

УДК 621.51.226.2.53

А.А. ХОРИКОВ, С.Ю. ДАНИЛКИН, Т.И. МАЗИКИНА, Е.М.ЧИСТЯКОВА

*Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И. Баранова, Москва, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ШИРОКОХОРДНЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
КОМПРЕССОРОВ В УСЛОВИЯХ СРЫВНОГО ОБТЕКАНИЯ**

Применительно к широкохордным лопаткам компрессоров и вентиляторов выполнен сравнительный анализ аэроупругих характеристик и диагностических признаков решётчатого флаттера и срывных колебаний. Показано, что срывное обтекание и вызываемые им колебания лопаток порождают в потоке вращающуюся окружную неравномерность потока, которая в результате преобразований Фурье и Галилея в сигналах с датчиков пульсаций может трактоваться как бегущие волны деформации по диаметральным формам колебаний системы диск-лопатки-поток. Предложена математическая модель диагностики срывных колебаний по сигналам с датчиков пульсаций статического давления.

лопатки турбомашин, срывные колебания, флаттер, функция когерентности, волны деформаций, диагностика

При создании вентиляторов и компрессоров с высоконагруженными широкохордными (с малым удлинением) лопатками одной из основных задач является обеспечение их динамической прочности и прежде всего аэроупругой устойчивости. Особенно актуален этот вопрос для блисковых конструкций из-за отсутствия механического демпфирования в местах соединения лопаток с диском. Важным параметром, характеризующим аэроупругую устойчивость рабочих лопаток компрессоров и вентиляторов является число Струхала: $Sh = \frac{2\pi f b}{W}$, где f – частота колебаний, b – хорда в одном из периферийных сечений, W – относительная скорость потока. Для известных конструкций широкохордных лопаток значения этого параметра существенно выше по сравнению с обычными рабочими лопатками, на которых ранее обеспечивалось отсутствие флаттера. Однако, при экспериментальных исследованиях компрессоров и вентиляторов на таких лопатках по сигналам с тензометров часто выявляются некратные оборотам колебания с высоким уровнем напряжений. При этом в спектрах пульсаций потока проявляются диагностические спектральные состав-

ляющие f_n , отличающиеся от частоты колебаний лопаток на величину роторных гармоник f_p : $f_n = f_l \pm \pm m f_p$, где m – число волн деформаций по венцу (рис. 1). Последнее обстоятельство характерно для решетчатого флаттера рабочих лопаток, на что впервые было указано в работе [1], и в дальнейшем при экспериментальных исследованиях оно стало одним из основных диагностических признаков флаттера

Основная характерная особенность исследуемых колебаний заключается в режимах их возникновения на поле напорных характеристик. Эти колебания возникали либо в левых ветвях напорных характеристик, либо на близких к ним режимах. На этих режимах, согласно современным расчетным исследованиям для широкохордных высоконагруженных лопаток, реализуется срывное обтекание, которое должно создавать возмущения, препятствующие проявлению диаметральных форм синхронных колебаний системы диск-лопатки-поток, присущих решетчатому флаттеру. Поэтому эти колебания в дальнейшем предварительно будем называть срывными.

В настоящей работе сделана попытка обобщить и систематизировать отрывочные экспериментальные

данные по исследованию этих срывных колебаний, разработать математическую модель диагностики этих колебаний и выявить их основные отличительные признаки от флаттера. Поскольку под термином «флаттер» обычно понимают несколько аэроупругих явлений, имеющих различные механизмы обратной связи преобразования энергии набегающего потока в энергию колебаний лопаток, в данном слу-

чае все сравнения будут сделаны с единых позиций только по отношению именно к решетчатому флаттеру. Для того чтобы результаты сравнительного анализа указанных колебаний с флаттером были более убедительными, лопаточные венцы с широкохордными лопатками были подобраны с объектов различного назначения, но примерно с одинаковым удлинением лопаток $\bar{h} = h/b$.

