

ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., «Наука», 1968.
2. Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах М., «Мир», 1969.
3. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Кол. инж. М., «Машиностроение», 1972.

Ф. Н. Шалаев, Ч. Л. Светлаков

О НЕКОТОРЫХ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКАХ РАЗРУШЕНИЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Анализ вибраций корпусов машин во многих случаях позволяет выявить диагностические признаки отдельных дефектов, обнаружить наличие дефектов в начальной стадии, проследить за динамикой их развития и в комплексе с другими мероприятиями установить их причины. Практически это делается путем сопоставления параметров спектра вибрации или в различные моменты времени работы изделия, или для различных экземпляров изделий [1]. Известно, что спектр вибрации ГТД имеет сложный частотный состав.

Зачастую отдельные составляющие спектра (в частности, это относится к сигналам, характеризующим состояние подшипников) имеют малую интенсивность и либо не проявляются на корпусе изделия, либо неразличимы на фоне общего шума. На рис. 1 представлена спектрограмма виброускорений одного из малоразмерных ГТД простейшей конструкции. Вибрационный сигнал датчика ИС-313, установленного на корпусе редуктора, анализировался с помощью анализатора спектра частот С 4—12 с записью спектра на самописец Н-320.

На спектрограмме не проявляются сигналы с частотой ниже 2300 гц, в частности, соответствующие частотам прокатывания шариков по наружной и внутренней обоймам.

В работе 2 предложено исследование состояния подшипника посредством тензометрирования специального П-образного упругого элемента, вставляемого с небольшим натягом между наружной обоймой подшипника и корпусом, как это показано на рис. 2. Такой метод позволяет локализовать сигнал и приблизить чувствительный элемент к исследуемой детали.

В настоящей работе использован аналогичный метод получения диагностического сигнала. Однако при работе подшипников в ГТД частотная структура сигнала настолько сложна, что осциллограммы практически не поддаются расшифровке. В связи с этим сигналы с тензодатчиков подавались через тензоусилитель ТУП-4 на анализатор спектра частот С 4-12, и спектр частот записывался самописцем Н-320 на диаграммную бумагу.

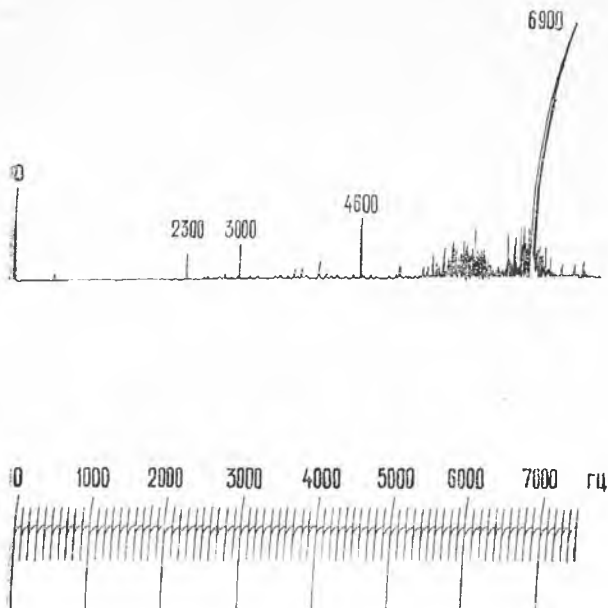


Рис. 1. Спектрограмма ускорений с датчика ИС-313 на корпусе редуктора

На рис. 3 представлена блок-схема измерительной аппаратуры, а на рис. 2б — схема препарирования редуктора.

