

Ю. В. Киселев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ВОЗБУЖДЕНИЯ
ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ВИБРАЦИИ

Ступень вентилятора является мощным источником колебательных процессов, которые в значительной степени определяют вибросостояние двигателей. Создание методов оценки вибросостояния и диагностики технического состояния вентилятора требует изучения физических причин возбуждаемой им вибрации.

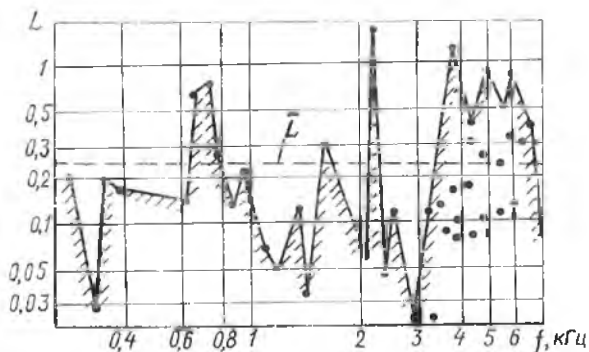
Вентиляторная вибрация по физической природе относится к вибрации аэродинамического происхождения, возникновение которой обусловлено взаимодействием рабочих и статорных лопаток с воздушным потоком, имеющим окружную неравномерность параметров. Для правильного понимания физики образования высокочастотной вентиляторной вибрации и, в частности, для обоснованного выбора математической модели ее возбуждения необходимо определить, что является основной причиной возникновения этой вибрации: взаимодействие рабочих лопаток с набегающим потоком или взаимодействие статорных лопаток с неравномерностью потока, вызванной кромочными следами за рабочим колесом.

Особенности возбуждения высокочастотной вентиляторной вибрации исследовались экспериментально. На первом этапе исследований проведено сопоставление уровней дискретных составляющих вентиляторной вибрации на наружном корпусе двигателя и на корпусе подшипника передней опоры. По результатам спектрального анализа определялись величины основных (лопаточных) составляющих вентиляторной вибрации и дополнительных составляющих, обусловленных геометрической неоднородностью рабочей решетки вентилятора [1]. Для составляющих вибрации, имеющих одинаковую частоту, определялось отношение

$$L = \tilde{a}_B / \tilde{a}_H, \quad (1)$$

где \tilde{a}_B и \tilde{a}_H - средние квадратические значения виброускорения соответственно по внутреннему и наружному датчикам.

Анализ полученных данных показывает (рис.1), что в большинстве случаев отношение, полученное по выражению (1), не превышает единицы. Средняя величина этого отношения равна $\bar{L} = 0,24$. Таким образом, величина составляющих вентиляторной вибрации на наружном корпусе двигателя значительно больше, чем на корпусе подшипника.



Р и с. 1. Отношение уровня составляющих вибрации по внутреннему датчику α_B к уровню составляющих вибрации по наружному датчику α_H

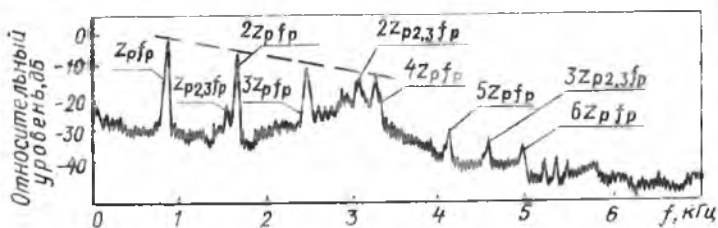
Известно, что при распространении по механической конструкции вибрация затухает. В частных случаях для дискретных составляющих возможно и обратное соотношение из-за наличия резонансных явлений. Однако, как правило, величина вибрации вблизи источника больше, чем вдали от него [2]. Следовательно, наружный датчик расположен ближе к источнику, чем внутренний. Этот вывод соответствует предположению о возбуждении высокочастотной вентиляторной вибрации через лопатки направляющего аппарата, а не через лопатки рабочего колеса с передачей вибрации через опору ротора на статор.

Для подтверждения предположения о причине возникновения вентиляторной вибрации (взаимодействие кромочных следов за рабочими лопатками с лопатками статорного аппарата) исследовалась связь параметром потока за рабочей решеткой вентилятора с вибрацией корпуса.

Экспериментальные данные, приведенные в работе [3], показали обоснованность использования для определения характеристик кромочных следов результатов измерений пульсаций полного давления за рабочей решеткой. В случае отсутствия других источников возмущения потока и при достаточно малом осевом расстоянии до выходных кромок лопаток пульсации полного давления имеют периодический, импульсный характер, и их спектральный состав соответствует спектральному составу поля кромочных следов.