№ объекта	1	2	3	4	5
Конструкция лопаточного венца	1-я ступень КВД, замковое соедине-ние лопаток	1-я ступень КНД, бли-сковая конст-рукция	1-я ступень КНД, замковое соединение лопаток	1-я ступень вен-тилятора, замко-вое соединение с демпфером	2-я ступень КНД, замковое соединение
\bar{h}	1,63	1,53	1,87	1,84	1,67
Sh	1,08	0,84	0,647	0,508	0,559
Вид колебаний	срывные	срывные	флаттер	флаттер	срывные

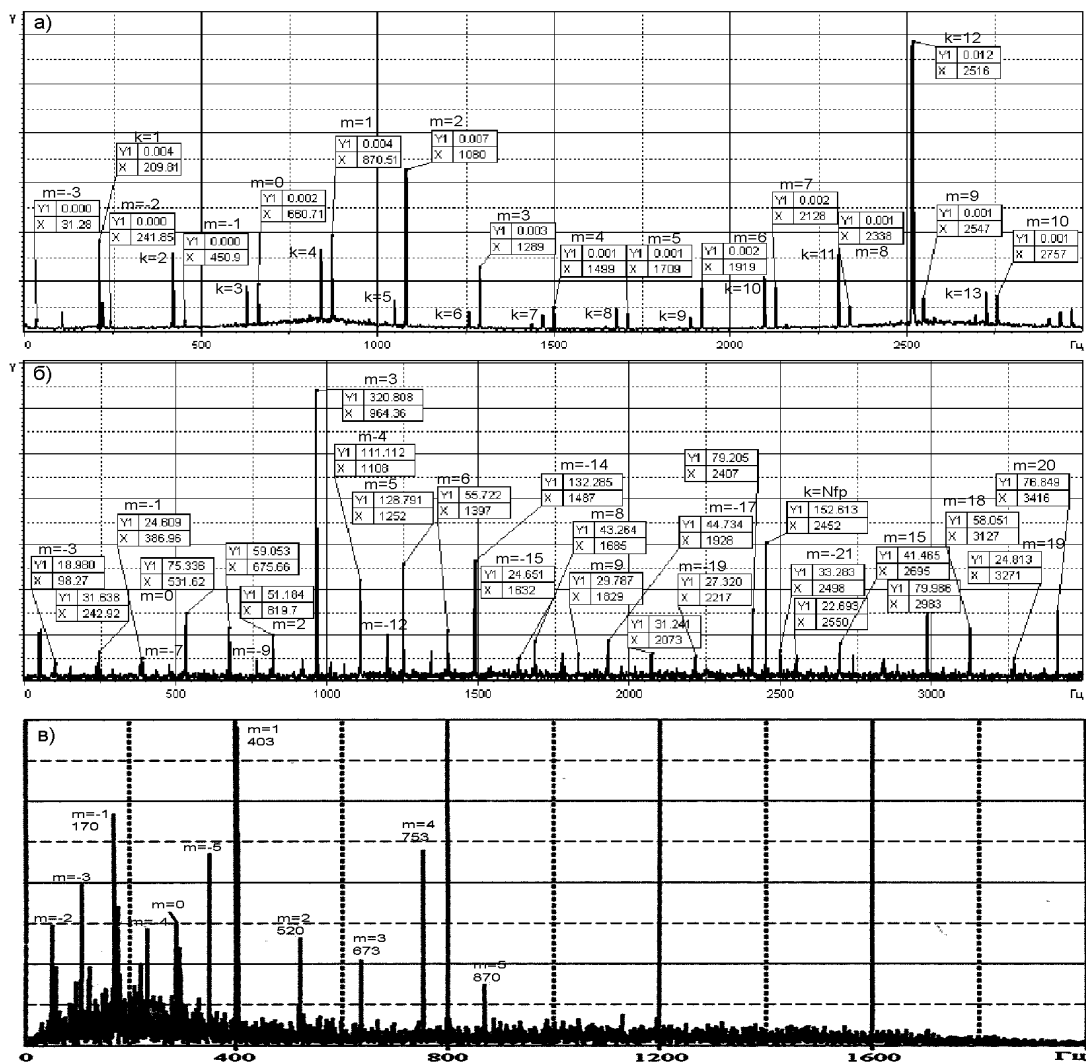


Рис. 1. Спектры пульсаций потока при срывных колебаниях:
а – объект № 1; б – объект № 2; в – объект № 5

Из спектров, представленных на рис. 2, видно, что даже, несмотря на всегда имеющуюся естественную связанность колебаний лопаток через диск и через поток, при исследуемых срывных колебаниях спектральные составляющие с максимальными амплитудами на разных лопатках несколько различаются по частотам.

