

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ИХ ИЗНОСА. АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ НА БАЗЕ СПЕКТРА МАКСИМУМОВ

© 2006 А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков

Самарская государственная академия путей сообщения

Представлены данные по исследованию вибрационного состояния подшипников качения. Показана эффективность использования спектра максимумов в диагностике износа подшипников. Представленные на его основе диагностические признаки могут быть использованы в практике вибродиагностики технического состояния подшипниковых узлов роторных машин.

Спектральный анализ реализаций вибрации подшипников является основным методом поиска диагностических признаков их дефектов. Однако нестабильность интенсивности вибрации, распределение диагностической информации в широком частотном диапазоне усложняют процесс диагноза. В работе [1] был предложен метод спектрального анализа максимумов широкополосной вибрации, который в некоторых случаях является более эффективным, чем обычный.

В предыдущей статье настоящего сборника представлены результаты испытаний на износ 13-ти подшипников качения с параллельной регистрацией их вибрационного состояния. Проведем анализ эти данных на предмет выявления диагностических признаков износа. На рис. 1 показан обычный и спектр максимумов одного из под-

шипников (№891) в конце испытаний. Данные показывают, что на спектре максимумов более четко просматривается ряд составляющих, в том числе соответствующая частоте вращения сепаратора (~113Гц). На рис. 2 представлено изменение интенсивности роторной гармоники (отнесенной к минимальному значению) в процессе наработки разрушившегося подшипника для обычного спектра и спектра максимумов. Из данных видно, что в спектре максимумов роторная составляющая более информативна. Интенсивность составляющих спектра максимумов можно существенно увеличить, расширяя частотный диапазон анализа (таблица 1). Поэтому везде ниже анализ данных проводится на основе спектров максимумов широкополосного процесса полученный в диапазоне 20 ... 20000Гц.

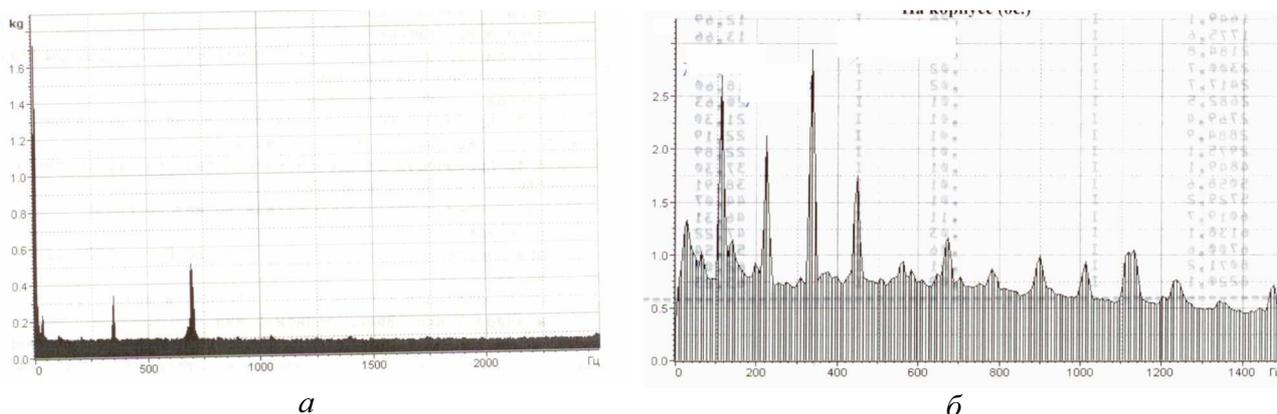


Рис. 1. Обычный спектр (а) и спектр максимумов (б) вибрации подшипника в конце испытаний

Таблица 1. Интенсивности составляющих спектра максимумов в зависимости от частотного диапазона

Полоса, Гц	20...2000	20...5000	20...20000
Датчик			
Осевой	0,6	0,9	5,2
Радиальный	4,7	7,2	11,1

