

В.И.Костин, Е.В.Сундуков

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПОЛОСЫ ПРОПУСКАНИЯ ФИЛЬТРА
ПРИ ИЗМЕРЕНИЯХ ИНТЕНСИВНОСТИ ОБЩЕЙ ВИБРАЦИИ ГТД

При измерении интенсивности общей вибрации ГТД, как правило, производится выделение отдельных составляющих спектра. Для этого используются фильтры с некоторой шириной полосы пропускания сигнала. Отмечается [1], что ширина фильтра Δf может оказывать существенное влияние на результаты измерений. Оценим это влияние.

Пусть на вход линейного фильтра с передаточной функцией $K(f)$ поступает вибрационный процесс, представляющий собой сумму гармонической составляющей на частоте f_0 с амплитудой A_0 и узкополосного шума в полосе частот $\Delta f_{ш}$, причем среднее значение частоты шума совпадает с f_0 и $\Delta f_{ш} \gg \Delta f$.

Передаточную функцию определим следующим образом:

$$K(f) = \begin{cases} 1 & \text{при } f_0 - \frac{\Delta f}{2} \leq f \leq f_0 + \frac{\Delta f}{2} \\ 0 & \text{при других } f, \end{cases}$$

где Δf - ширина фильтра; f_0 - среднее значение частоты.

Спектральная плотность на входе фильтра

$$G(f) = \frac{A_0^2}{2} \delta(f - f_0) + G_{ш}(f),$$

где $\delta(f - f_0)$ - функция Дирака; $G_{ш} = \frac{S_{ш}^2}{\Delta f_{ш}}$ - спектральная плотность белого шума; $S_{ш}^2$ - дисперсия шумовой составляющей процесса.

Суммарная дисперсия процесса на выходе фильтра равна сумме дисперсии гармонического и шумового процессов

$$S^2 = \frac{A_0^2}{2} + S_{шф}^2, \quad (1)$$

где

$$S_{шф}^2 = G_{ш}(f) \Delta f = \frac{S_{ш}^2 \Delta f}{\Delta f_{ш}}.$$

Обозначив $\alpha = \frac{A_0}{S_{\omega}}$ и преобразуя формулу (1), получим:

$$S = \left(\alpha^2 + \frac{2 \Delta f}{\lambda f_{\omega}} \right)^{1/2} \frac{A_0}{\alpha \sqrt{2}} \quad (2)$$

Из работы [2] известно, что

$$S = \left(\frac{\bar{A}^2 + S_A^2}{2} \right)^{1/2},$$

где \bar{A} и S_A - среднее и среднеквадратическое значения экстремумов процесса.

С учетом выражения для коэффициента вариации $\nu = \frac{S_A}{\bar{A}}$ можно определить среднее и среднеквадратическое значения экстремумов процесса на выходе фильтра

$$\bar{A} = \frac{S \sqrt{2}}{(1 + \nu^2)^{1/2}}; \quad S_A = \frac{S \nu \sqrt{2}}{(1 + \nu^2)^{1/2}} \quad (3)$$

Приняв оценку интенсивности вибрации в форме

$R = (1 + z \nu) \bar{A} = \bar{A} + z S_A$ [1] при $z = 1,7$ и используя выражения (2) и (3), получим относительное значение оценки интенсивности узкополосной вибрации в функции отношения $\Delta f_{\omega} / \Delta f$ и параметра α :

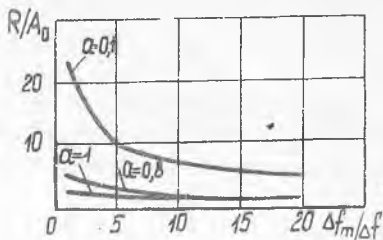
$$\frac{R}{A_0} = \frac{1 + 1,7 \nu}{(1 + \nu^2)^{1/2}} \left(1 + \frac{2 \Delta f}{\alpha^2 \Delta f_{\omega}} \right)^{1/2} \quad (4)$$