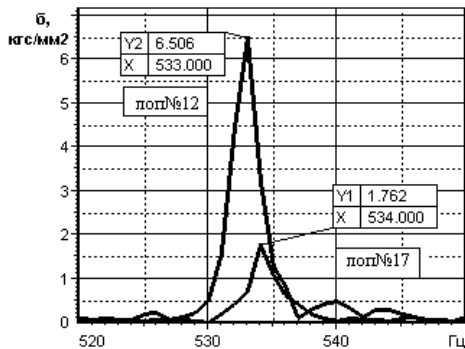


Рис. 2. Спектры колебаний лопаток при срывном обтекании (объект № 2)

Более объективно низкий уровень связанности этих колебаний подтверждается значениями функции когерентности между колебаниями лопаток. Из рис. 3 видно, что у соседних лопаток функция когерентности близка к $\gamma^2 = 1$, однако по мере увеличения межлопаточного расстояния функция когерентности падает и при удалении на 6...8 лопаток становится равной $\gamma^2 \approx 0,5$. Напротив, при решетчатом флаттере лопатки колеблются строго с одинаковыми частотами даже на начальном этапе его развития, а функция когерентности всегда равна $\gamma^2 = 1$ и не зависит от удаления лопаток. Если же попытаться определить сдвиг фаз колебаний между лопатками для срывных колебаний, то очевидно, что при таких значениях функции когерентности его имеет смысл определить только для соседних лопаток. Однако, даже при этом условии указанным сдвигам фаз не удастся привести в соответствие конкретное число узловых диаметров даже при весьма высоком уровне вибрационных напряжений, когда функция когерентности вследствие нелинейных эффектов становится равной $\gamma^2 \approx 1$ для многих лопаток (рис. 4).

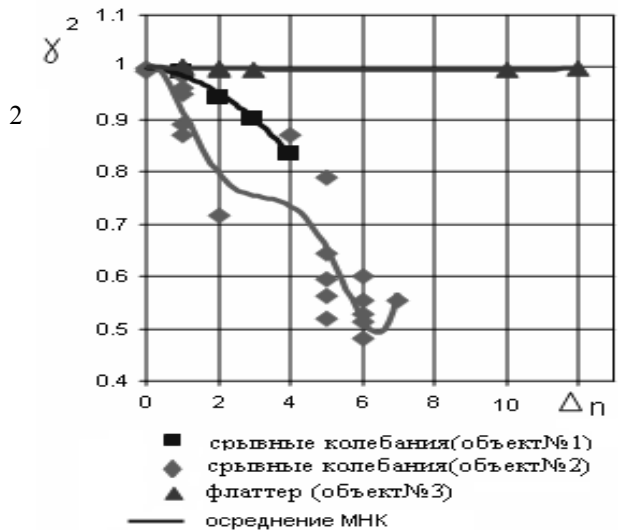


Рис. 3. Зависимость функции когерентности от разности между номерами лопаток

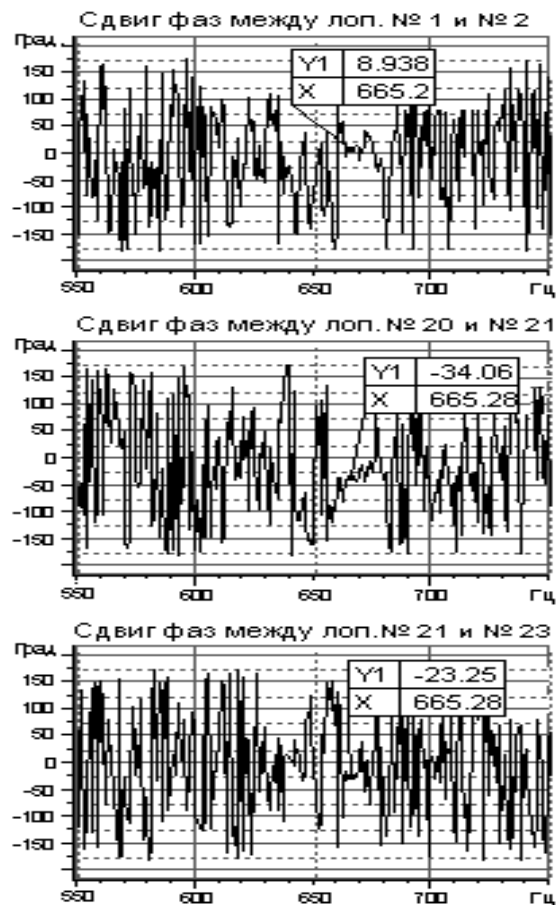


Рис. 4. Спектры сдвигов фаз между колебаниями лопаток при уровне напряжений $\sigma \approx 20$ кгс/мм² при срывных колебаниях (объект № 1, 40 лопаток)

Наоборот, при флаттере сдвиги фаз соответствуют вполне определенному набору узловых диаметров вне зависимости от межлопаточного расстояния (рис. 5).