С целью выявления основных источников возмущений потока была исследована структура пульсаций полного давления за рабочим колесом

первой ступени вентилятора в плоскости передних кромок лопаток статорного аппарата. На полученных в результате анализа спектрограмм пульсаций полного давления (рис. 2) наблюдаются лопаточные составляющие с частотами $f = K Z_p f_p$ (f_p - частота вращения ротора; Z_p - число рабочих лопаток j -й ступени; $K = 0, 1, \dots$), вызванные первым рабочим колесом вентилятора, и лопаточные составляющие с частотами $f = K Z_{p2,3} f_p$ ($Z_{p2} = Z_{p3} = Z_{p2,3}$), вызванные вторым и третьим



Р и с. 2. Спектр пульсаций полного давления за рабочей решеткой вентилятора: Z_p - число рабочих лопаток первой ступени вентилятора; $Z_{p2} = Z_{p3} = Z_{p2,3}$ - число рабочих лопаток второй и третьей ступеней вентилятора

рабочими колесами вентилятора. Видно, что энергия пульсаций, вызванных первым рабочим колесом, в десятки раз больше, чем энергия пульсаций, вызванных другими колесами. Большое количество лопаточных составляющих первого колеса (до $K = 6$), а также вид огибающей их максимумов в диапазоне частот, где амплитудно-частотная характеристика датчика пульсаций полного давления линейна, указывают на импульсный характер пульсаций. Эти данные позволяют сделать важный вывод о том, что основным источником возмущений потока, обтекающего лопатки статорного аппарата, являются крошечные следы за рабочими лопатками.

С учетом этих результатов были проведены экспериментальные исследования связи пульсаций давления за рабочим колесом и вибрации корпуса. Одним из методов, позволяющих оценить связанность двух виброакустических процессов, является метод взаимных спектров.

Для определения взаимных спектральных характеристик вибрации и пульсаций полного давления использовался разработанный на базе серийных приборов типа СБ-3 анализатор взаимного спектра. С его помощью были получены оценки взаимного спектра в диапазоне частот от 20 до 700 Гц.

При подаче на первый вход анализатора пульсаций давления $x_g(t)$

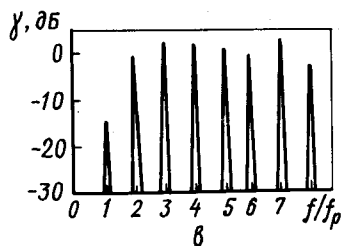
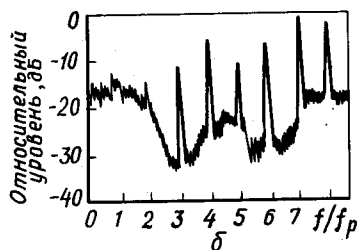
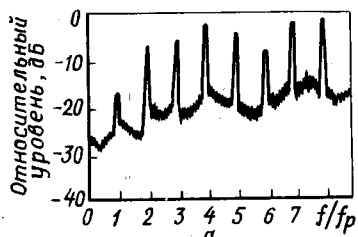
а на второй вход - вибрации $x_B(t)$ оценивался модуль взаимного спектра между этими процессами $|G_{gB}(f)|$. При подаче на оба входа анализатора одного и того же процесса (либо пульсаций, либо вибрации) мнимая часть взаимного спектра равна нулю. Его действительная часть будет пропорциональна дисперсии соответствующего процесса:

$$Re G_{gg}(f) = \frac{1}{2} \{ \sigma_g^2 \} \Delta f; \quad Re G_{BB}(f) = \frac{1}{2} \{ \sigma_B^2 \} \Delta f, \quad (2)$$

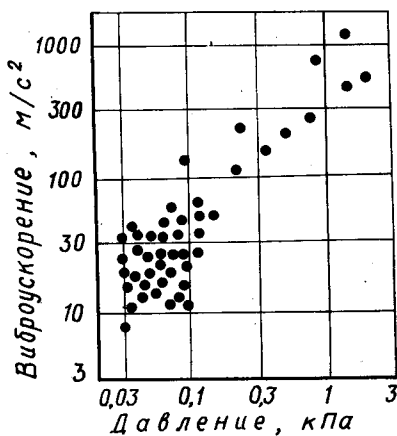
где $\{ \sigma^2 \} \Delta f$ - дисперсия процесса в полосе анализирующего фильтра.

