

Экспериментально-расчетная оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей

В. А. Цимбалюк, А. П. Зиньковский, А. В. Побережников

Институт проблем прочности НАН Украины, Киев, Украина

Рассмотрены подходы к моделированию нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки венца при их колебаниях в потоке, путем использования решеток профилей. Изложены основные положения разработанной методики экспериментального определения нестационарных аэродинамических нагрузок и пределы ее применимости. Представлены результаты расчетов по установлению границы динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров современного газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: лопаточный венец, компрессор, флаттер, моделирование, решетка профилей, аэродинамическая нагрузка, динамическая устойчивость.

Постановка задачи. Известно, что основными требованиями при создании современных газотурбинных двигателей (ГТД) являются снижение их веса, повышение тяги и экономичности при одновременном обеспечении высокой надежности [1].

Опыт создания авиационных газотурбинных двигателей, конструктивные элементы которых подвергаются воздействиям, показывает, что более половины дефектов, обнаруживаемых при их доводке, имеют вибрационное происхождение. При этом тенденция к росту удельной мощности проектируемых двигателей обуславливает создание высоконагруженных конструкций из равнопрочных элементов, что приводит к повышению плотности спектра их собственных частот колебаний и вызывает большую вероятность возникновения опасных режимов колебаний, сложность и даже невозможность их устранения. Среди проблем вибрационного характера наиболее распространенными являются резонансные колебания и флаттер (самовозбуждающиеся в потоке газа колебания) рабочих лопаток. Именно изучение их закономерностей с учетом возникающих при создании и эксплуатации двигателей задач, как свидетельствуют данные работ [2, 3], постоянно находится в поле зрения исследователей, инженеров и конструкторов.

Флаттер – одно из наиболее опасных явлений аэроупругости ввиду своих зачастую катастрофических последствий. Одна из основных причин его возникновения – взаимодействие лопаток через поток, которое в литературе получило название аэродинамической связи. Особенно актуальна эта задача для рабочих колес компрессоров ГТД.

Хотя общие причины флаттера лопаток давно известны и в изучении его закономерностей достигнуты значительные успехи, все же современные тенденции в проектировании газотурбинных двигателей обуславливают необходимость повышения точности и достоверности решения основной части задачи оценки динамической устойчивости – определения аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки при их колебаниях в потоке газа.

Следует отметить, что об актуальности указанной задачи свидетельствует даже тот факт, что в ВВС США существует программа научных исследований [3], которая включает также и ее решение.

Аэродинамическая связь лопаток может играть как положительную роль, обуславливая аэродинамическое демпфирование колебаний, которое снижает уровень вибронпряженности лопаток при резонансе, так и отрицательную, что проявляется в возникновении флаттера. Поэтому при проектировании двигателя и освоении его серийного производства, в частности при проведении сертификационных испытаний, необходимо определение критических условий возникновения флаттера или границы динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес на различных режимах работы двигателя. В первую очередь это относится к режимам, близким к отрыву потока от поверхности лопаток, когда критическая скорость флаттера значительно снижается.

Трудность решения задачи об определении критических условий возникновения флаттера лопаток, как известно, связана со сложностью нахождения нестационарных аэродинамических нагрузок (сил и моментов), действующих на лопатки при их колебаниях в потоке газа. Аэродинамические нагрузки можно измерять косвенно через аэродинамическое демпфирование колебаний лопаточных профилей (в дальнейшем – профиль) [4, 5], непосредственно тензодинамометром [6, 7] или по возбуждающим усилиям вибратора [7, 8]. Однако указанные экспериментальные методики позволяют измерять нестационарные аэродинамические нагрузки только при поступательных или угловых перемещениях профилей, моделирующих соответственно изгибные или крутильные колебания лопаток. Это не всегда отвечает реальным формам колебаний лопаток, которые совершают, как правило, более сложные колебания. Аэродинамические нагрузки можно измерять также по распределению нестационарных давлений на поверхности профиля или лопатки [9, 10], однако в этом случае зачастую невозможно разместить необходимое количество датчиков давления. Расчетные методы определения нестационарных аэродинамических нагрузок постоянно развиваются и совершенствуются, разрабатываются более сложные расчетные модели, в частности трехмерные [11], но все они требуют экспериментальной проверки.

Таким образом, цель настоящей работы – изложение разработанной методики экспериментального определения нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки при их колебаниях в потоке газа, и полученных на ее основе некоторых результатов расчетов границы динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров современного газотурбинного двигателя.

Моделирование лопаточного венца и условий его взаимодействия с потоком. Натурные испытания рабочих колес компрессоров на устойчивость лопаток к флаттеру являются очень дорогостоящими и сопряжены с постоянной угрозой их разрушения. Однако при определенных условиях они могут быть заменены модельными экспериментами.

Как отмечалось в работе [12], основной смысл моделирования заключается в том, чтобы по результатам экспериментов с моделями можно было бы охарактеризовать явления, наблюдаемые в натуральных условиях. Обяза-

тельное условие при этом – равенство критериев подобия: безразмерного комплекса определяющих физических величин, ввиду чего будут равны и другие безразмерные характеристики исследуемого явления и его модели.

Применительно к исследованиям флаттера лопаток необходимо моделировать не только геометрические, инерционные, упругие и диссипативные свойства лопаточного венца, но и течение газа в межлопаточных каналах. Такие аэродинамические нагрузки, действующие на лопатку, включают в себя постоянную и нестационарные составляющие. Одна из нестационарных составляющих обусловлена колебаниями лопаток, остальные – неравномерностью набегающего потока, взаимодействием лопаток статора и ротора, их срывным обтеканием. Обычно изменение межлопаточных каналов вследствие дивергенции лопаток под действием постоянной составляющей достаточно мало, и обратным влиянием постоянных упругих деформаций лопаток на аэродинамические нагрузки можно пренебречь. Поэтому для определения условий возникновения флаттера лопаток можно ограничиться решением линейной задачи динамической устойчивости “в малом”, т.е. при малых как начальных возмущениях, так и возникающих при этом колебаниях. При этом достаточно учитывать только нестационарную составляющую аэродинамических нагрузок, вызванную колебаниями лопаток. Такие нагрузки можно рассматривать линейно-зависящими от вызвавших их малых колебаний [13], поскольку нелинейность проявляется лишь при больших амплитудах колебаний в условиях отрыва потока [9]. В этом случае линеаризованные уравнения автономных колебаний модели лопаточного венца в матричной форме могут быть записаны в виде [14]

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = [Q_A]\{q\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы инерционных, диссипативных и упругих характеристик системы соответственно; $[Q_A]$ – матрица аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки; $\{q\}$ – вектор-столбец перемещений системы.

Рассмотрим задачу моделирования нестационарных аэродинамических нагрузок Q_A , действующих на лопатку при ее колебаниях в потоке газа.

В соответствии с принципами моделирования процессов в турбомашинах [12], основанными на П-теореме теории размерностей, нагрузку Q_A в общем случае можно представить в виде произведения множителя, имеющего соответствующую ей размерность, и безразмерного множителя \bar{Q}_A , зависящего от следующих критериев подобия:

$$\bar{Q}_A = \bar{Q}_A(b/D, u/c, Sh, M, Re, k, Fr, Pr). \quad (2)$$

Здесь b – характерный размер лопатки (хорда); D – характерный диаметр; u – окружная скорость; c – абсолютная скорость; $Sh = b\omega / 2V$ – приведенная частота колебаний (число Струхалея); $M = V/a$ – число Маха; $Re = bV\rho/\mu$ – число Рейнольдса; $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты; $Fr = Dg/c^2$ – число Фруда; $Pr = \mu c_p / \lambda_g$ – число Прандтля, где ω – частота колебаний; V –

относительная скорость набегающего потока; a – скорость звука в набегающем потоке; ρ – плотность набегающего потока; μ – коэффициент вязкости; λ_g – коэффициент теплопроводности газа.

Приведем теперь матричное уравнение (1) к безразмерному виду. Его решение будем искать в виде

$$\{q\} = \{q_0\} e^{\bar{\lambda}\omega t}, \quad (3)$$

где $\{q_0\}$ – вектор-столбец амплитуд перемещений; $\bar{\lambda} = \varepsilon / \omega + j$; ε – коэффициент демпфирования, знак которого определяет наличие ($\varepsilon > 0$) или отсутствие ($\varepsilon < 0$) флаттера; j – мнимая единица.

Амплитуды перемещений q_0 являются комплексными и учитывают сдвиги фаз между перемещениями соседних лопаток, а также составляющими этих перемещений, поскольку лопатки, как правило, совершают сложные движения, представляющие комбинации поступательных и угловых перемещений. Однако следует учитывать, что аэродинамические нагрузки обычно определяются при гармонических колебаниях лопаток, поэтому уравнение (1) количественно соответствует границе устойчивости ($\varepsilon = 0$), а вне ее лишь качественно отражает основные свойства исследуемого явления.