Работа проводилась с целью исследования причин разрушения силовой передачи редуктора, проявления которого были весьма разнообразны, но в большинстве случаев сопровождались выходом из строя одного, обычно правого (рис. 3а), под-

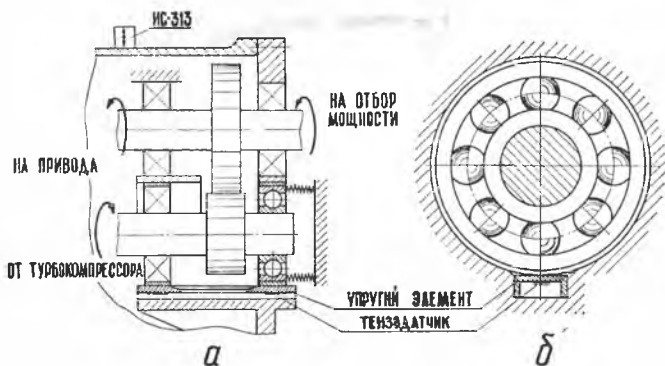
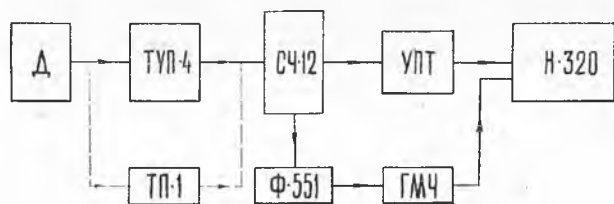


Рис. 2. Схема препарирования редуктора



Д	- ТЕНЗОДАТЧИК	ТУП-4	- УСИЛИТЕЛЬ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИЙ
СЧ42	- АНАЛИЗАТОР	УПТ	- УСИЛИТЕЛЬ АНАЛИЗАТОРА
Н-320	- РЕГИСТРАТОР	ТП-1	- ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКАЯ ПРИСТАВКА
Ф-551	- ЧАСТОТОМЕР	ГМЧ	- ГЕНЕРАТОР МЕТК ЧАСТОТНОГО МАСШТАБА

Р и с. 3. Блок-схема измерительной аппаратуры

шипника ведущего вала редуктора. Выход из строя подшипника характеризовался разрушением сепаратора, потерей шариками сферической формы в результате износа, а также наличием следов интенсивного проворачивания наружной обоймы подшипника в расточке корпуса со значительным износом последней.

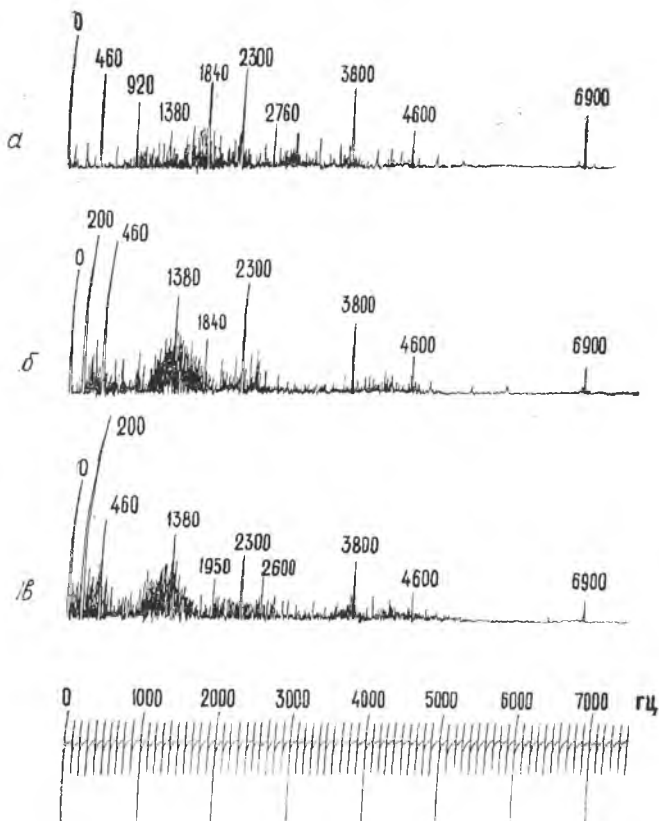
Один подшипник в процессе испытаний (после 57 час. работы) был доведен до разрушения.

Характер разрушения подшипника полностью идентичен характеру разрушений, имевших место при длительных испытаниях двигателя.

