

# ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ РАЗДЕЛ

УДК 621.515/62-752

## **Экспериментально-расчетное исследование динамической устойчивости изгибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при безотрывном и срывном обтекании. Сообщение 1. Методика и средства определения нестационарных аэродинамических характеристик**

**А. Л. Стельмах, А. Д. Лен, А. П. Зиньковский**

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

*Рассматриваются результаты исследования аэродинамической устойчивости изгибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при безотрывном и срывном обтекании с учетом перекрестных и взаимных аэродинамических связей лопаток в широком диапазоне изменения сдвига фаз и соотношения амплитуд поступательных и угловых составляющих их перемещений, а также угла атаки. Описаны методика и средства экспериментального определения нестационарных аэродинамических характеристик лопаток на основе модели плоских решеток профилей.*

**Ключевые слова:** компрессор, лопатки, плоская решетка, профиль, изгибно-крутильные колебания, нестационарные аэродинамические характеристики, аэродинамическая устойчивость.

**Постановка задачи.** Стремление к обеспечению высоких удельных параметров авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) неизбежно связано с проблемами колебаний лопаточного аппарата рабочих колес. Например, один из способов повышения компактности и снижения веса турбомашин состоит в использовании лопаток с большим удлинением. Это вызывает, во-первых, смещение спектра собственных частот колебаний лопаток в область их уменьшения и, во-вторых, возбуждение высокочастотных изгибно-крутильных форм колебаний лопаток, которые характеризуются сдвигом фаз поступательных и угловых составляющих перемещений сечений, а также различными значениями соотношения их амплитуд.

Известно [1], что определяющим фактором потери устойчивости крыла при классическом флаттере является сдвиг фаз между поступательными и угловыми составляющими перемещениями крыла, который обуславливает перекрестную аэродинамическую связь, а также подвод энергии из потока. Потере аэродинамической устойчивости рассматриваемых лопаток присущи основные особенности классического флаттера крыла самолета [2], однако этот процесс осложняется взаимным влиянием соседних лопаток венца. Аналогичное явление характерно также для облегченных лопаточных венцов вентиляторных и компрессорных ступеней, которые обладают податли-

выми дисками либо имеют антивибрационные бандажные полки. Автоколебания таких венцов реализуются в виде бегущих волн деформации с различным числом узловых диаметров и окружностей. Если в сечениях лопаток вблизи расположения бандажных полок сдвиг фаз поступательных и вращательных составляющих перемещений каждой лопатки близок к  $\pi/2$ , то в периферийных сечениях из-за деформации лопаток и их связности через поток возможны другие его значения [3–5].

Анализ известных результатов изучения изгибно-крутильного флаттера лопаточных венцов показал, что его природа и условия возбуждения еще недостаточно выяснены. В частности, это относится к нахождению перекрестных аэродинамических характеристик (ПАХ) лопаток, определяющих аэродинамическую связь между различными составляющими перемещений сечений лопаток, в зависимости от режимов их нагружения. Отметим, что в рамках линейных теорий нестационарного обтекания решеток, которые главным образом используются в расчетах на устойчивость лопаточных венцов, предполагается независимость указанных характеристик от угла сдвига фаз и соотношения амплитуд соответствующих составляющих перемещений лопаток [6]. Однако такие допущения не отвечают реальным условиям эксплуатации двигателя при отклонении от расчетных режимов его работы, когда обтекание лопаточных венцов характеризуется нерасчетными углами атаки и сопровождается срывом потока. Это может быть одной из причин существенного расхождения между результатами расчетов и данными натурных испытаний лопаточных венцов по определению их динамической устойчивости [7].

Кроме того, наряду с перекрестными аэродинамическими связями колеблющихся лопаток возникают, как уже отмечалось, аэродинамические связи вследствие взаимодействия различных составляющих перемещений соседних лопаток венца. Оценка их влияния на границу динамической устойчивости венцов в условиях разной степени аэродинамической нагруженности лопаток, сопровождающейся как безотрывным, так и срывным обтеканием, также недостаточно описана в литературных источниках.

Цель работы состоит в изложении результатов исследований аэродинамической устойчивости изгибно-крутильных колебаний компрессорных лопаток при их безотрывном и срывном обтекании с учетом перекрестных и взаимных аэродинамических связей лопаток в широком диапазоне изменения сдвига фаз и соотношения амплитуд поступательных и угловых составляющих их перемещений, а также угла атаки.

Данное сообщение посвящено описанию методики и средств экспериментального определения нестационарных аэродинамических характеристик лопаток на основе использования плоских решеток лопаточных профилей.

**Методика определения перекрестных аэродинамических характеристик.** В соответствии с постановкой задачи методика определения нестационарных аэродинамических характеристик (НАХ) лопаток венца при изгибно-крутильных колебаниях в условиях безотрывного и срывного обтекания должна обеспечивать возможность варьирования углом сдвига фаз и соотношением амплитуд поступательных и угловых перемещений как от-

дельных, так и соседних лопаток. Анализ известных методик экспериментального определения НАХ показал, что они не удовлетворяют полностью этим требованиям. Так, в частности, изложенная в работе [8] методика, хотя и позволяет определить ПАХ колеблющегося крыла, для исследования НАХ вибрирующих решеток неприемлема.