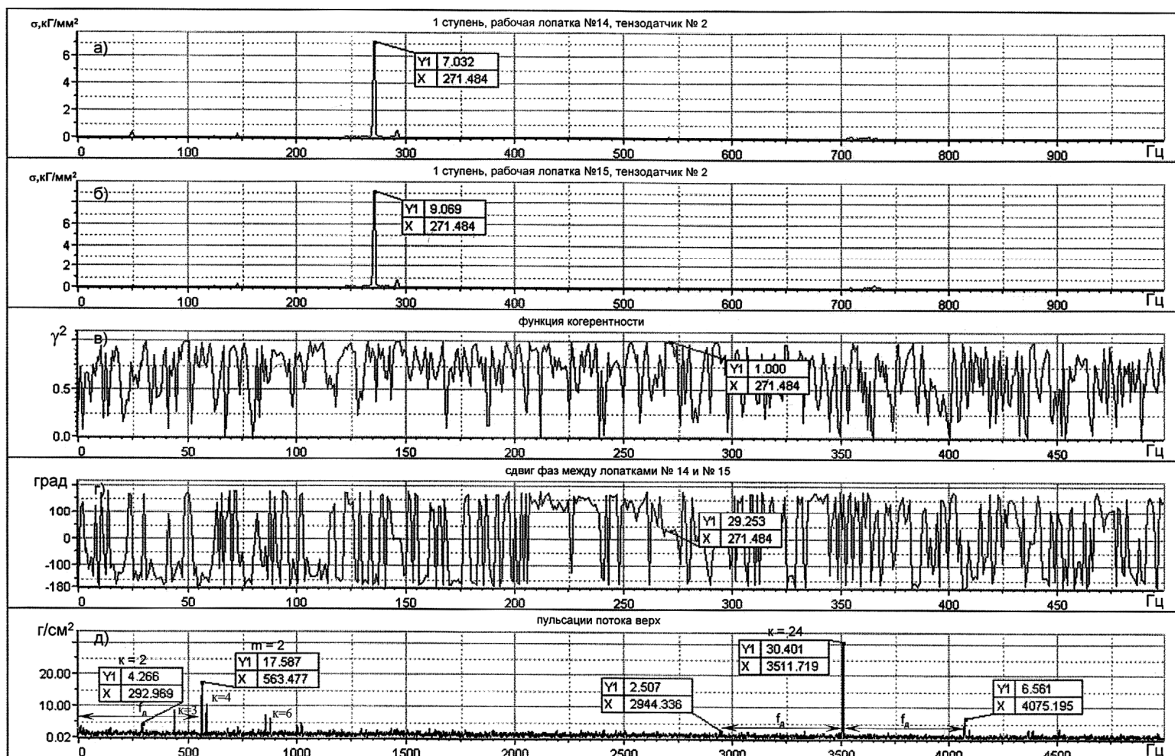


Рис. 5. Динамические характеристики при флаттере лопаток с $m = 2$ (объект № 3, 24 лопатки)

На рис. 6 представлены результаты следящего анализа изменения пульсаций с различными числами m в процессе развития колебаний лопаток.

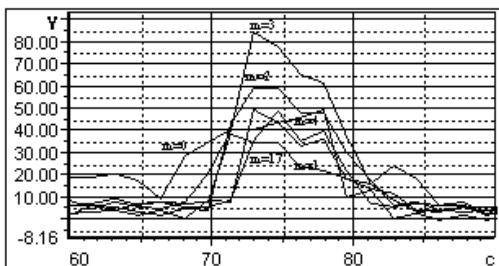


Рис. 6. Изменение мощности пульсаций потока над первой ступенью при возникновении срывных колебаний лопаток с частотой 531 Гц (объект № 2)

Видно, что спектральные составляющие, отстоящие на величину роторных гармоник от частоты колебаний лопаток, существуют задолго до того, как колебания лопаток и соответствующие им спектральные составляющие в потоке начинают резко возрастать, а в момент появления и затухания колебаний лопаток практически одновременно происходит то же самое со всеми указанными спектральными составляющими в потоке. При этом можно выде-

лить одну или несколько спектральных составляющих, которые преобладают над остальными. Напротив, при флаттере, в начальный момент его появления могут присутствовать несколько диаметральных форм, однако на этапе развитых колебаний преобладает, как правило, одна диаметральная форма.