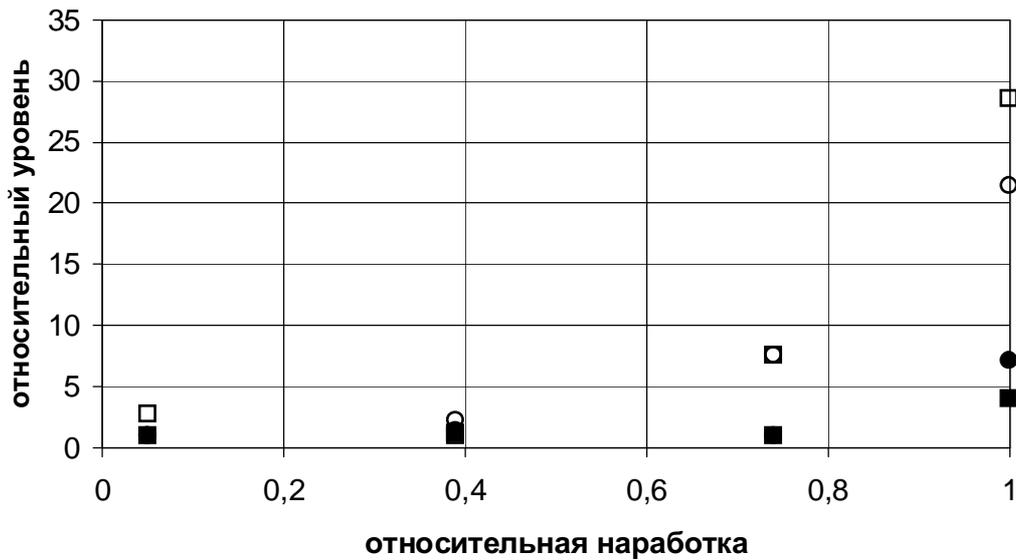


Рис. 2. Зависимость изменения интенсивности роторной составляющей спектра от относительной наработки (подшипник №762) □-радиальный датчик (спектр максимумов), ■-радиальный датчик (обычный спектр), ○-осевой датчик (спектр максимумов), ●-осевой датчик (обычный спектр)

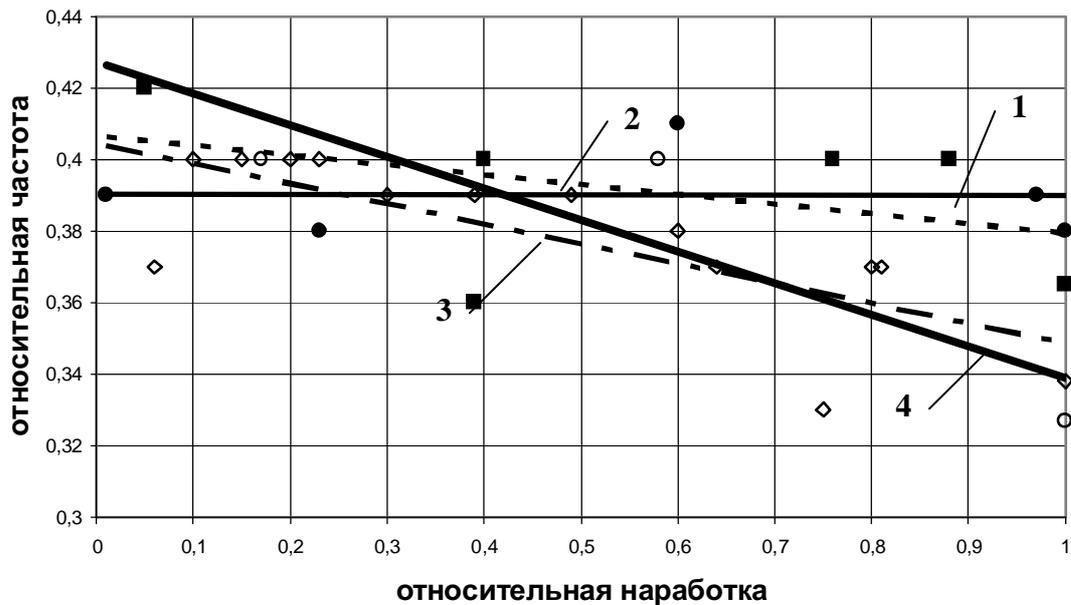


Рис. 3. Зависимость относительной частоты вращения сепаратора от относительной наработки при нескольких вариантах эквивалентной статической нагрузке.
 1- $y=0,3902-0,0004x$; 2- $y=0,4067-0,0273x$; 3- $y=0,4043-0,0557x$; 4- $y=0,4272-0,088x$.

Относительная частота вращения сепаратора используется для диагностики монтажных дефектов подшипника [2]. Покажем, что этот параметр может быть использован так же для диагностики износа. На рис. 3 представлены экспериментальные данные по изменению отношения частоты вращения сепаратора f_c к частоте вращения ротора f_p в

функции относительной наработки подшипника при нескольких вариантах нагрузки.

Аппроксимация экспериментальных данных линейной зависимостью вида $y = y_0 - ax$ дает следующие результаты:

- радиальная нагрузка $Fr=1500$ Н, осевая нагрузка $Fa=1690$ Н,
 $y=0,3902-0,0004x$; (1)

– Fr=3020 Н, Fa=3380 Н,
 $y=0,4067-0,0273x;$ (2)

– Fr=4900 Н, Fa=5620 Н,
 $y=0,4043-0,0557x;$ (3)

– Fr=6400 Н, Fa=7330 Н,
 $y=0,4272-0,088x;$ (4)

Представленные данные показывают, что с увеличением нагрузки в процессе наработки относительная частота вращения сепаратора (f_c/f_p) изменяется более существенно.