Известен ряд разработанных методик с использованием плоских и кольцевых решеток лопаточных профилей, с помощью которых можно определять НАХ лопаток в условиях безотрывного и срывного обтекания [9–16]. Их особенностью является моделирование лопатки подсистемой с одной степенью свободы, что позволяет изучать лишь изгибные и крутильные колебания решеток.

В Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины были разработаны экспериментальные методики определения НАХ, согласно которым лопатки рассматриваются как подсистемы с двумя степенями свободы [17, 18]. Ранее [17] изложена методика, основанная на использовании плоской решетки лопаточных профилей, кинематика движения которых характеризует перемещения сечений реальных лопаток при низших формах колебаний. Однако она позволяет проводить испытания только при фиксированных значениях соотношения амплитуд и углах сдвига фаз 0 или 180° поступательных и угловых составляющих перемещений профиля. С помощью методики, описанной в [18], можно измерять погонные нестационарные аэродинамические силу и момент при произвольной комбинации малых поступательных и угловых перемещений профилей плоской решетки. При этом НАХ представляются в виде аэродинамических коэффициентов влияния (АКВ), определяемых при решении системы линейных уравнений, соответствующих числу АКВ. В силу предположения о линейности задачи АКВ, а следовательно, и НАХ определяются без учета угла сдвига фаз и соотношения амплитуд поступательных и угловых составляющих перемещений лопаточного профиля.

С учетом изложенных ограничений известных методик авторами была разработана методика, которая позволяет непосредственно определять НАХ в зависимости от соотношения амплитуд и угла сдвига фаз поступательных и угловых составляющих перемещений сечений лопаток.

Методика основана на использовании плоской решетки лопаточных профилей (рис. 1). Исследуемая решетка состоит из трех вибрирующих профилей ( $n = -1, 0, 1$ ), которые размещаются в ее центральной части, и пакета неподвижных фоновых профилей. Центральные профили могут совершать поступательные, угловые и совместные поступательно-угловые перемещения с требуемыми амплитудами и сдвигом фаз составляющих перемещений как исходного ( $n = 0$ ), так и соседних ( $n = -1, 1$ ) профилей. Следует отметить, что профиль рассматривается как абсолютно твердое тело, а его поступательные, угловые и поступательно-угловые перемещения задаются с помощью комбинированной упругой подвески. Таким образом, упругая подвеска с установленным на нее лопаточным профилем представляет собой колебательную систему с двумя степенями свободы (рис. 2).

Вынужденные колебания каждой из систем профиль–подвеска в потоке описываются системой линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + S_\alpha\ddot{\alpha} + (1 + j\eta_y)k_y y + L = F_1; \\ I_\alpha\ddot{\alpha} + S_\alpha\ddot{y} + (1 + j\eta_\alpha)k_\alpha \alpha + M = F_2 r, \end{cases} \quad (1)$$

где  $y$ ,  $\alpha$  – поступательное и угловое перемещения профиля;  $m$  – приведенная масса колеблющейся части упругой подвески;  $I_\alpha$ ,  $S_\alpha$  – приведенные соответственно момент инерции и статический момент профиля и колеблющейся части упругой подвески относительно оси вращения;  $\eta_y$ ,  $\eta_\alpha$  – коэффициенты потерь в материале упругой подвески;  $j$  – мнимая единица;  $k_y$ ,  $k_\alpha$  – коэффициенты изгибной и крутильной жесткости упругой подвески;  $F_1$ ,  $F_2$  – гармонические силы, прикладываемые к упругой подвеске;  $r$  – плечо силы  $F_2$  относительно оси вращения профиля;  $L$ ,  $M$  – погонные нестационарные аэродинамические сила и момент, действующие на колеблющийся в потоке лопаточный профиль.

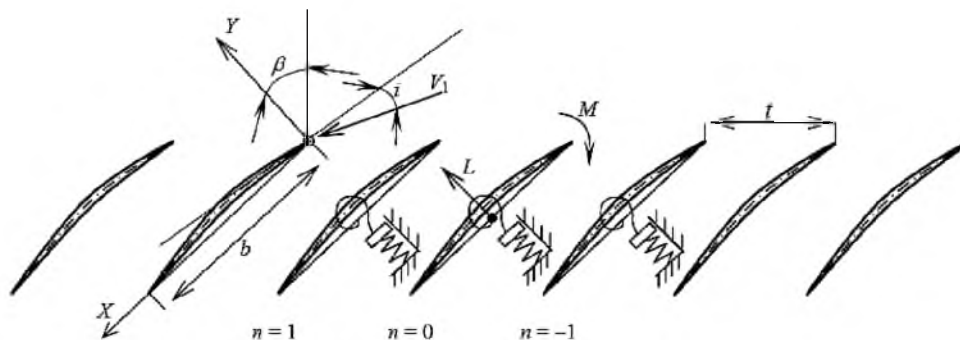


Рис. 1. Модель и основные параметры плоской решетки профилей.