Резюмируя изложенное сравнение, исследуемые колебания по основным экспериментальным диагностическим признакам нельзя отнести к решетчатому флаттеру, поэтому по отношению к ним термин срывные колебания является уместным. Несмотря на то, что исследуемые колебания проявляются в области срывного обтекания, не удается обнаружить мощной окружной неравномерности потока, которая вращается со скоростью несколько меньшей скорости вращения ротора, что свидетельствовало бы о наличии вращающегося срыва. Исследуемые колебания слабо коррелированы по венцу и проявляются в виде стохастического процесса, в котором отчетливо проявляются фильтрующее действие лопаток, выделяющее частотные

составляющие, близкие к частотам их собственных колебаний. В результате появляется окружная неравномерность давления потока, которая вращается со скоростью ротора.

Поскольку эта окружная неравномерность давления является периодической функцией, где периодом является длина окружности венца, то ее можно разложить в ряд по тригонометрическим функциям. В системе координат, вращающейся вместе с ротором, ее в зависимости от угловой координаты φ можно представить в виде

$$p = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} a_m \cos(m\varphi + \theta_m), \quad (1)$$

где a_m – коэффициенты разложения в ряд Фурье; m – номер гармоники разложения, который может быть как положительным, так и отрицательным вследствие цикличности системы; θ_m – фазовый сдвиг m -й формы относительно выбранного начала координат. Для того, чтобы записать выражение (1) в невращающейся системе координат достаточно выполнить преобразование Галилея $\psi = \varphi - \omega_p t$, где $\omega_p = 2\pi f_p$ – угловая скорость вращения ротора. Необходимо также учесть, что амплитуды гармоник разложения давления в окружном направлении в формуле (1) изменяются во времени с частотой колебаний лопаток f_l , т.е. $a_m = A_m \cos 2\pi f_l t$. В результате выражение для пульсаций давления в неподвижной системе координат примет вид

$$P_\partial = \frac{a_0}{2} \cdot \cos 2\pi f_l t + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} A_m \{ \cos[2\pi(f_l + mf_p)t + m\psi + \theta_m] + \cos[2\pi(f_l - mf_p)t - m\psi - \theta_m] \}. \quad (2)$$

Из формулы (2) следует, что в спектре пульсаций в неподвижной системе координат (регистрируемых датчиком пульсаций статического давления, помещенным в корпусе компрессора) будут присутствовать обусловленные эффектом Доплера дискретные гармонические составляющие с частотами, симметрично отстоящими от частоты колебаний лопаток на целое число частот вращения ротора [2]. Именно

такая картина спектрального состава пульсаций была получена экспериментально при срывных колебаниях (рис. 1). При этом спектральные составляющие с частотами $f_l + mf_p$ можно трактовать как волны деформации, бегущие по вращению колеса, а спектральные составляющие с частотами $f_l - mf_p$ как волны деформации, бегущие против вращения колеса. На самом деле этих волн деформаций нет, а они являются результатом разложения окружной неравномерности потока в ряд Фурье и последующих тригонометрических преобразований с учетом вращения колеса, т.е. результатом математических операций.

Если дополнительно учесть искажение потока в результате крутильной составляющей колебаний, то используя математический аппарат, изложенный в работе [3], формулу для спектрального состава пульсаций потока можно получить в виде:

$$P = P_\partial + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} I_0 A_m \cos 2\pi N f_p t + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k-1} \times (3) \\ \times (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p - f_l - m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} I_k + (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p + f_l + m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p - f_l + m f_p) t + \\ + \sum_{m=\pm 1}^{\pm \infty} \sum_{k=1}^{\infty} I_k (I_{k+1} + I_{k-1}) A_m \cos 2\pi (N f_p + f_l - m f_p) t,$$

где через I_k обозначена функция Бесселя первого рода k -го порядка.