Используя эти данные, функцию когерентности по экспериментальным данным определяли в следующем виде:

$$\gamma(f) = \left[\frac{|G_{gB}(f)|}{\left[\{ \sigma_g^2 \} \Delta f \{ \sigma_B^2 \} \Delta f \right]^{1/2}} \right]^2 = \frac{|G_{gB}(f)|^2}{\sigma_g \sigma_B} \quad (3)$$



Р и с. 3. Спектральные и взаимоспектральные характеристики пульсаций давления и вибрации: а - спектр пульсаций давления; б - спектр вибрации; в - функция когерентности



Р и с. 4. К анализу связи уровня составляющих пульсаций полного давления и составляющих вибрации

Результаты измерений представлены на рис.3. Функция когерентности отлична от нуля на частотах $f = K f_p$ ($K = 1, \dots, 8$). Ее величина для этих частот при $K > 2$ близка к единице, что свидетельствует о значительной связанности исследуемых процессов. Значение функции при $K=1$ существенно меньше единицы, т.е. на уровень вибрации с частотой $f = f_p$ оказывают влияние другие факторы, в частности неуравновешенность ротора.

Поскольку пульсации и вибрация оказались связанными только на частотах дискретных составляющих, то с целью расширения частотного диапазона при исследовании указанной связи строилось поле парных точек по результатам спектрального анализа вибрации и пульсаций давления в широком диапазоне частот (рис.4). Положение каждой точки на поле определяется величинами составляющих спектров вибрации и пульсаций давлений, имеющих одинаковую частоту $f = K f_p$ ($3 \leq K \leq 31$, $Z_p = 27$). Нижний предел ($K \geq 3$) определялся шумами аппаратуры, верхний ($K \leq 31$) частотной характеристикой зонда пульсаций давления. Анализ этих результатов указывает на существование связи между уровнями соответствующих составляющих вибрации и пульсации. Вид поля парных точек и величина коэффициента корреляции между уровнями составляющих вибрации и пульсации ($r_{98} = 0,74$) свидетельствуют о связи вибрации и пульсации на частотах дискретных составляющих. Имеющийся разброс данных на поле парных точек объясняется сложным характером формирования вибрации, резонансными свойствами конструкции, зависимостью от частоты параметров функции, определяющей преобразование неоднородности поля скоростей в переменную аэродинамическую силу, и погрешностями измерительной аппаратуры.

Таким образом, приведенные результаты свидетельствуют о том, что вентиляторная вибрация двигателя на частотах дискретных составляющих возбуждается путем взаимодействия кромочных следов за рабочим колесом с последующими лопатками статора. Уровень дискретных составляющих вибрации (кроме составляющей с частотой $f = f_p$) определяется уровнем соответствующих составляющих пульсаций полного давления, т.е. поля кромочных следов.

Библиографический список

1. Киселев В.В. Исследование влияния неоднородности рабочего колеса вентилятора на структуру вибрационных процессов. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1983, с.65–71.

2. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1973. - 224 с.
3. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. - М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.

УДК 620.318.6

Г.В. Дазуткин

ВЫНУЖДЕННЫЕ ПЕРИОДИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С КОНСТРУКЦИОННЫМ ГИСТЕРЕЗИСОМ

Теоретическое исследование нелинейных колебаний виброзащитных систем (ВС) с конструкционным гистерезисом является сложной задачей из-за существенно нелинейных зависимостей упругофрикционных характеристик ($U \propto X$) виброизоляторов и демпферов как от деформации X , так и, по крайней мере, от ее амплитуды A и знака скорости $\dot{\sigma} = \text{sign} \dot{x}$ (случай симметричных $U \propto X$). Запишем дифференциальное уравнение движения ВС с одной степенью свободы:

$$\ddot{x} + \Phi(\sigma, X, A) = F(t), \quad (1)$$

где $\Phi(\sigma, X, A) = \frac{R}{m}$; R - реакция виброизолятора; m - масса ВС; $F(t)$ - периодическая возбуждающая нагрузка; t - время.

Наиболее широкое распространение при изучении нелинейных колебаний ВС получили метод малого параметра Крылова-Боголюбова /1/ и вариационный метод Бубнова-Галеркина /2,3/. Однако их применение для изучения колебаний ВС с конструкционным гистерезисом ограничивается из-за недостаточной точности решения задач, вызванной отсутствием ограничений, которые накладываются в первом случае на величину малого параметра, во втором - на выбираемую форму приближенного решения. Так, по данным автора работы /4/, приближенное решение по амплитудам колебаний ВС на резонансе для случая $U \propto X$ виброизолятора, заданных петлями гистерезиса в форме параллелограммов, может отличаться от точного на 25% и более. Кроме того, если петли гистерезиса имеют при вершинах разрыв непрерывности (случай "сухого" трения)

$$\Phi = \text{sign} \dot{x} + X, \quad (2)$$

то для гармонической возбуждающей нагрузки с амплитудой $\beta \ll \frac{4}{\pi}$ приближенное решение задачи о колебаниях ВС вообще невозможно получить.