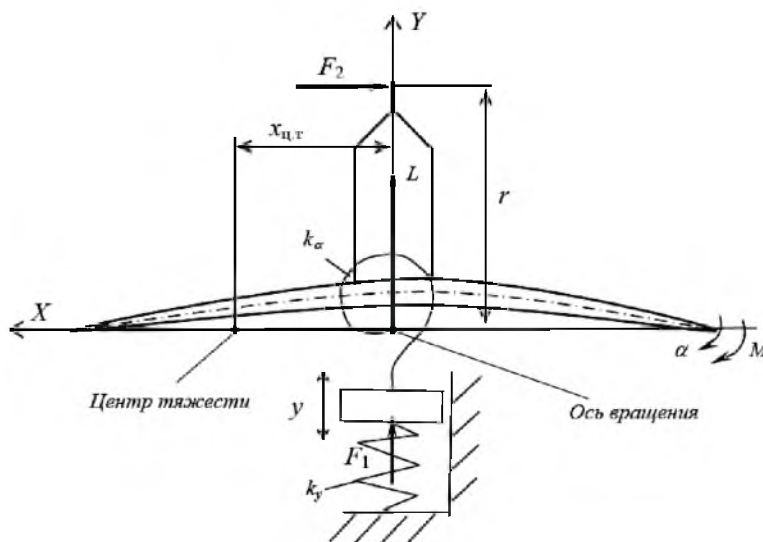


Рис. 2. Схема упругой подвески профиля и приложения переменных сил.

Представим погонные нестационарные аэродинамические силу  $L$  и момент  $M$  в виде

$$L = qb \sum_{n=-1}^1 \left( l_{ny} \frac{y_n}{b} + l_{n\alpha} \alpha_n \right); \quad (2)$$

$$M = qb^2 \sum_{n=-1}^1 \left( m_{ny} \frac{y_n}{b} + m_{n\alpha} \alpha_n \right), \quad (3)$$

где  $q = \frac{1}{2} \rho V_1^2$  – скоростной напор;  $\rho$  и  $V_1$  – плотность и относительная скорость потока соответственно;  $b$  – хорда профиля;  $n$  – номер профиля в решетке;  $l_{ny}$ ,  $m_{n\alpha}$  и  $l_{n\alpha}$ ,  $m_{ny}$  – комплексные коэффициенты пропорциональности между возникающими на  $n$ -м профиле нестационарной аэродинамической силой и моментом и его поступательными  $y_n$  и угловыми  $\alpha_n$  перемещениями соответственно, которые представляют собой нестационарные аэродинамические характеристики.

Заметим, что только изгибные или крутильные колебания имеют место в случае отсутствия инерционной связи между поступательными и угловыми перемещениями профиля. Это эквивалентно тождественному равенству нулю статического момента относительно оси вращения  $S_\alpha = mx_{цт}$ .

Для установления искоемых НАХ рассмотрим исходный профиль. Остановимся на определении его перекрестных аэродинамических характеристик  $l_{0\alpha}$  и  $m_{0y}$ , исходя из разности измерения сил, приложенных к упругой подвеске, при возбуждении поступательно-угловых перемещений профиля в потоке и его чисто поступательных и угловых перемещений соответственно.

Вычитая из первого уравнения (1) это же уравнение в предположении  $\alpha \equiv 0$ , что эквивалентно только изгибным колебаниям профиля, получаем формулу для определения характеристики  $l_{0\alpha}$ :

$$l_{0\alpha} = \frac{F_1 - F_1^u}{qb\alpha_0}. \quad (4)$$

Аналогичная процедура со вторым уравнением системы (1) в предположении  $y_0 \equiv 0$  позволяет получить формулу для определения характеристики  $m_{0y}$ :

$$m_{0y} = \frac{(F_2 - F_2^{кр})r}{qby_0}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) введены следующие обозначения:  $F_1^u$ ,  $F_2^{кр}$  – переменные силы, прикладываемые к упругой подвеске, при возбуждении изгибных и крутильных колебаний системы соответственно.

Определение нестационарных аэродинамических характеристик  $l_{-1\alpha}$ ,  $m_{-1y}$ ,  $l_{1\alpha}$ ,  $m_{1y}$ , обусловленных взаимодействием соседних профилей, осуществляется аналогично определению ПАХ, но при одновременных колебаниях двух рядом стоящих профилей решетки с соответствующими перемещениями.



**Средства экспериментального определения НАХ.** Для реализации методики был модернизирован испытательный аэродинамический стенд [19]. Он представляет собой аэродинамическую трубу прямого действия, предназначенную для исследования плоских решеток лопаточных профилей, где аэродинамическая нагруженность и режим их обтекания оцениваются путем записи формы следов за решеткой и пульсаций на их границе с помощью термоанемометрической аппаратуры и координатного устройства.