На рис. 4 представлена зависимость максимального изменения относительной частоты вращения сепаратора от эквивалентной статической нагрузки P_0 , определенной по соотношению $P_0=0,6Fr+0,5Fa$ [3], полученная по формулам (1)- (4) при $x=1,0$. Представленные данные удовлетворительно аппроксимируются линейной зависимостью вида $y=0,0035x-5,9173$. Результаты показывают, что для возможности использования изменения относительной частоты вращения сепаратора как диагностического признака износа подшипника необходимо оценивать

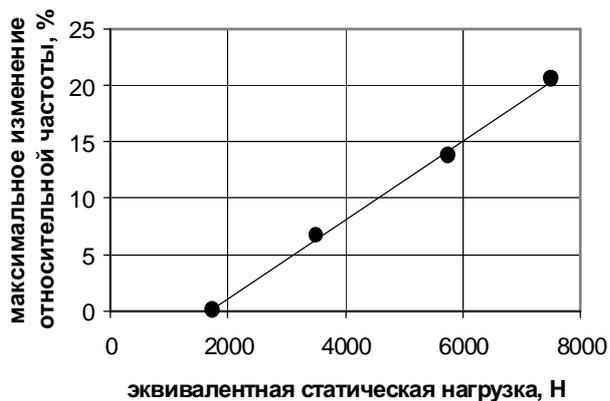


Рис. 4. Зависимость максимального изменения относительной частоты от эквивалентной статической нагрузки

вибрацию при одинаковой и возможно большей нагрузке.

В работе [4] в качестве диагностического признака рассматривается соотношение энергии некоторой составляющей спектра и ее модуляционных компонент. На рис. 1 видно, что на спектре максимумов хорошо видны модуляционные составляющие роторной гармоники (частота модуляции равна частоте вращения сепаратора). На обычном спектре такая информация отсутствует.

На рис. 5 представлена зависимость отношения среднеквадратического значения модуляционных составляющих σ_m к среднеквадратическому значению роторной гармоники σ_p в конце испытаний от величины износа подшипника (потеря веса). Экспериментальные данные удовлетворительно аппроксимируются линейной зависимостью вида $y=1,6324x-0,5733$.

На рис. 6 приведена зависимость отношения σ_m/σ_p от относительного изменения радиального зазора подшипника №873 (с максимальной наработкой).

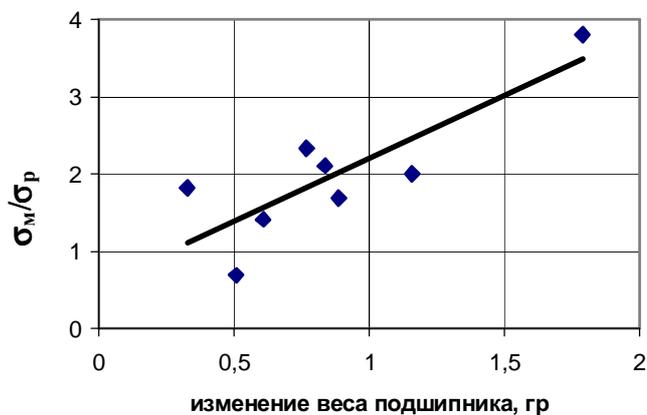


Рис. 5. Зависимость относительного уровня модуляционных компонент от износа подшипника



Рис. 6. Зависимость относительного уровня модуляционных компонент от относительного изменения радиального зазора (подшипник №873)

Таким образом, представленные данные показывают эффективность использования спектра максимумов в диагностики износа подшипников. Представленные на его основе диагностические признаки могут быть использованы в практике вибродиагностики технического состояния подшипниковых узлов роторных машин.

Список литературы

1. Сундуков А.Е. Методы виброакустического контроля и диагностики агрегатов топливопитания и регулирования авиационного ГТД. VII Королевские чтения. Всероссийская молодежная научная конференция. Самара 1-2 октября 2003 г. Тезисы докладов. Том I. Самара. Изд-во Самарского научного

центра Российской академии наук, 2003. - с 132.

2. Захаров В.А., Канцов А.В., Ефимов В.В. Диагностирование качества монтажа шарикоподшипника в опоре по относительной скорости сепаратора. Конструкционная прочность двигателей. Тезисы докладов VII Всесоюзной научно-техн. конференции. 18-20 сентября 1980 г. Куйбышев: КуАИ, 1980. - с.36

3. Бейзельман Р.Д., Ципкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е переработанное и дополненное. М.: Машиностроение, 1975. - 572 с.

4. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987. -288 с.

INVESTIGATION OF VIBRATIONAL STATE OF ROLLING CONTACT BEARINGS DURING THEIR RUNOUT. EXPERIMENTAL DATA ANALYSIS BASED UPON THE SPECTRUM OF PEAKS

© 2006 A.E. Sundukov, E.V. Sundukov

The Samara State Academy of Communication Means

On the basis of the analysis of the results of abrasion testing of rolling contact bearings based upon the spectrums of peaks of the broadband vibration process the possibility of using the retainer's relative rotational frequency and the relative energy of modulation components as the diagnostic characters of abrasion is shown.