После подстановки решения (3) в уравнение (1) и деления его на размерный множитель аэродинамических нагрузок (сил и моментов) получаем следующий безразмерный вид рассматриваемого уравнения:

$$\frac{1}{Ne} \left(\bar{\lambda}^2 [\bar{M}] \{\bar{q}_0\} + j \bar{\lambda} \frac{\delta_m}{\pi} [\bar{C}] \{\bar{q}_0\} \right) + Ca [\bar{K}] \{\bar{q}_0\} = [A] \{\bar{q}_0\}. \quad (4)$$

Здесь $[\bar{M}]$, $[\bar{C}]$, $[\bar{K}]$ – матрицы безразмерных инерционных, диссипативных и упругих характеристик системы соответственно; $[A]$ – матрица безразмерных аэродинамических коэффициентов влияния, которые в общем случае зависят от критериев подобия, указанных в выражении (2); $\{\bar{q}_0\}$ – вектор-столбец безразмерных амплитуд перемещений (угловые выражены в радианах, а поступательные – в долях хорды); $Ne = \frac{\rho}{\rho_b} \frac{1}{Sh^2}$ – число Ньютона;

$Ca = \frac{E}{\rho V^2}$ – число Коши; E – модуль Юнга материала лопаток; ρ_b –

плотность материала лопаток. В безразмерной матрице жесткостей $[\bar{K}]$ элементы, которые характеризуют деформации сдвига, содержат множитель, представляющий собой отношение модуля упругости материала лопаток при сдвиге G к модулю Юнга.

Известно, что решение задачи динамической устойчивости лопаточного венца сводится к нахождению корней $\bar{\lambda}$ уравнения (4). Для того чтобы корни $\bar{\lambda}$ были одинаковы для объекта исследования и его модели, должны быть равны не только указанные в (2) критерии подобия, но и числа Ньютона, Коши, а также отношение G/E модулей упругости.

Как отмечалось ранее, современные методы численного моделирования позволяют решать многие задачи аэроупругости с использованием различных моделей. Однако для решения задач, связанных с отрывом вязкого потока от рабочих поверхностей лопаток, необходимо решать нестационарные уравнения Навье–Стокса, практическое использование прямого решения которых ввиду необходимости применения очень мелких расчетных сеток требует значительных вычислительных ресурсов.

Другим методом решения рассматриваемой задачи является флаттерный эксперимент [15, 16] на моделях, которые в той или иной мере удовлетворяют указанным выше критериям подобия. Основным недостатком таких экспериментов – необходимость изменения параметров модели при варьировании упругих и инерционных свойств объекта исследования.

В Институте проблем прочности НАН Украины реализован экспериментально-расчетный метод решения задачи динамической устойчивости лопаточных венцов, который состоит из двух этапов. На первом этапе определяются нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки. Затем с использованием полученных данных решаются уравнения колебаний (4). При таком подходе к решению задачи в эксперименте достаточно обеспечить выполнение условий подобия только аэродинамической стороны явления и нет необходимости соблюдать подобие по числам Ньютона и Коши, что позволяет уменьшать объем испытаний и стоимость моделей.

Как справедливо отмечалось в работе [12], критерии подобия (2) довольно громоздки для практической реализации. Кроме того, экспериментальные исследования, как правило, проводятся на моделях, масштаб которых не равен единице, вследствие чего достичь полного подобия практически невозможно. Однако в указанной работе на основании анализа процессов, которые характерны для реальных турбомашин, показано, что при моделировании некоторые критерии подобия можно не учитывать:

1) число Фруда Fr , так как в турбомашинах обычно влияние гравитационных сил невелико;

2) число Прандтля Pr и показатель адиабаты k при испытаниях модели в том же газе и примерно при той же температуре, что и объект исследования, можно считать постоянными и исключить их из числа определяющих параметров;

3) вязкость влияет как на силы аэродинамического сопротивления, которые при флаттере играют второстепенную роль, так и на формирование безотрывного или срывного обтекания. Зарождение зон отрыва потока зависит от числа Рейнольдса Re до определенного значения, по достижении которого формы этих зон и коэффициенты давления в них постоянны в широком диапазоне изменения значений Re . Так, для лопаточных венцов компрессоров это справедливо при $Re \geq 1,5 \cdot 10^5 \dots 2 \cdot 10^5$ [17]. В этом случае число Рейнольдса также можно исключить из определяющих критериев подобия;

4) при числах Маха $M < 0,5$ влияние сжимаемости газа невелико и подобие по числу Маха можно не рассматривать [15]. Здесь следует заметить, что влияние сжимаемости газа при малых значениях числа Струхала,

когда справедлива гипотеза стационарности, можно учитывать с помощью поправки Прандтля–Глауэрта до момента наступления волнового кризиса [18]. Срывное обтекание решеток компрессоров приводит к тому, что зоны сверхзвукового течения в межлопаточных каналах появляются при меньших числах Маха набегающего потока [19], что требует особого внимания при использовании поправок;

5) если поверхности тока близки к цилиндрическим сечениям лопаточного венца, то (при частичном учете пространственности течения) погонные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки, можно найти через аналогичные нагрузки на профилях решеток [12]. В этом случае задача сводится к геометрическому подобию выбранных цилиндрических сечений венца и соответствующих им решеток профилей. Вид решетки профилей показан на рис. 1.