Испытательный стенд обеспечивает следующее:

1) независимое управление углом сдвига фаз и соотношением амплитуд поступательных и угловых составляющих перемещений исследуемого профиля при одновременном измерении прикладываемых внешних периодических сил;

2) независимое изменение собственных частот изгибных и крутильных составляющих колебаний профиля;

3) стабильность величины механического демпфирования для задаваемых уровней амплитуды колебаний систем независимо от условий испытаний (в воздушном потоке или без него);

4) возможность изменения положения центров тяжести и вращения исследуемого профиля.

Остановимся на описании основных узлов стенда. Выполнение указанных условий достигается с помощью специально разработанных вибросистем (рис. 3), состоящих из лопаточного профиля и комбинированной упругой подвески в виде крутильного и изгибного элементов, жестко соединенных между собой.

Изгибный элемент представляет собой рамную конструкцию камертонного типа с основанием, двумя упругими параллельными пластинчатыми стойками и ригелем, выполненными как одно целое, который обеспечивает практически плоскопараллельные перемещения профиля. Центральная часть ригеля используется для установки и жесткого крепления крутильного элемента, а его боковая поверхность – для крепления подвижной катушки вибровозбудителя и сменных (калиброванных) масс.

Крутильный элемент выполнен в виде крестообразного стержня равного сечения, на траверсе ригельной части которого размещены короткозамкнутый виток вибровозбудителя и контргруз. На ригеле имеются посадочные места для установки профиля и оси с резьбовой нарезкой, которая предназначена для балансировки и последующего изменения положения центра тяжести лопаточного профиля с помощью подвижных масс. При этом выбор положения центра вращения профиля и последующее изменение его расположения вдоль хорды осуществляются за счет смещения замковой части профиля относительно ригеля крутильного элемента.

Крутильный и изгибный упругие элементы подвески соединяются посредством конических сегментов и зажимной гайки, что обеспечивает требуемую жесткость и возможность регулировки длины упругой части крутильного элемента.

Вибросистема является основной частью вибрационно-измерительного узла, с помощью которого задаются необходимые перемещения лопаточного профиля, а также обеспечивается измерение нестационарных аэродинами-

ческих силы  $L$  и момента  $M$ , действующих на колеблющийся в потоке профиль.

Учитывая, что исходный и соседние с ним профили имеют разное назначение, согласно предложенной методике определения НАХ были разработаны соответствующие вибрационно-измерительные узлы.

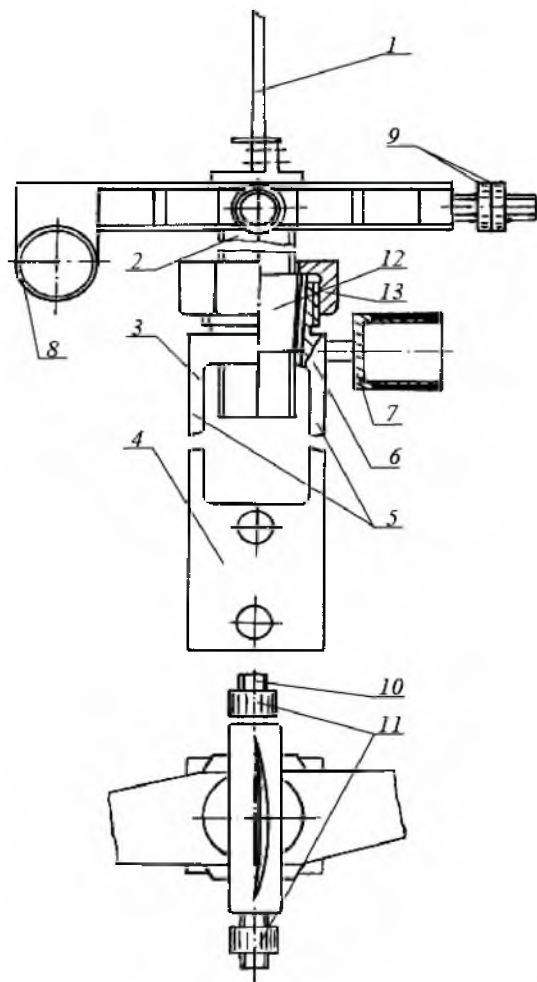


Рис. 3. Конструкция вибросистемы: 1 – лопаточный профиль; 2, 3 – изгибный и крутильный упругие элементы; 4 – основание; 5 – стойки упругие; 6 – ригель; 7 – катушка вибровозбудителя; 8 – короткозамкнутый виток вибровозбудителя; 9 – контргруз; 10 – ось балансировки; 11 – массы подвижные; 12 – конический сегмент; 13 – зажимная гайка.

На рис. 4 показан вибрационно-измерительный узел исходного профиля. В его конструкцию наряду с вибросистемой входят кронштейн, два электродинамических вибратора и массивный груз, которые смонтированы на верхней плите трехъярусной платформы. При этом верхняя плита вывешивается относительно средней и фиксируется относительно нижней с помощью стальных струн. Между средней и нижней плитами установлены резиновые пальцы. Такая конструкция платформы позволяет стабилизировать величину механического демпфирования при колебаниях вибросистемы

за счет максимального снижения утечек энергии в фундамент и ее энергообмена с другими источниками колебаний, возникающими при измерениях в условиях работы испытательного стенда.