Величина ν в формуле (4) есть коэффициент вариации амплитуд процесса на выходе из фильтра и определяется по следующей зависимости [2]:

$$\nu = \frac{\left\{ \left(2 + \alpha_{\varphi}^2 \right) - \frac{\pi}{2} \left[\left(1 - \frac{\alpha_{\varphi}^2}{2} \right) I_0 \left(\frac{\alpha_{\varphi}^2}{4} \right) + \frac{\alpha_{\varphi}^2}{2} I_1 \left(\frac{\alpha_{\varphi}^2}{4} \right) \right]^2 e^{-\frac{\alpha_{\varphi}^2}{2}} \right\}^{1/2}}{\sqrt{\frac{\pi}{2} \left[\left(1 - \frac{\alpha_{\varphi}^2}{2} \right) I_0 \left(\frac{\alpha_{\varphi}^2}{4} \right) + \frac{\alpha_{\varphi}^2}{2} I_1 \left(\frac{\alpha_{\varphi}^2}{4} \right) \right] e^{-\frac{\alpha_{\varphi}^2}{4}}}},$$

где I_0, I_1 - модифицированные функции Бесселя нулевого и первого порядка; $\alpha_{\varphi} = \frac{A_0}{S_{\omega \varphi}} = \frac{A_0}{S_{\omega}} \sqrt{\frac{\lambda f_{\omega}}{\Delta f}} = \alpha \sqrt{\frac{\lambda f_{\omega}}{\Delta f}}$ - отношение амплитуды гармоники к среднеквадратическому значению шума на выходе фильтра.

Графический вид зависимости (4) при нескольких значениях параметра α представлен на рис. 1. Из графиков следует, что, начиная со случая $A_0 = S_{ш}$ ($\alpha=1$), рост интенсивности шумовой составляющей приводит к существенному влиянию ширины фильтра на результаты измерений интенсивности вибрации. В случае $A_0 > S_{ш}$ выбор относительной ширины фильтра не имеет существенного значения.



Р и с. 1. Влияние ширины фильтра на относительный уровень оценки интенсивности вибрации

Исследование характера вибрационных процессов ГТД показывает, что значение параметра α для них изменяется

в широких пределах (0–10). В практике виброизмерений применяются фильтры с различной полосой пропускания. Необходимость однозначности и сопоставимости результатов виброизмерений требует проведения нормирования полосы фильтра [1], причем это нормирование должно базироваться на физических предпосылках, вытекающих из целей измерений.

Для определения вибрационного состояния несилвых элементов ГТД необходимо учитывать их реакцию на кинематическое возбуждение корпусными деталями. Этот учет может быть обеспечен согласованием ширины фильтра с шириной резонансных кривых элементов двигателя.

Хотя на двигателе имеется большое число элементов с различными резонансными характеристиками, прослеживается определенная связь между добротностью D и резонансной частотой [1], [3], [4]. Определим ширину резонансных кривых для элементов обвязки двигателя в функции резонансной частоты.

Если рассматривать элементы как простые линейные резонаторы, то ширину резонансных кривых можно определить экспериментально, используя соотношение для декремента колебаний.

Известно, что

$$\delta = \frac{\pi \Delta f}{f_0},$$

где Δf – ширина резонансной кривой на уровне 0,7; f_0 – резонансная частота.

Тогда

$$\Delta f = \frac{f_0 \delta'}{\pi}$$

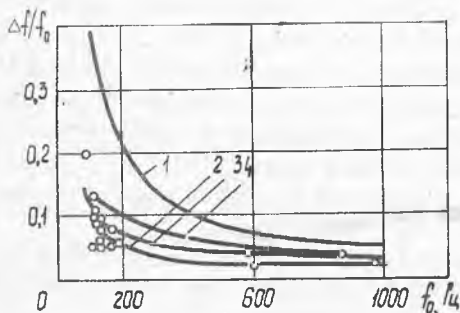
Значение параметров δ' и f_0 можно определить путем соответствующей обработки виброграмм кривых затухания собственных колебаний элементов. Величина декремента определится как

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_1}{A_{n+1}}$$

где A_1, A_{n+1} - амплитуды затухающих колебаний, отстоящие друг от друга на n циклов.