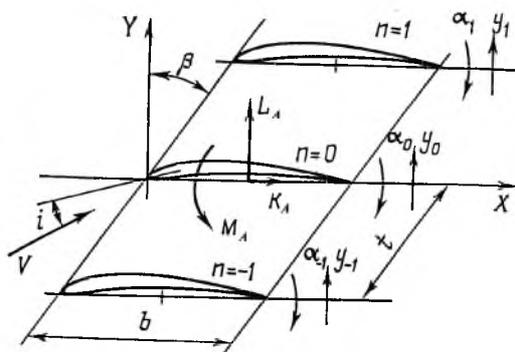


Рис. 1. Плоская решетка профилей: i – угол атаки; β – угол выноса; t – шаг; b – хорда профиля.

При указанных выше допущениях для определения нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки венца, достаточно определить их на решетке профилей в зависимости от двух критериев подобия, а именно: числа Струхали и отношения окружной и абсолютной скоростей, которое применительно к решеткам профилей соответствует углу атаки i (рис. 1), а матрицу $[A]$ можно представить в виде функциональной зависимости

$$[A] = [A(i, Sh)]. \quad (5)$$

Однако здесь необходимо отметить следующее. Во-первых, в эксперименте число Струхали можно варьировать не только путем изменения частоты колебаний профилей, что технически сложно из-за необходимости изменения упругих характеристик их подвески, но и путем изменения скорости набегающего потока при фиксированной частоте колебаний. Поскольку в последнем случае будут изменяться также числа Маха M и Рейнольдса Re , при этом должны удовлетворяться пп. 3) и 4) принятых допущений. Во-вторых, принятые допущения ограничивают моделирование нестационарных аэродинамических нагрузок дозвуковыми режимами работы компрессора, а полученные при этом нестационарные аэродинамические нагрузки можно применять для расчета условий возникновения дозвукового срывного флаттера (рис. 2).

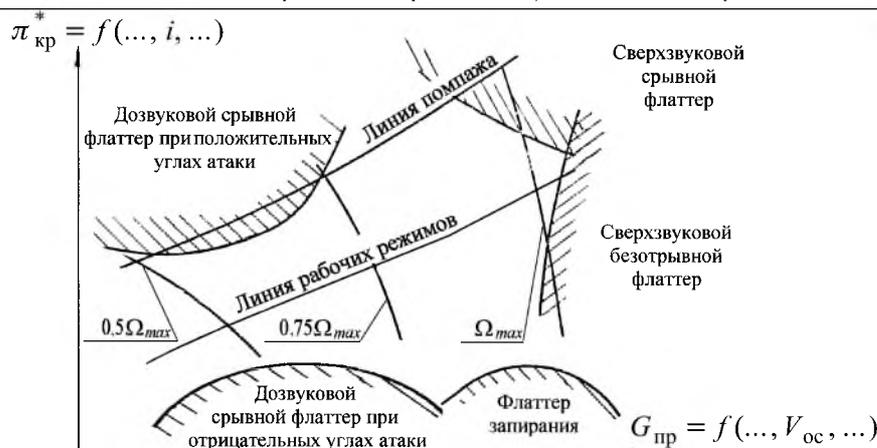


Рис. 2. Типичные границы флаттера на диаграмме рабочих режимов компрессора.

Основные положения методики определения аэродинамических нагрузок. Разным формам колебаний лопаточного венца соответствуют различные комбинации поступательных (x, y) и угловых α перемещений профилей, а возникшие на них аэродинамические нагрузки можно представить в виде сил L_A, K_A и момента M_A .

Методика определения указанных аэродинамических нагрузок разработана на основе установленных в работе [13] закономерностей.

Во-первых, влияние перемещений x на аэродинамические нагрузки мало.

Во-вторых, силой K_A ввиду ее малости можно пренебречь.