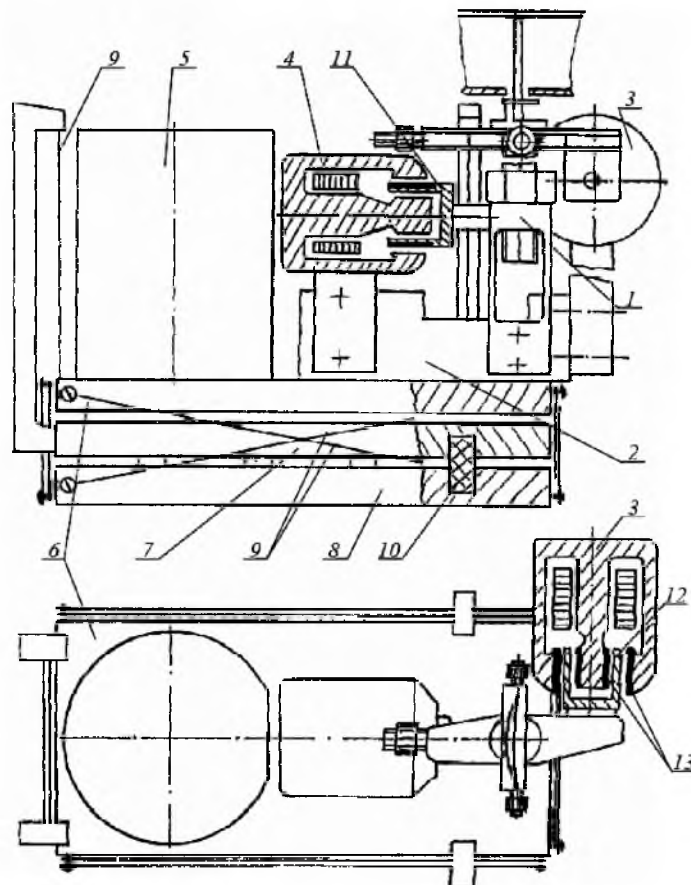


Рис. 4. Вибрационно-измерительный узел исходного профиля: 1 – вибросистема; 2 – кронштейн; 3, 4 – электродинамические вибраторы; 5 – массивный груз; 6–8 – верхняя, средняя и нижняя плиты соответственно; 9 – стальная струна; 10 – резиновый палец; 11 – подвижная катушка переменного тока; 12 – короткозамкнутый виток; 13 – неподвижная обмотка переменного тока.

Электродинамические вибраторы (ЭДВ), с помощью которых задаются поступательные-угловые перемещения исследуемого профиля и осуществляется измерение прикладываемых переменных сил и моментов, выполнены по разным конструктивным схемам. Вибратор 4, предназначенный для создания поступательных перемещений профиля, имеет подвижную катушку переменного тока в виде цилиндрического текстолитового каркаса с равномерно намотанным проводом и пропитанным эпоксидным клеем. В вибраторе 3, который служит для задания угловых перемещений профиля, используется короткозамкнутый виток, индуктивно связанный с неподвижной обмоткой переменного тока. Для увеличения индуктивной связи неподвижную обмотку располагают по обеим сторонам короткозамкнутого витка – на ярме магнитной системы и ее центральном керне. Использование такой



схемы вибратора способствовало снижению момента инерции вибрирующей части крутильного элемента, росту зазоров между короткозамкнутым витком и магнитопроводом, увеличению диапазона исследуемых амплитуд перемещений лопаточного профиля.

Отметим, что направление приложения внешних периодических сил к вибросистеме (рис. 2) и геометрические характеристики сечений ее упругих элементов выбраны таким образом, чтобы возбуждение угловых перемещений профиля не приводило к его поступательным перемещениям, и наоборот.

Конструкция вибрационно-измерительного узла для задания поступательно-угловых перемещений профилей  $n = -1$  и  $1$ , соседних с исходным, показана на рис. 5. Особенность конструкции узла заключается в том, что поступательные перемещения вибросистемы возбуждаются за счет воздействия на нее упругих волн деформации, создаваемых генератором и передаваемых по материалу кронштейна и плиты. Генератор упругих волн деформации представляет собой упругий элемент камертонного типа, к ригелю которого прикреплена подвижная катушка переменного тока электродинамического вибратора. При этом собственные частоты колебаний генератора и вибросистемы настраиваются с помощью сменных масс. Такой способ возбуждения поступательных перемещений вибросистемы упрощает компоновку вибрационно-измерительных узлов на стенде и дает возможность использовать ЭДВ, которые развивают большие переменные усилия и, следовательно, имеют большие габариты. В частности, использование стандартных ЭДВ, развивающих эффективную переменную силу 100 Н, позволяло создавать поступательные перемещения рассматриваемых профилей на режимах, смещенных от резонанса, что повышало точность измерения аэродинамических нагрузок в условиях срывного обтекания лопаток и низких приведенных частот их колебаний.