Физическая интерпретация формулы (3) состоит в том, что в дополнение к диагностическим частотам из формулы (2) в спектре пульсаций должны присутствовать частоты, симметрично расположенные относительно частоты следования лопаток на таком же расстоянии, что и диагностические частоты от начала координат в формуле (2). При этом, если амплитуда правой диагностической составляющей будет больше левой, то этому случаю условно можно приписать волну деформации, бегущую по вращению, и наоборот, если амплитуда ле-

вой спектральной составляющей больше правой, то этому случаю условно можно приписать волну деформации, бегущую против вращения.

Из спектров, представленных на рис. 7, следует, что при незначительном изменении оборотов частота срывных колебаний и направление волны и количество волн деформации может изменяться: при $\bar{n} = 0,728$ частоте колебаний лопаток $f_n = 533$ Гц соответствует преимущественно волны деформации с $m = 2$ и $m = 3$, бегущие по вращению, а при $\bar{n} = 0,743$, $f_n = 545$ Гц и $\bar{n} = 0,751$, $f_n = 670$ Гц волны деформации с $m = 9$ и $m = 10$, бегущие против вращения. Из рис. 7 также видно, что в случае низкочастотных шумовых гармоник, диагностика в высокочастотной области вблизи частот следования лопаток несомненно является более надежной.

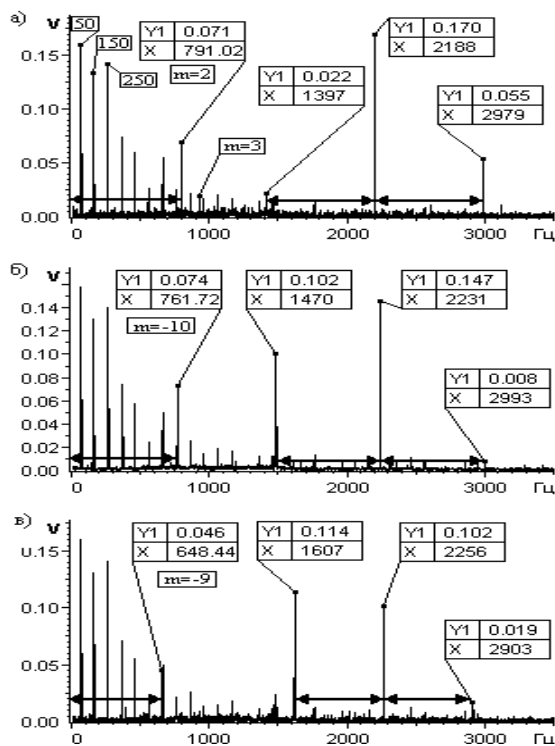


Рис. 7. Спектры пульсаций над 1-й ступенью при срывных колебаниях в процессе изменения оборотов (объект № 2): а – $\bar{n} = 0,728$; $f_n = 533$ Гц; б – $\bar{n} = 0,734$; $f_n = 545$ Гц; в – $\bar{n} = 0,751$; $f_n = 670$ Гц.

Заключение

Обобщая накопленный к настоящему времени опыт исследования колебаний лопаток можно заключить, что рассмотренные здесь срывные колебания с частотой некратной частоте вращения являются вынужденными колебаниями лопаток, обусловленными пульсациями потока в срывной области напорных характеристик. Срывное обтекание и вызываемые им колебания лопаток порождают в потоке вращающуюся окружную неравномерность потока, которая при ее разложении в ряд Фурье с учетом преобразования Галилея может трактоваться как волны деформации, бегущие по вращению или против вращения колеса. Очевидно, что меры по устранению этих колебаний должны отличаться от мер по устранению флаттера

Литература

1. Kurkov A, Dicus J. Syn-thesis of Blade Flutter Vibratory Patterns using Stationary Transducers // ASME Publ. – 1978. – NGT-160. – P. 121-127.
2. Исследование резонансных колебаний рабочего колеса компрессора с частотами, некратными частоте вращения ротора / И.В. Егоров, А.Г. Заславский, В.А. Карасев, А.Н. Федосова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 7 (43). – С. 94-98.
3. Хориков А.А. Исследование колебаний лопаток компрессоров датчиками измерения радиального зазора // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 77-81.

Поступила в редакцию 16.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Фишгойт, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия.