

## Библиографический список

1. Фомин Г.М. Аэродинамическое возбуждение колебаний лопаток и передача их валу и корпусу двигателя //Тр. ЦАГИ. - 1950.
2. Сидоренко М.К. Отражение технического состояния циклически симметричных узлов турбомашин в спектрах вибросигналов //Вибротехника: Сб. /Каунас. политехн. ин-т. - Каунас, 1985. - № I(49). - С.81-91.
3. Сидоренко М.К. О вибродиагностике колебаний рабочих колес ГТД //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. /Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1983. - С. 118-124.

УДК 621.317:621.004.58

Е.В.Сундуков

### К АНАЛИЗУ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ ИНТЕНСИВНОСТИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ВИБРАЦИИ ГТД

Обработка вибропроцессов на переходных режимах работы ГТД, таких как запуск, приемистость и переход с режима на режим, остается наиболее сложным и трудоемким этапом при анализе вибрационного состояния. Довольно широкое распространение в настоящее время получили следящие методы анализа, основанные на настройке анализирующей системы на требуемую частоту управляющим сигналом, формируемым, например, тахогенератором [1]. Однако для эффективного применения этого вида анализа необходимо учитывать ряд его особенностей.

Одним из основных источников погрешности измерения интенсивности вибрации при следящем анализе является неточность настройки анализирующей системы на требуемую составляющую спектра колебаний. Для простоты примем аналитическое выражение амплитудно-частотной характеристики анализирующей системы [2]:

$$A = \frac{1}{2 \left[ \left( \frac{f - f_0}{f_0} \right)^2 + \frac{d^2}{4} \right]^{1/2}},$$

где  $f_0$  - частота настройки анализирующей системы;  $d$  - затухание.

Относительную характеристику запишем в следующем виде:

$$\frac{A}{A_{max}} = a = \frac{d}{2 \left[ \left( \frac{f-f_0}{f_0} \right)^2 + \frac{d^2}{4} \right]^{1/2}}, \text{ где} \quad (I)$$

$$A_{max} = 1/d.$$

Пусть анализируемая составляющая в спектральной области представляет собой дельта-функцию. Величину расстройки между частотой анализируемой составляющей и центральной частотой анализирующей системы определим так:

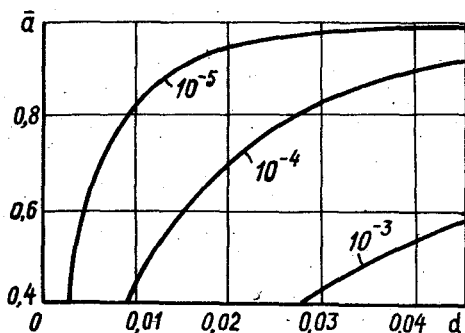
$$\Delta f = f_0 \delta,$$

где  $\delta$  - суммарная относительная погрешность настройки.

Подставив в (I) вместо  $f$  значение  $f_0 - \Delta f = f_0 - f_0 \delta$ , после несложных преобразований получим

$$a = \frac{d}{2(\delta^2 + \frac{d^2}{4})^{1/2}} \quad (2)$$

Графический вид зависимости (2) при нескольких значениях  $\delta$  представлен на рис. I.



Р и с. I. Зависимость замеренной амплитуды от затухания анализирующей системы при нескольких значениях параметра  $\delta$

Число составляющих погрешности  $\delta$  и их значения зависят от схемы регистрации и обработки вибропроцессов. Для наиболее распространенного случая регистрации на магнитную ленту аналогового магнитофона и обработки с использованием умножителя частоты можно выделить следующие основные составляющие погрешности:

погрешность кинематической связи ротора ГТД с

тахогенератором и узлом, вибрация которого исследуется ( $\sigma_1$ ) ; погрешность от конечного числа импульсов на оборот сигнала с тахогенератора ( $\sigma_2$ ) ;

погрешность от межканального временного сдвига в магнитном регистраторе ( $\sigma_3$ ) ;

погрешность умножителя частоты ( $\sigma_4$ ) .