На рис. 4а представлена спектрограмма сигнала с тензодатчика правого подшипника редуктора. Полученный спектр содержит практически все дискретные линии, имеющиеся в спектре вибрационного сигнала с корпуса редуктора и, в частности, гармоники оборотной частоты (460 гц), составляющие на частоте пересопрежения зубьев шестерен редуктора (6900 гц) и составляющие, связанные с вероятной неточностью изготовления зубьев и кратностью чисел зубьев шестерни и колеса (1380, 2300, 4600). Кроме того на спектрограмме сигнала тензодатчика имеется ряд дискретных линий в низкочастотной области спектра. Так, четко выявляются составляющие на оборотной частоте (460 гц) и частоте прокатывания шариков по наружной обойме (1870 гц).

На рис. 4б и 4в показаны спектрограммы, аналогичные спектрограмме на рис. 4а, но полученные при различной наработке изделия. Последняя спектрограмма записана перед остановкой изделия на разборку, при которой было обнаружено разрушение подшипника. На этих спектрограммах отражается процесс разрушения подшипника, который можно охарактеризовать следующими основными признаками:

- 1) уменьшение величины составляющей спектра на частоте прокатывания шариков по наружной обойме (1870 гц);
- 2) увеличение плотности спектра в диапазоне частот, распо-



Р и с. 4. Характер изменения спектра при разрушении подшипника:

а — в начале испытаний, *б* — на 42 часу работы, *в* — на 57 часу работы перед разборкой

ложенном ниже частоты прокатывания шариков по наружной обойме;

3) появление составляющей спектра на частоте, равной примерно половине оборотной (200 гц).

Перечисленные признаки указывают на характер разрушения подшипника. Так, уменьшение составляющей спектра на частоте прокатывания шариков по наружной обойме может быть связано с изменением скорости и нестабильностью вращения сепаратора при его разрушении. Этим же явлением, а также ростом динамических нагрузок в результате постепенного разрушения подшипника может быть объяснено увеличение плотности спектра в области низких частот. Частота, равная примерно половине оборотной, по-видимому, является частотой пре-

цессии вала, которая развивается вследствие увеличения суммарного зазора между валом и корпусом, складывающимся из зазора в самом подшипнике и зазора между наружной обоймой и корпусом.

Аналогичное явление было отмечено авторами при исследовании радиальных сил, действующих на подшипники ротора ГТД, установленных в пластинчатые демпфера со значительным ($0,16 \div 0,24$ мм) суммарным зазором между наружной обоймой, пластинами демпфера и корпусом подшипника [3].

Таким образом, спектральный анализ сигнала непосредственно с обоймы подшипника позволил получить ряд диагностических признаков разрушения подшипника.

Простота конструкции чувствительного элемента, минимум доработок деталей изделия и эффективность метода позволяют использовать его для исследования работы подшипников при доводке новых изделий и при исследовании причин возникновения дефектов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов Б. В. Кибернетические методы технического анализа. М., 1966.

2. Ерошкин А. И., Максимов В. П., Орманов П. И., Самылин Е. А. Экспериментальные методы обнаружения повреждений подшипников качения в ранней стадии. Сб. Прочность и динамика авиационных двигателей. М., 1971, вып. 6.

3. Шаласов Ф. Н., Светлаков Ч. Л., Власов Ю. А. Определение радиальных сил, действующих на подшипники качения быстроходного ротора и оценка эффективности пластинчатых демпферов. Контактно-гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. Тезисы докладов первой Всероссийской конференции, Куйбышев, 1972.

В. И. Костин

ДИАГНОСТИКА СТАБИЛЬНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА И ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ НА БАЗЕ ОБОБЩЕННОЙ СТАТИСТИКИ ВИБРОИЗМЕРЕНИЙ

Установление допустимых норм вибрации и организация контроля вибросостояния каждого выпускаемого двигателя имеют целью обеспечение достаточной вибропрочности, выявление возможных дефектов и оценку стабильности технологического процесса. Особенностью влияния технологии производства на надежность является то, что она выступает как процесс. Точечная оценка фиксируется при испытании каждого отдельного двигателя, не позволяет дать характеристику этому процессу и его влиянию на общую совокупность двигателей. Для этого