Результаты исследований параметра $\frac{\delta'}{\pi} = \frac{\delta}{\pi} = \frac{\Delta f}{f_0}$ для ряда агрегатов трех типов ГТД в виде зависимости от f_0 представлены на рис. 2. Экспериментальные данные могут аппроксимироваться следующим выражением:

$$\Delta f / f_0 = 0,024 + 0,441 e^{-0,0114 f_0} \quad (5)$$

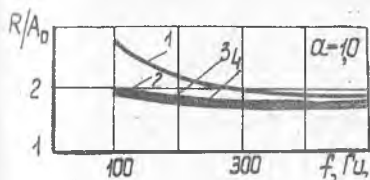


Р и с.2. Относительное значение ширины резонансных кривых элементов ГТД в функции частоты. Графики аналитических зависимостей: 1- по работе [4] $\Delta f / f_0 = \frac{1}{\pi} (128,1 + 10,9 \cdot 10^{-3} f_0 + 14,1 \cdot 10^{-6} f_0^2)$; 2- по работе [3] $\Delta f / f_0 = \frac{1}{5 + 0,025 f_0}$; 3- по работе [1] $\Delta f / f_0 = 1 / \sqrt{f_0}$; 4 - по формуле 5; ● - экспериментальные точки

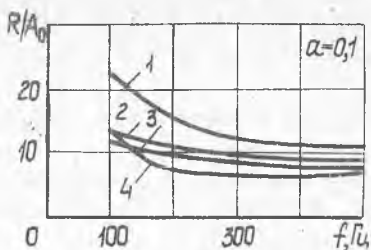
На этом же рисунке нанесено несколько кривых по известным выражениям для $\Delta f / f_0$ из работ других авторов.

Рассмотрим влияние вида зависимости $\Delta f / f_0 = \varphi(f_0)$ на относительный уровень интенсивности вибрации, определяемый выражением (4).

На рис. 3 приведены значения R/A_0 , рассчитанные для $\alpha = 1,0$ и $\alpha = 0,1$; значения Δf , определены по зависимостям, представленным



а



б

и с. 3. Зависимость относительного уровня оценки интенсивности вибрации от ширины фильтра при двух значениях параметра α . Обозначения 1-4 те же, что и на рис. 2

на рис. 2, $\Delta f_{ш}$ принято постоянным и равным 40 Гц.

Из рисунка видно, что при $\alpha \geq 1$ определение полосы пропускания фильтра по работам [1], [3] и формуле (5) обеспечивает практически одинаковые уровни относительной интенсивности вибрации. Для процессов близких к шумовым ($\alpha = 0,1$) разница в интенсивности больше 50%.

Представляет практический интерес сопоставление зависимостей R/A_0 , приведенных на рис. 2, с такими же зависимостями для фильтров серийно выпускаемых анализаторов. Фильтры анализаторов в настоящее время имеет либо постоянную абсолютную, либо постоянную относительную полосу пропускания. Данные показывают, что в диапазоне 100-1000 Гц для процессов с малыми значениями α наиболее подходящими являются фильтры с постоянной абсолютной полосой пропускания.

Выводы

1. При измерении интенсивности общей вибрации ГТД для процессов со значением $\alpha \geq 1$ влиянием относительной ширины фильтра можно пренебречь. При $\alpha < 1$ это влияние необходимо учитывать.

2. Для обеспечения однозначности и сопоставимости результатов измерения вибрационных процессов с преобладанием шума ($\nu \geq 0,48$) следует рекомендовать фильтры с постоянной абсолютной полосой пропускания. Конкретные значения полосы следует устанавливать на базе

обобщения экспериментальной статистики зависимости $\Delta f/f_0$ от f_0 для соответствующих классов конструкций.

Л и т е р а т у р а

1. Карасев В.А., Максимов В.П. Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1978.
2. Костин В.И. Сравнительная оценка интенсивности вибрации с переменной во времени амплитудой эквивалентным значением виброскорости гармонических колебаний. - Проблемы прочности, 1974, № 9.
3. Случайные колебания. Сб. под ред. Кренделла. С.-М.: Мир, 1967.
4. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов.- М.: Машиностроение, 1971.

УДК 621-567.1

Ю.Н.Лапшов

ОБОБЩЕННЫЕ СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРОСОВЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

Для вибро- и удароизоляции объектов, работающих в условиях интенсивных внешних воздействий, широко используются цельнометаллические амортизаторы с демпфированием, в частности тросовые.

Тросовые амортизаторы отличаются повышенным демпфированием, статической прочностью и стойкостью к внешним воздействиям, широким диапазоном допустимых нагрузок и деформаций, незначительным изменением характеристик при действии линейных и ударных перегрузок. Стальные канаты (тросы) выпускаются отечественной промышленностью согласно ГОСТам на изготовление, что гарантирует стабильность их характеристик. Наконец, тросовые амортизаторы просты конструктивно, дешевы и технологичны в изготовлении.