Погрешность  $\sigma_1$  обусловлена наличием кинематической связи между ротором ИТД, тахогенератором и агрегатом, вибрация которого исследуется. Эта связь осуществляется зубчатыми колесами, имеющими геометрические погрешности. В [3] было показано, что для этого случая погрешность  $\sigma_1$  можно определить по соотношению

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z}{\pi m \cos \alpha} \sqrt{z}, \quad (3)$$

где  $\sigma_z$  - допуск на отклонение основного шага зубчатого колеса;  $m$  - модуль зубчатого колеса;  $\alpha$  - угол зацепления;  $z$  - количество зубчатых колес в зацеплении.

Для встречающихся в практике реальных значений параметров, входящих в соотношение (3),  $\sigma_1$  составляет  $\sim 10^{-3}$ .

Погрешность от конечного числа импульсов на оборот сигнала с тахогенератора

$$\sigma_2 = \frac{1}{K f_T} \frac{\dot{f}_{max}}{f_K},$$

где  $K$  - число импульсов на оборот тахогенератора;  $f_T$  - частота сигнала с тахогенератора;  $\dot{f}_{max}$  - максимальная скорость перестройки частоты  $f_K$  анализируемой компоненты.

Для ряда современных ИТД погрешность  $\sigma_2$  составляет  $\sim 10^{-3}$ . Погрешность  $\sigma_3$  можно определить по соотношению

$$\sigma_3 = \frac{\tau \dot{f}_{max}}{f_K},$$

где  $\tau$  - величина межканального временного сдвига в магнитном регистраторе.

Как правило, величина  $\tau$  нормируется для каналов магнитного регистратора, относящихся к одной магнитной головке. В частности, для отечественных магнитных регистраторов типа НО-67, НО-68 при реальных

значениях максимальной скорости перестройки частоты первой роторной гармоники  $\sim 10$  Гц/с  $\delta_3$  составляет  $\sim 10^{-5}$ . Для определения величины этой погрешности применительно к каналам, относящимся к различным магнитным головкам, были экспериментально получены значения параметра  $\tau$ . Проведенные измерения показали, что для рассмотренного случая  $\delta_3$  составляет  $\sim 10^{-4}$ .

Величина погрешности  $\delta_4$  зависит от качества умножителя частоты. В настоящее время известны разработки, обеспечивающие значение этой погрешности  $\sim 10^{-5}$ .

Принимая рассматриваемые погрешности независимыми, можно легко определить величину суммарной погрешности  $\sigma$ . Для приведенных выше случаев  $\sigma$  будет иметь порядок  $10^{-3}$ . При ширине анализирующей системы 3% погрешность определения амплитуды сигнала за счет не точности настройки анализирующей системы составит более 45%. Повышение точности анализа требует существенного (на порядок) уменьшения погрешности  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Для этого в качестве управляющего сигнала используют сигнал одной из высокочастотных составляющих исследуемого вибрационного процесса. Дальнейшее повышение точности анализа влечет за собой ужесточение требований к магнитным регистраторам по параметру межканального временного сдвига или исключение регистратора из измерительной схемы.

В качестве критерия интенсивности вибрации на переходных режимах работы ГТД часто используется максимальное значение измеряемого параметра. Осреднение сигнала, в той или иной степени неизбежное при любом виде следящего анализа, приводит к погрешности определения этого оценочного значения. Худший случай соответствует области максимального изменения параметра. Как правило, это зона резонанса. Резонансная кривая вблизи резонансной частоты может быть описана выражением (I). Пусть при прохождении через резонанс уровень зарегистрированного сигнала изменяется в соответствии с соотношением (I) (квазистатистический режим). Тогда средний (замеренный) уровень сигнала будет равен

$$\bar{a} = \frac{\int_{f_1}^{f_2} a(f) df}{f_2 - f_1}, \quad (4)$$

где  $f_1, f_2$  - соответственно начальная и конечная частоты сигнала за время анализа.