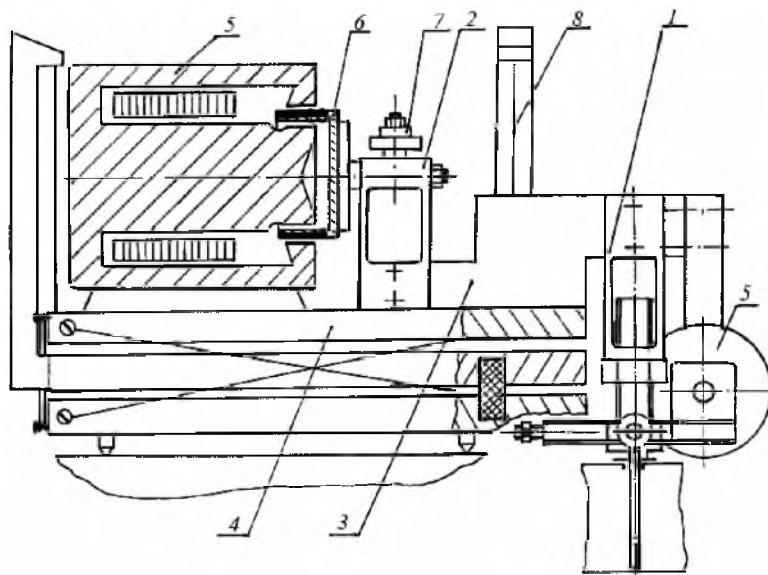


Рис. 5. Вибрационно-измерительный узел профилей, соседних с исходным: 1 – вибросистема; 2 – генератор упругих волн деформации; 3 – кронштейн; 4 – верхняя плита; 5 – вибратор; 6 – подвижная катушка переменного тока; 7 – сменные массы; 8 – стальная струна.

На рис. 6 показана блок-схема систем возбуждения, регистрации поступательно-угловых перемещений лопаточного профиля и измерения переменных сил, развиваемых вибраторами каждого вибрационно-измерительного узла.

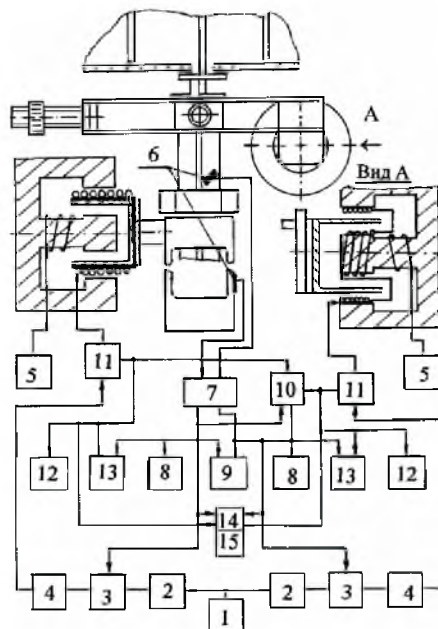


Рис. 6. Блок-схема систем возбуждения, регистрации поступательно-угловых перемещений лопаточного профиля и измерения переменных сил: 1 – генератор; 2 – фазовращатель; 3 – дифференциальный сумматор; 4 – усилитель мощности; 5 – стабилизированный источник питания постоянного тока; 6 – тензодатчик; 7 – тензоусилитель; 8, 12 – цифровой вольтметр; 9, 13 – цифровой фазометр; 10 – четырехлучевой осциллограф; 11 – активный резистор; 14 – аналогово-цифровой преобразователь; 15 – персональный компьютер.

Система возбуждения колебаний состоит из прецизионного генератора синусоидальных сигналов, фазовращателей, дифференциальных сумматоров, усилителей мощности и стабилизированных источников питания.

Фазовращатели, предназначенные для исследования влияния сдвига фаз перемещений профилей на искомые НАХ, выполнены на операционных усилителях по схеме фазопаздывающего звена первого порядка, в котором сдвиг фаз выходного и входного сигналов может изменяться от 0 до 180°. Последовательное включение трех фазовых звеньев позволяет регулировать сдвиг фазы между задаваемыми сигналами от 0 до 360° и более с точностью 0,1° как плавно, так и дискретно. Для стабильной работы схемы и подавления электромагнитных наводок все каскады охвачены глубокой обратной связью. Используемая схема фазовращателей обеспечивает постоянство амплитуд выходных сигналов при варьировании углами сдвига фаз между ними в диапазоне частот 10 Гц...10 кГц.

Регистрация перемещений профилей осуществляется с помощью тензодатчиков, препарированных на упругие элементы вибросистемы, тензоусилителей, цифровых вольтметров и фазометров, четырехлучевого осциллографа, аналогово-цифрового преобразователя и персонального компьютера.

Используемые тензоусилители выполнены на интегральных микросхемах с высоким коэффициентом усиления и сверхнизким значением шума и обеспечивают устойчивую работу всех измерительных приборов в рассматриваемом частотном диапазоне.

