

В.И.Корнычев, Г.В.Костин, В.Б.Митенков, В.Н.Ягодкин

ОЦЕНКА РАЗДЕЛЬНОГО ВЛИЯНИЯ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК
В ОБРАЗОВАНИИ СЛУЧАЙНОГО ВИБРАЦИОННОГО ПРОЦЕССА
НА КОНСТРУКЦИИ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

В целях исследования вибрационного состояния конструкции летательного аппарата и его двигательных установок их можно рассматривать как многоканальные колебательные системы, в которых действуют многомерные случайные вибрационные процессы.

Для прикладных задач в области диагностики вибрационных процессов, образующихся от работы двигательных установок, целесообразно рассмотреть две характерные модели линейных колебательных систем с сосредоточенными параметрами.

Первая модель, имитирующая конструкции летательного аппарата, отличается многомерным вибрационным воздействием от двигательных установок, состоящим из ряда случайных процессов, когерентных между собой в различных сочетаниях и действующих по координатным осям системы. Динамическая реакция системы изучается по этим осям в произвольной точке конструкции летательного аппарата. Согласно второй модели, по своей схеме противоположной первой и имитирующей двигательный агрегат, установленный на упругих подвесках, вибрационное воздействие приложено в одной точке на входе. Реакция системы рассматривается во многих точках выхода и является в этом плане многомерным вибрационным процессом.

В качестве постановки и решения задачи по обеим моделям находим обобщенные передаточные функции как характеристики вибропоглощающих свойств конструкций соответствующих механических систем. Используя класс функций частной и множественной когерентности для представления многомерных случайных вибрационных процессов, решение задачи формально можно свести к выводу, аналогичному для классической одномерной колебательной модели.

Для многомерных вибрационных процессов, действующих на входе или выходе указанных систем, формируются так называемые спорные энергетические спектры, сосредоточивающие энергии всех составляющих процессов. При этом передаточная функция механической системы по первой модели может быть представлена в соответствии с классической схемой как отношение автономного спектра вибропроцесса на выходе к автономному (теперь спорному) спектру многомерного вибропроцесса на входе.

Аналогичным путем определяется передаточная функция системы по второй модели. Опорный спектр в этом случае строится для многомерного вибрационного процесса, действующего на выходе системы.

Так, если в соответствии с первой моделью принять стохастические функции $x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)$ в качестве многомерного вибрационного воздействия на входе четырехканальной колебательной системы, а $y(t)$ рассматривать как стохастическую функцию, выражающую реакцию системы в k -й точке, то обобщенная передаточная функция рассматриваемой системы принимает общеизвестную каноническую структуру

$$|H^k(f)|^2 = \frac{W_{yy}(f)}{W_{0xx}(f)}.$$

Однако здесь в качестве автономного спектра входного вибровоздействия выступает опорный спектр многомерного вибрационного процесса, формируемый по правилу

$$W_{0xx}(f) = \left[\sum_{j=1}^4 \frac{[coh_{y/x_0}^2(f) - coh_{y/x_{0j}}^2(f)]}{W_{jj}(f)[1 - coh_{x_j/x_{0j}}^2(f)]} \right]^{-1}.$$

Примененные функции множественной когерентности $coh_{y/x_0}^2(f), coh_{y/x_{0j}}^2(f)$ устанавливает энергетическую связь реакции $y(t)$ системы с составляющими многомерного вибрационного воздействия

$$x_0(t) = [x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)],$$

состав воздействий $x_{0j}(t)$ является усеченным и отличается от предыдущего $x_0(t)$ вычеркнутой из его ряда функцией $x_j(t)$. Функция множественной когерентности $coh_{x_j/x_{0j}}^2(f)$ фиксирует энергетическую связь каждого из воздействий $x_j(t)$ ($j = 1, 2, 3, 4$) с остальными составляющими многомерного процесса на входе системы, т.е. с $x_{0j}(f)$.

$W_{jj}(f), W_{yy}(f)$ - автономные энергетические спектры вибропроцессов на входах и выходе.

Если далее в соответствии со второй моделью считать, что $p(t)$ - стохастическая функция, имитирующая силовой источник вибрационного возмущения, приложенного к массе, опертой на трех упругих подвесках, а $y_1(t), y_2(t), y_3(t), y_4(t)$ - стохастические функции, выражающие динамическую реакцию тела $y(t)$ и установочных мест упомянутых под-

весок, то в качестве опорного спектра многомерного вибрационного процесса на выходе рассматриваемой системы будет выступать спектр, определяемый выражением

$$W_{yy}(f) = \sum_{j=1}^4 \frac{W_{y_j y_j}(f) [1 - \text{coh}_{y_j y_0}^2(f)]}{[\text{coh}_{p_1 y_0}^2(f) - \text{coh}_{p_1 y_0 j}^2(f)]},$$

где по-прежнему

$$y_0(t) = [y_1(t), y_2(t), y_3(t), y_4(t)];$$

$$y_{0j}(t) = [y_1(t), \dots, y_{j-1}(t), y_{j+1}(t), \dots, y_4(t)].$$

Представленные варианты опорных спектров допускают частные решения, известные в литературе.

Описанные выше структуры передаточных функций позволяют с помощью функций частной когерентности оценить долю энергии, вносимую в состав реакции системы каждой из учтенных независимых составляющих многомерного воздействия, а также установить часть энергии, которая возникает в составе реакции за счет действия не учтенных при формировании модели источников вибрационных возбудителей (например, акустического происхождения и т.п.). В частности, энергетический спектр случайного вибропроцесса каждого из источников воздействий, освобожденного от влияния смежных источников, представляется в виде остаточного спектра

$$\Phi_{jj}(f) = W_{jj}(f) [1 - \text{coh}_{x_j x_0 j}^2(f)].$$

Остаточный спектр реакции от независимых вибрационных воздействий со спектрами $\Phi_{jj}(f)$ будет

$$\Phi_{yy_j}(f) = W_{yy}(f) [\text{coh}_{y_j x_0}^2(f) - \text{coh}_{y_j x_0 j}^2(f)].$$

Наконец, энергетический спектр реакции системы от неучтенных источников вибрационных возбудителей запишем в виде

$$W_{zz}(f) = W_{yy}(f) [1 - \text{coh}_{y_j x_0}^2(f)].$$

Таким образом, первая модель может быть использована для летной диагностики вибрационного состояния каждой из двигательных установок как отдельного источника образования случайных вибрационных процессов на конструкции летательного аппарата. Вторая модель может оказаться приемлемой для определения в летных условиях механической податливости упругих подвесок двигательных установок.

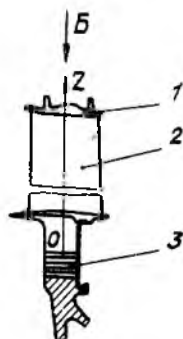
УДК 621.431.75-19

В.Я.Кривошей

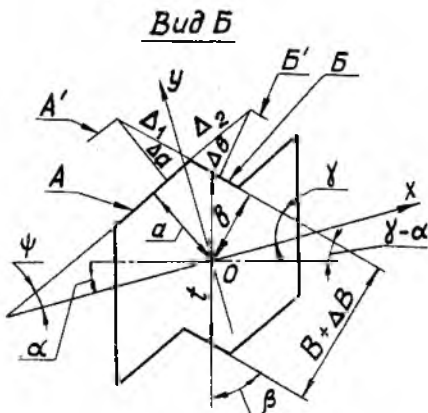
ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕСА
НА НАПРЯЖЕННОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОНТАКТА
БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

В настоящей работе сделана попытка оценить влияние точности изготовления отдельных элементов диска и лопаток на напряженность поверхностей контакта бандажных полок.

Рассмотрим колесо ротора турбины (рис.1,2) в системе координат $x y z$, где z - радиальная ось колеса; x - ось, расположенная в плоскости симметрии паза диска; y - ось, перпендикулярная осям x и z .



Р и с. 1. Вид колеса ротора турбины в разрезе



Р и с. 2. Вид сверху на бандажную полку

Колесо содержит лопатки 2 с бандажными полками 1, взаимное положение которых в колесе определяется нерабочими поверхностями $A-1$