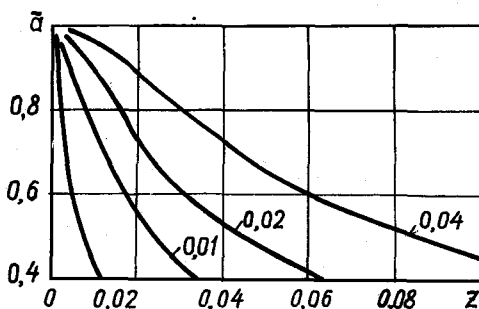
При последовательном анализе сигнала максимальное отличие значения  $\bar{a}$  от  $a_{max} = 1$  соответствует случаю, когда  $f_2 = f_0$ . Тогда, подставив (1) в (4), после преобразований получим

$$\bar{a} = \frac{d}{2z} \ln \left| \frac{d}{2 \left[ \left( z^2 + \frac{d^2}{4} \right)^{1/2} - z \right]} \right|, \quad (5)$$

где  $z = \frac{f_0 - f_1}{f_0}$ .

Графический вид зависимости (5) представлен на рис. 2. Разность  $(1 - \bar{a})$  равна погрешности определения максимальной амплитуды вибрации за счет ее осреднения в течение времени анализа.

**Пример.** Пусть анализируется сигнал, представляющий собой результат воздействия колебания постоянного уровня и переменной частоты на резонатор с затуханием  $d = 0,01$ . Анализ сигнала (его осреднение) производится за время, равное его перестройке от  $f_1$  до  $f_0$ . При этом  $f_1$  соответствует частоте, при которой уровень выходного сигнала равен 0,707 от его максимального значения при резонансе. Тогда погрешность определения максимальной амплитуды составит  $\sim 13\%$ .



Р и с. 2. Зависимость измеренной амплитуды от параметра  $z$  при нескольких значениях  $d$

#### Библиографический список

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.
2. Харкевич А.А. Линейные и нелинейные системы. - М.: Наука, 1973. - 566 с.
3. Вильнер П.Д., Голов Ф.В. Погрешности следящего анализа

из-за неточности задания частоты настройки //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч.тр./ Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1977. - С. 126-130.

УДК 531.785

М.С.Титаренко, В.В.Королев

### НОВЫЕ СРЕДСТВА И МЕТОДЫ РЕГИСТРАЦИИ ВЫБРОСОВ НАГРУЗОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В настоящее время недостаточно глубоко исследовано влияние на ресурс деталей редко проявляющихся перегрузок, вызывающих квазистатическое разрушение и малоцикловую усталость материалов, из которых они изготовлены. Для прогноза ресурса деталей в этом случае необходимо располагать достоверной информацией о вероятностных характеристиках редких выбросов перегрузок. Отсутствие достоверной оценки вероятности появления больших перегрузок может служить причиной как необоснованного завышения прочности и металлоемкости деталей, так и возможного занижения первой.

Типичным примером узлов и деталей летательных аппаратов, разрушающихся под действием редких выбросов нагрузок, являются элементы шасси, фюзеляжа и некоторые другие. При их проектировании весьма важно знать среднестатистическую максимальную перегрузку за весь срок службы каждой детали или закон распределения значения максимальной перегрузки за любой интервал времени работы изделия.

Авторами настоящей статьи разработаны малогабаритные датчики максимальных нагрузок на базе механического запоминающего устройства [1]. Принципиальная схема датчика показана на рис. 1. В двух точках испытываемой детали 1 на расстоянии  $l$ , составляющем базу датчика, жестко крепятся основание 2 запоминающего штифта 3 и толкатель 4. Запоминающий штифт прижат пружинной к направляющей основания и удерживается на ней силами трения. В начале испытаний штифт 3 приводится в соприкосновение с толкателем 4. При всплесках нагрузки вследствие деформации испытываемой детали толкатель 4 перемещает штифт 3 в соответствующее положение, в котором штифт удержи-