В-третьих, влияние на данный профиль других профилей решетки очень быстро убывает по мере их удаления, так что можно учитывать влияние не более двух соседних профилей. Это свидетельствует о том, что профиль можно моделировать системой с двумя степенями свободы, а также можно учитывать влияние на суммарную аэродинамическую нагрузку на исходном профиле решетки не более пяти профилей, совершающих колебания, которые в дальнейшем будем называть определяющими. Кроме того, первые гармоники погонных аэродинамических силы \bar{L}_A и момента \bar{M}_A можно считать при малых амплитудах колебаний профилей линейно связанными с этими колебаниями:

$$\begin{aligned} \bar{L}_A &= \frac{\rho V^2 b}{2} [l] \{\bar{q}\}; \\ \bar{M}_A &= \frac{\rho V^2 b^2}{2} [m] \{\bar{q}\}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\{\bar{q}\}$ – вектор-столбец заданной комбинации безразмерных комплексных перемещений профилей, учитывающих сдвиги фаз как между их перемещениями, так и между поступательными и угловыми составляющими этих перемещений:

$$\{\bar{q}\}^T = [\dots, \bar{y}_n \alpha_n, \dots]; \quad (7)$$

$\bar{y}_n = y_n/b$; n – порядковый номер определяющего профиля; $[l]$, $[m]$ – вектор-строки аэродинамических коэффициентов влияния (АКВ), которые представляют собой комплексные коэффициенты пропорциональности между аэродинамическими силой или моментом на исходном профиле и вызвавшими их перемещениями y либо α n -го профиля соответственно,

$$\begin{aligned} [l] &= [\dots, l_{ny}, l_{n\alpha}, \dots]; \\ [m] &= [\dots, m_{ny}, m_{n\alpha}, \dots]. \end{aligned} \quad (8)$$

Далее с учетом изложенных выше условий все аналитические выражения приводятся для пяти определяющих профилей, т.е. $n = -2, -1, 0, 1, 2$. При этом поскольку каждый профиль моделируется системой с двумя степенями свободы, все вводимые в дальнейшем квадратные матрицы и вектор-столбцы (строки) имеют порядок 10.

Таким образом, погонные аэродинамические нагрузки на исходном или нулевом ($n = 0$) профиле определяются в виде суммы сил и моментов, вызванных отдельными составляющими перемещений рассматриваемого и соседних с ним профилей:

$$\begin{aligned} \bar{L}_A &= \frac{\rho V^2 b}{2} \sum_{n=-2}^2 (l_{ny} \bar{y}_n + l_{n\alpha} \alpha_n); \\ \bar{M}_A &= \frac{\rho V^2 b^2}{2} \sum_{n=-2}^2 (m_{ny} \bar{y}_n + m_{n\alpha} \alpha_n). \end{aligned} \quad (9)$$

Вектор-строки АКВ $[l]$ и $[m]$ в соответствии с принятым количеством определяющих профилей находятся на основе результатов экспериментального измерения первых гармоник погонных аэродинамических нагрузок \bar{L}_A и \bar{M}_A при десяти линейно-независимых комбинациях перемещений y и α профилей. Это позволяет, согласно количеству определяемых АКВ, получить два матричных линейных уравнения относительно неизвестных АКВ:

$$\begin{aligned} [\bar{L}_A^{exp}] &= \frac{\rho V^2 b}{2} [l][\bar{q}^{exp}]; \\ [\bar{M}_A^{exp}] &= \frac{\rho V^2 b^2}{2} [m][\bar{q}^{exp}], \end{aligned} \quad (10)$$

где $[\bar{q}^{exp}]$ – квадратная матрица перемещений, составленная из вектор-столбцов (7) для выбранных комбинаций перемещений; $[\bar{L}_A^{exp}]$, $[\bar{M}_A^{exp}]$ – вектор-строки экспериментально полученных первых гармоник погонных аэродинамических нагрузок \bar{L}_A и \bar{M}_A для выбранных комбинаций переме-

щений. Из уравнений (10) получаем выражения для определения вектор-столбцов АКВ:

$$\begin{aligned} [l] &= \frac{2}{\rho V^2 b} [\bar{L}_A^{exp}] [\bar{q}^{exp}]^{-1}; \\ [m] &= \frac{2}{\rho V^2 b^2} [\bar{M}_A^{exp}] [\bar{q}^{exp}]^{-1}, \end{aligned} \quad (11)$$

каждый элемент которых представляется следующим образом:

$$\begin{aligned} l_* &= \text{Re}(l_*) + j \text{Im}(l_*); \\ m_* &= \text{Re}(m_*) + j \text{Im}(m_*), \end{aligned} \quad (12)$$

где нижний индекс (*) обозначает сочетание номера n профиля и вида его перемещения (y или α).

Если известны вектор-строки АКВ $[l]$ и $[m]$, то аэродинамические нагрузки для заданного режима обтекания с использованием уравнения (9) можно рассчитать при различных комбинациях поступательных и угловых перемещений профилей.

Средства экспериментального определения нестационарных аэродинамических нагрузок. В Институте проблем прочности НАН Украины создан стенд для измерения погонных нестационарных аэродинамических сил \bar{L}_A и моментов \bar{M}_A на нескольких профилях решетки, вызванных различными комбинациями поступательных y и угловых α перемещений этих профилей. Его подробное описание приведено ранее [20], а основные характеристики – ниже. Поэтому остановимся только на некоторых особенностях стенда.

Исследуемые объекты	Решетки профилей
Число Маха перед решеткой	Не более 0,8
Углы атаки	-15 ... 20 град
Длина профилей	70,0 мм
Количество профилей в решетке (в зависимости от угла выноса и шага)	7...13
Количество активных профилей	Не более 4
Количество степеней свободы активных профилей	2
Виды колебаний активных профилей	Угловые, поступательные и их комбинации
Изменяемые аэродинамические нагрузки	Силы и моменты
Рабочая частота	Не более 300 Гц

Основой стенда является аэродинамическая труба, которая позволяет получать поток воздуха с числом Маха до 0,8. Для обеспечения обтекания профилей с заданными скоростями и углами атаки решетка профилей помещается в рабочую часть. Шаговая периодичность обтекания достигается в средней части решетки, где расположены так называемые активные про-

фили, которые закреплены на индивидуальных виброузлах. Виброузлы позволяют возбуждать заданные колебания этих профилей и измерять на них нестационарные аэродинамические силы и моменты. Эти силы и моменты и, следовательно, аэродинамические коэффициенты влияния приводятся к середине хорды профиля, относительно которой совершаются его угловые перемещения.

В случае аэродинамически однородной решетки для оценки аэродинамических нагрузок на исходном (нулевом) профиле, вызванных колебаниями профилей $-2 \leq n \leq 2$, достаточно трех активных профилей. Это следует из того, что при наличии периодичности влияние $n = -1$ на $n = 1$ равно влиянию $n = -2$ на $n = 0$, а влияние $n = 1$ на $n = -1$ равно влиянию $n = 2$ на $n = 0$.

Условия компоновки виброузлов позволяют иметь до четырех активных профилей в решетке при их консольном креплении. В случае необходимости проведения исследований на больших частотах колебаний и при более высоких числах Маха каждый активный профиль закрепляется по схеме двухопорной балки на двух виброузлах, которые совершают одинаковые колебания. Такие условия компоновки дают возможность разместить в рабочей части два активных профиля, что достаточно для определения аэродинамических нагрузок как от собственных колебаний профиля, так и от колебаний соседних с ним профилей.

С целью обеспечения необходимой точности в определении аэродинамических характеристик решеток профилей и автоматизации проведения эксперимента разработаны соответствующие устройства и программное обеспечение организации эксперимента: оптико-электромеханическое устройство стабилизации среднего положения колеблющихся профилей в решетке; программы поддержания заданной точности колебаний профилей, регулировки скорости потока, сбора и обработки экспериментальной информации.

Результаты исследования. На основе изложенной методики были определены нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки рабочих колес компрессоров современного газотурбинного двигателя при их колебаниях в потоке газа. Рассмотрим некоторые результаты использования полученных данных для установления границы динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес.

Полученные АКВ (11) позволяют, как отмечалось выше, найти матрицу $[A]$ уравнения (4) и определить собственные значения λ . Заметим, что уравнения (4) решали для следующей модели лопаточного венца [21].

1. Механическая связь между лопатками отсутствует.
2. Инерционные и упругие силы лопатки намного превышают аэродинамические силы.
3. Каждая лопатка имеет одну степень свободы, а лопаточный венец из N лопаток имеет N степеней свободы.

Проведено определение динамической устойчивости лопаточных венцов для двух низших, как наименее устойчивых к флаттеру, форм колебаний первой и второй ступеней компрессора современного газотурбинного двигателя. Рассматриваемые формы колебаний лопаток характеризуются максимумом амплитуд перемещений на их концах. Поэтому испытывали решетки, моделирующие периферийные сечения лопаточных венцов.

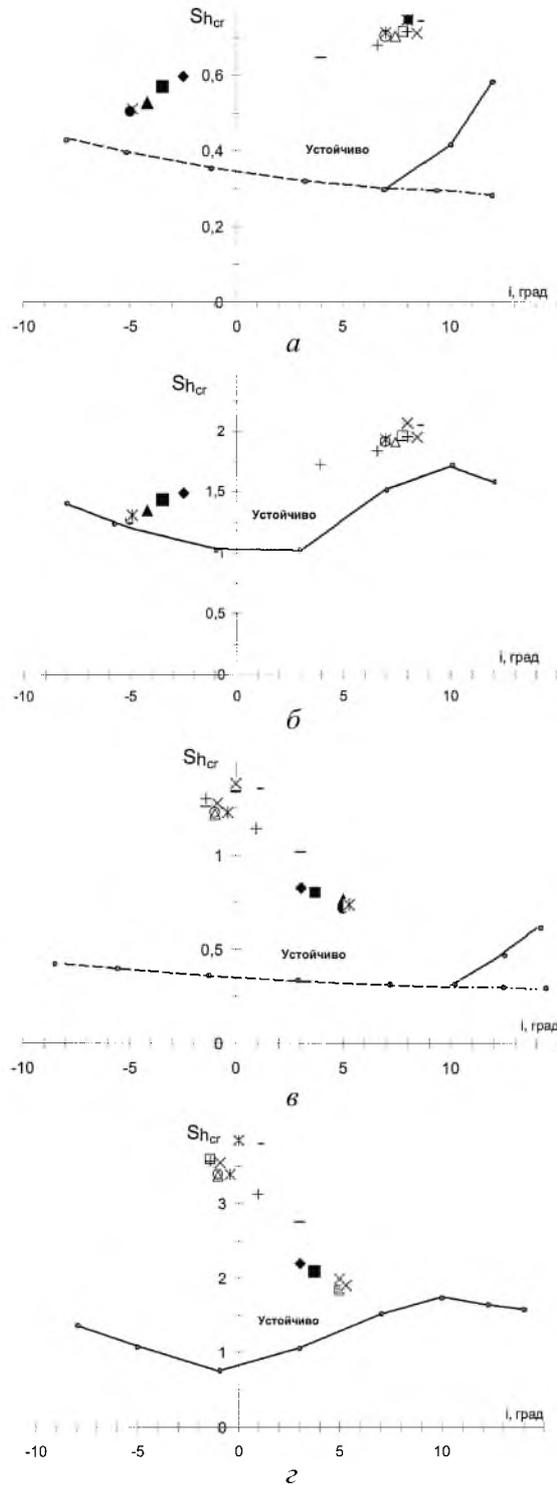


Рис. 3. Зависимость критических значений числа Струхалия (сплошные линии) от угла атаки для первых изгибной (*a*, *в*) и крутильной (*б*, *г*) форм колебаний лопаток первой (*a*, *б*) и второй (*в*, *г*) ступени компрессора. (Штриховые ($\epsilon < 0$) и штрихпунктирные ($\epsilon > 0$) линии – зависимости минимально достигаемых в эксперименте значений приведенной частоты от угла атаки.)

Первоначально для выбранных решеток профилей получены экспериментальные АКВ при углах атаки $i = -8...14^\circ$ и числах Струхала $Sh = 0,28...1,70$. При этом частота колебаний профилей была постоянной и равнялась 200 Гц, а угол атаки измерялся между вектором скорости набегающего потока и касательной к средней линии профиля у его передней кромки. Решение задачи динамической устойчивости, как известно, сводится к нахождению корней $\bar{\lambda}$ уравнения (4). Лопаточный венец устойчив, если действительные части всех корней будут отрицательными.

В качестве иллюстрации результатов выполненных исследований, частично опубликованных ранее [22], на рис. 3 представлены зависимости критических значений числа Струхала от угла атаки, которые определяют границу устойчивости лопаток к решеточному флаттеру для рассматриваемых форм колебаний лопаток. Одиночными точками показаны значения числа Струхала лопаток при различных режимах работы двигателя.

Отметим, что для некоторых углов атаки при изгибных колебаниях лопаток рассматриваемых ступеней (рис. 3, а, в) не были получены критические значения числа Струхала. Это объясняется тем, что они находятся ниже тех значений числа Струхала, которые позволяет получить экспериментальная установка при заданной рабочей частоте колебаний профилей. Поэтому штриховыми линиями показаны минимальные значения числа Струхала, достигнутые в эксперименте. Из расчета видно, что при этих значениях и выше лопаточный венец устойчив.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что лопаточные венцы исследованных ступеней для рассмотренных режимов работы двигателя имеют достаточный запас устойчивости к дозвуковому флаттеру.

Выводы

1. Рассмотрены подходы к моделированию нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки венца при их колебаниях в потоке. Сформулированы допущения, при которых для нахождения указанных нагрузок достаточно определить их на решетке профилей в зависимости от двух критериев подобия, а именно: числа Струхала и угла атаки.

2. Изложены основные положения разработанной методики экспериментального определения нестационарных аэродинамических нагрузок и возможности соответствующего экспериментального стенда.

3. Представлены результаты расчетов по установлению границы динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров современного газотурбинного двигателя, которые проведены с использованием данных, полученных на основе изложенной методики экспериментального определения нестационарных аэродинамических нагрузок. Установлено, что низшие формы колебаний лопаток обеих ступеней компрессора при заданных рабочих режимах двигателя находятся в области устойчивости к дозвуковому флаттеру.

Резюме

Розглянуто підходи до моделювання нестационарних аеродинамічних навантажень, що діють на лопатки вінця при їх коливаннях у потоці, і обґрунтовано використання для їх визначення решіток профілів. Викладено основні положення розробленої методики експериментального визначення нестационарних аеродинамічних навантажень і межі її застосування. Представлено результати розрахунків щодо встановлення границі динамічної стійкості лопаткових вінців робочих коліс компресорів сучасного газотурбінного двигуна.

1. Кузнецов Н. Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. – М.: Наука, 1988. – С. 51 – 68.
2. Srinivasan A. V. Vibration of bladed disk assemblies. A selected survey // J. Vibr., Acoust., Stress, Reliab. Des. – 1984. – **106**, No. 2. – P. 165 – 168.
3. Slater J. C., Minkiewicz G. R., and Blair A. J. Forced response of bladed disk assemblies. A survey // Shock Vibr. Digest. – 1999. – **31**, No. 1. – P. 17 – 24.
4. Каминер А. А., Настенко Н. Я. Методика исследования аэродинамического демпфирования колебаний лопаток турбомашин в воздушных потоках при различных видах колебаний // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – Киев: Наук. думка, 1972. – С. 298 – 304.
5. Курзин В. Б., Коростелев А. Е. Экспериментальное определение нестационарных аэродинамических характеристик решетки // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С. 22 – 24.
6. Уайтхед Д., Уотсон П., Нагасима Т., Грант Р. Эксперимент для измерения коэффициентов момента профилей, колеблющихся в решетке // Нестационарное течение в турбомашинах. – М.: Мир, 1979. – С. 166 – 177.
7. Kimura H. and Nomiya A. An experimental study of unsteady aerodynamic forces on a rectangular wing oscillating in pitch at Mach numbers from 0.38 to 1.28 // Memoirs of the Faculty of Engineering Kyushu University. – 1977. – **37**, No. 3. – P. 157 – 174.
8. Каминер А. А., Червоненко А. Г., Цимбалюк В. А. Методика исследования нестационарных аэродинамических характеристик решеток профилей, вибрирующих в пространственном потоке / АН УССР. Ин-т пробл. прочности. – Препр. – Киев, 1988. – 47 с.
9. Carta F. O. and Hilaire A. O. Experimentally determined stability parameters of a subsonic cascade oscillating near stall // J. Eng. Power. – 1978. – **100**, No. 1. – P. 128 – 139.
10. Tanaka H., Fujimoto I., and Ishii S. Aerodynamic response of a blade in pitching oscillation with partial and full separation // Новости зарубежной науки и техники. Сер. Авиационное двигателестроение. – 1984. – **8**. – С. 25 – 28.

11. Гнесин В. И., Колодяжная Л. В. Численное моделирование аэроупругого состояния вибрирующего лопаточного венца турбомшины в трехмерном трансзвуковом потоке невязкого газа // Пробл. машиностроения. – 1998. – 1, № 2. – С. 65 – 76.
12. Холицевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
13. Горелов Д. Н., Курзин В. Б., Сарен В. Э. Аэродинамика решеток в нестационарном потоке. – Новосибирск: Наука, 1971. – 272 с.
14. Bendiksen O. O. Flutter of mistuned turbomachinery rotors // J. Eng. Gas Turb. Power. – 1984. – 106, No. 1. – P. 25 – 33.
15. Лампер Р. Е. Введение в теорию флаттера. – М.: Машиностроение, 1990. – 144 с.
16. Киришнер А., Пеле К., Дьярмати Г. Исследование флаттера лопаток в дозвуковой турбинной решетке // Нестационарные течения в турбомашин. – М.: Мир, 1979. – С. 119 – 132.
17. Терещенко Ю. М. Аэродинамика компрессорных решеток. – М.: Машиностроение, 1979. – 118 с.
18. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
19. Самойлович Г. С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. – М.: Наука, 1969. – 444 с.
20. Цимбалюк В. А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Пробл. прочности. – 1996. – № 2. – С. 100 – 109.
21. Курзин В. Б. О влиянии расстройки собственных частот лопаток турбомашин на устойчивость их колебаний в потоке // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1969. – Вып. 4. – С. 166 – 175.
22. Колесников В. И., Цимбалюк В. А., Стельмах А. Л. и др. Оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессора ГТД // Оцінка й обґрунтування продовження ресурсу елементів конструкцій: Тр. Міжнар. конф. – Київ: Ін-т пробл. міцності НАН України; Логос, 2000. – Т. 2. – С. 801 – 806.

Поступила 11. 04. 2001