С помощью дифференциальных сумматоров автоматически поддерживаются амплитуды поступательных и угловых перемещений профилей в потоке с точностью  $\pm 1,5\%$ .

Калибровка измерительных каналов проводится путем сопоставления показаний вольтметров с амплитудами поступательных и вращательных перемещений профилей, замеряемыми микроскопом в стробоскопическом свете. При этом погрешность измерения амплитуд колебаний профиля по каждому из перемещений не превышала  $\pm 2\%$ .

Оценка вынуждающих сил, развиваемых ЭДВ, производится по параметрам тока в проводнике подвижной катушки переменного тока вибратора, создающего поступательные перемещения профиля, и в неподвижной обмотке переменного тока вибратора с короткозамкнутым витком, используемого для возбуждения его угловых перемещений. При этом сила, развиваемая ЭДВ, определяется по формуле

$$F = BI, \quad (1)$$

где  $B$  – магнитная индукция в воздушном зазоре;  $l$  – длина проводника;  $I$  – сила переменного тока в проводнике.

Поскольку магнитная индукция и длина проводника, находящегося в магнитном поле, постоянны, сила  $F$ , развиваемая ЭДВ, пропорциональна силе тока  $I$  в соответствующих обмотках вибратора и практически синфазна с ним.

Сила тока для каждого ЭДВ определяется цифровыми вольтметрами по падению напряжения на активных резисторах (рис. 6), а величина сдвига фаз между электрическими сигналами, определяющими прикладываемые переменные силы и соответствующие перемещения профиля, – цифровыми фазометрами.

Для определения модуля вынуждающей силы ЭДВ выполняется динамическая калибровка каждого канала регистрации изгибного и крутильного упругих элементов. Калибровка осуществляется для заданной величины амплитуды перемещений профиля на резонансной частоте колебаний вибросистемы путем попеременного нагружения изгибного и крутильного упругих элементов известными инерционной силой и моментом, которые создаются вследствие навески калиброванных масс на ригеле изгибного и траверсе (с длиной плеча  $r$ ) крутильного упругих элементов. При этом для каждого известного значения инерционной силы и момента измеряются сила тока и сдвиг фаз между током и перемещением профиля.

Нестационарные аэродинамические сила  $L$  и момент  $M$ , действующие на вибрирующий профиль, определяются из векторной разности сил и моментов для поддержания одинаковых значений амплитуды перемещений в воздушном потоке и без такового. Векторные значения силы и момента оцениваются по модульным значениям сил  $|F_1|$  и  $|F_2|$  и углам сдвига фаз  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  между этими силами и соответствующими перемещениями. Более

подробно процедура измерений нестационарных аэродинамических нагрузок описана в [20].

Суммарная погрешность определения нестационарных аэродинамических нагрузок с учетом погрешности динамической калибровки каналов составляет не более 5%.

**Результаты апробации методики.** Для подтверждения работоспособности предложенной методики определения НАХ проводили испытания плоской компрессорной решетки лопаточных профилей с углом выноса  $\beta = 30^\circ$  и относительным шагом  $t/b = 1$  при нулевом угле атаки. При этом профиль имел относительные кривизну и толщину 4,5%, острые переднюю и заднюю кромки. Результаты испытаний приведены на рис. 7 в виде зависимости модульных значений ПАХ при поступательно-угловых перемещениях профиля от приведенной частоты колебаний  $K$  (числа Струхали). Там же представлены указанные зависимости, полученные расчетным путем [6]. Как видно, наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных результатов определения ПАХ для различных значений приведенной частоты колебаний лопаточного профиля рассматриваемой решетки.

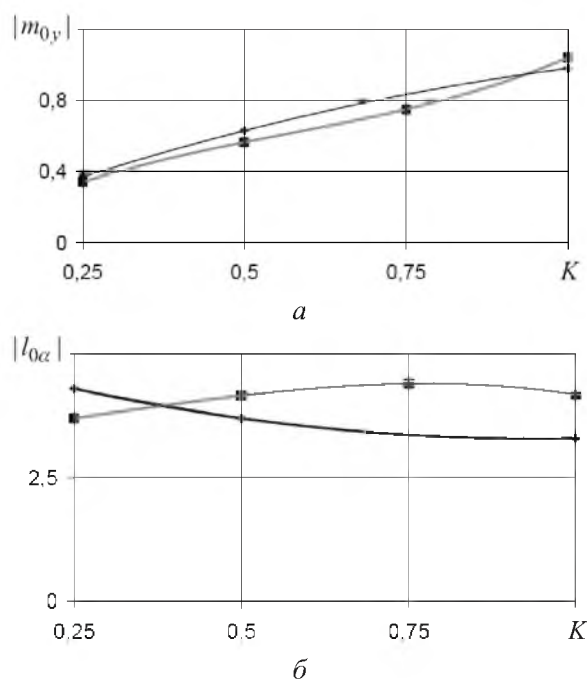


Рис. 7. Экспериментальные (■) и расчетные (◆) зависимости модульных значений перекрестных аэродинамических характеристик  $|m_{0y}|$  – а и  $|l_{0\alpha}|$  – б от приведенной частоты колебаний  $K$ .

## Выводы

1. Разработаны методика и средства экспериментального определения НАХ компрессорных лопаток при безотрывном и срывном обтекании с учетом перекрестных и взаимных аэродинамических связей лопаток на основе использования плоской решетки профилей.

2. Получено хорошее соответствие между экспериментальными и расчетными результатами определения НАХ компрессорных лопаток.

Авторы выражают благодарность С. А. Соломко, который принимал непосредственное участие в разработке и отладке виброизмерительных узлов аэродинамического испытательного стенда.

## Резюме

Розглядаються результати дослідження аеродинамічної стійкості згинально-крутильних коливань компресорних лопаток при безвідривному і зривному обтіканні з урахуванням перехресних та взаємних аеродинамічних зв'язків лопаток у широкому діапазоні зміни зсуву фаз і співвідношення амплітуд поступальних і кутових складових їх переміщень, а також кута атаки. Описано методику і засоби експериментального визначення нестационарних аеродинамічних характеристик лопаток на основі моделі плоских решіток профілів.

1. *Фын Я. Ц.* Введение в теорию аэроупругости. – М.: Гос. изд-во. физ.-мат. лит., 1959. – 523 с.
2. *Хориков А. А.* О возможности возникновения “классического” флаттера рабочих лопаток турбомашин // Пробл. прочности. – 1976. – № 3. – С. 25 – 28.
3. *Stargardter H.* Optical determination of rotating fan blade deflections // J. Eng. Power. – 1977. – **99**, No. 2. – P. 63 – 71.
4. *Hockley B. S., Ford R. A. J., and Foord C. A.* Measurement of fan vibration using double pulse holography // Ibid. – 1978. – **100**, No. 4. – P. 192 – 201.
5. *Kurkov A. P.* Measurements of self-excited rotor-blade vibration using optical displacements // Ibid. – 1984. – **106**, No. 1. – P. 22 – 28.
6. *Горелов Д. Н., Курзин В. Б., Сарен В. Э.* Атлас нестационарных аэродинамических характеристик решеток профилей. – Новосибирск: Наука, 1974. – 150 с.
7. *Бендиксен О., Фридман П.* Влияние изгибно-крутильного взаимодействия на флаттер лопаток вентиляторов и компрессоров // Энергет. машины и установки. – 1982. – **104**, № 3. – С. 58 – 66.
8. *Гаррик И. Э.* Нестационарные характеристики крыла // Аэродинамика частей самолета при больших скоростях / Под ред. А. Ф. Доновэна, Г. Р. Лоуренса. – М.: Изд-во иностр. лит., 1959. – С. 530 – 648.
9. *Tanida Y., Hatta K., and Asanuma T.* Experimental study on flutter in cascading blades // Bull. JSME. – 1963. – **6**, No. 24. – P. 736 – 743.
10. *Hanamura Y. and Tanaka H.* The Flexure-torsion flutter of aerofoils in cascade // Ibid. – 1967. – **10**, No. 40. – P. 647 – 662.
11. *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.



12. Яшима С., Танака Х. Крутильный флаттер решетки при отрывном обтекании // Энергет. машины и установки. – 1978. – **100**, № 2. – С. 135 – 144.
13. Carta P. O. and Hilaire A. O. St. Experimentally determined stability parameters of a subsonic cascade oscillating near stall // J. Eng. Power. – 1978. – **100**, No. 1. – P. 111 – 120.
14. Carta P. O. and Hilaire A. O. St. Effect of interblade phase angle and incidence angle on cascade pitching stability // Ibid. – 1980. – **102**, No. 2. – P. 391 – 396.
15. Карта Ф. Нестационарная аэродинамика и пошаговые периодические характеристики решетки колеблющихся профилей // Энергет. машины и установки. – 1983. – **105**. – № 3. – С. 101 – 111.
16. Hanamura Y. and Yamaguchi K. An experimental investigation on aerodynamic interblade interactions of a vibrating cascade in transonic flow // JSME Int. J. – 1987. – **30**, No. 270. – P. 1919 – 1927.
17. Стельмах А. Л. Аэродемпфирование и устойчивость вентиляторных и компрессорных решеток в условиях безотрывного и срывного обтекания // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 1 (10). – С. 45 – 51.
18. Цимбалюк В. А. Методика измерений нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Пробл. прочности. – 1996. – № 2. – С. 100 – 109.
19. Стельмах А. Л., Лен А. Д., Ивашкевич О. В., Каминер А. А. Экспериментальный стенд для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин // Там же. – 1983. – № 1. – С. 116 – 122.
20. Червоненко А. Г., Каминер А. А., Берне А. Л. Методика экспериментального определения аэродинамических сил, вызванных вибрациями лопаток плоской решетки // Там же. – 1993. – № 6. – С. 88 – 93.

Поступила 20. 07. 2005