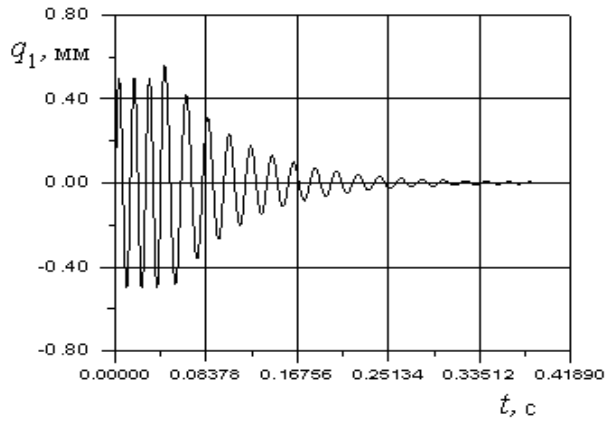


Рис. 8 – Змінення модального коефіцієнта 1-ої моди (МЛФУ = 0 градус)

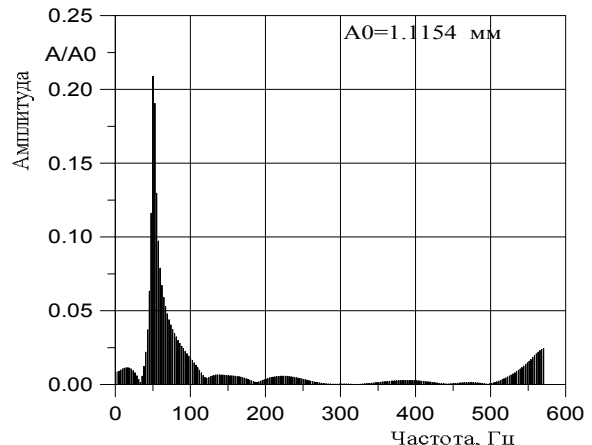
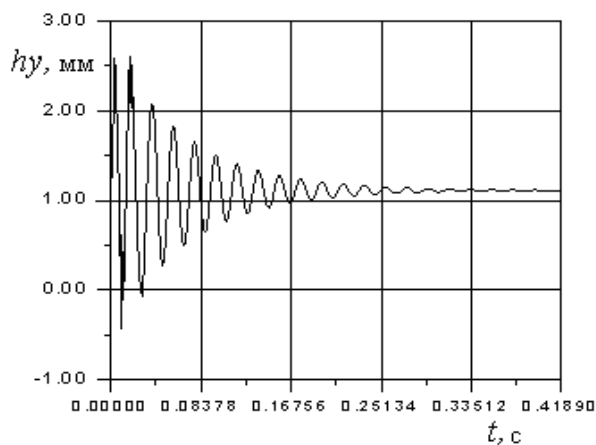


Рис. 9 – Переміщення периферійного сечення робочої лопатки компресора (МЛФУ = 0 градус):
 а – переміщення в окружнм напрямленні; б – амплітудно-частотна характеристика

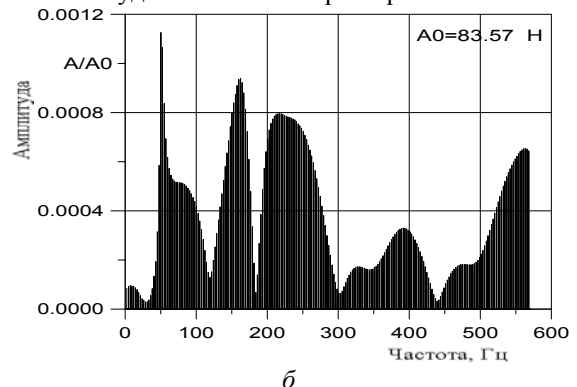
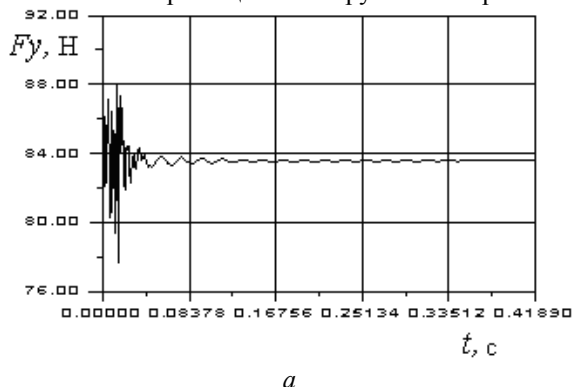


Рис. 10 – Змінення аеродинамічної сили, діющої на робочю лопатку компресора в периферійному шарі лопатки (МЛФУ = 0 градус):
 а – окружна сила; б – амплітудно-частотна характеристика

Численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца вентилятора с использованием математической модели связанной задачи нестационарной аэродинамики и динамики упругих колебаний показал:

1) при гармонических колебаниях лопаток по заданному закону по каждой из собственных форм и с учетом взаимодействия всех форм имеет место положительный коэффициент демпфирования, т.е. энергия отводится от колеблющейся лопатки в основной поток;

2) при связанных колебаниях происходит аэродемпфирование всех собственных форм колебаний во всем диапазоне изменения межлопаточных улов сдвига по фазе колебаний лопаток.

Список литературы: 1. *Carta, F.O.* Coupled Blade-Disk-Shroud Flutter Instabilities in Turbojet Engine Rotor [Text] / F.O. Carta // J. of Engineering for Power. – 1967. – P. 419-426. 2. *Bendiksen, O.* Coupled Bending – Torsion Flutter in Cascades [Text] / O. Bendiksen, P. Friedmann // AIAA J. – 1980. – № 2. – P. 194-201. 3. *Bakhle, M.A.* Time Domain Flutter Analysis of Cascades Using a Full – Potential Solver [Text] / M.A. Bakhle, T.S. Reddy, T.G. Keith // AIAA J. – 1992. – № 1. – P. 163-170. 4. *Bolcs, A.* Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Text] / A. Bolcs, T.H. Fransson // Communication du LTAT. – EPFL Switzerland. – 1986. – № 13. – P. 174. 5. *Гнесин, В.И.* Аэроупругий анализ лопаточного венца турбомашин на основе численного решения связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Проблемы машиностроения. – X., 1998, № 3–4. – С. 29-40. 6. *Gnesin, V.I.* Aeroelastic analysis of vibrating blade row using a coupled fluid-structure problem [Text] / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya // Proc. of 14th Intern. Sump. On Air Breathing Engines. – Florence, Italy. – 1999. – P. 1-9. 7. *Gnesin, V.I.* Coupled Fluid- Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines [Text] / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R.A. Rzadkowski // ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress. – Munich, Germany. – 2000. – P. 1-8. 8. *Гнесин, В.И.* Аэроупругие явления в турбомашинках [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Аэродинамика и Аэроакустика. Проблемы и перспективы. Сб. науч. трудов. – X.: ХАИ, 2009. – № 3. – С. 53-62. 9. *Годунов, С.К.* Численное решение многомерных задач газовой динамики [Текст] / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов, А.Н. Крайко, Г.П. Прокопов. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

Поступила в редколлегию 27.09.13

УДК 621.165

Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца вентилятора компрессора [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, А.А. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – X.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 77-87. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені метод і алгоритм рішення зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки і пружних коливань лопаток в тривимірному потоці ідеального газу. Виконаний чисельний аналіз аероупругих характеристик вінця лопатки вентилятора компресора сучасного авіаційного двигуна.

Ключові слова: вінець лопатки компресора, гармонійні і зв'язані коливання, аеродемпфування, флатер.

The method and algorithm of solution of the coupled problem of non-stationary aerodynamics and elastic vibrations of blades in the three-dimensional ideal gas flow are presented. The numerical analysis of aeroelastic characteristics of blade row of modern aviation engine ventilator of compressor is executed.

Keywords: compressor blade row, harmonic and coupled vibrations, aerodamping, flutter.