

УДК 629.12.05:594.647

## АНАЛИЗ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ

В.И. ВОРОБЬЕВ, И.Г. ДАВЫДОВ

*Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники  
П. Бровка, 6, Минск, 220013, Беларусь*

*Поступила в редакцию 12 марта 2004*

Исследовалась эффективность межкомпонентной обработки полигармонических сигналов виброшумов подшипников качения при стендовых лабораторных испытаниях. Для диагностики подшипников качения на начальных стадиях выработки и зарождения дефектов предлагается использовать совокупность амплитудных, частотных и фазовых характеристик сигналов, рассматриваемую как своеобразный портрет подшипника, и анализировать его изменения через должным образом выбранные интервалы времени. Изменения полигармонических сигналов виброшумов подшипников в процессе испытаний относительно начального портрета дают достоверную информацию о процессе износа и зарождения дефектов.

*Ключевые слова:* межкомпонентная фазовая обработка, кепстр, вибродиагностика.

Для диагностики механических устройств с подвижными элементами широко используются методы спектрального анализа вибрационных сигналов.

При появлении многих видов дефектов в результате контакта дефектных участков одних поверхностей с другими поверхностями трения качения могут возникать короткие ударные импульсы, возбуждающие вибрацию подшипникового узла в широкой области частот. Спектральный анализ позволяет выявлять разнообразные дефекты этого узла, возникшие как в результате его износа в процессе эксплуатации, так и образовавшиеся в процессе производства или неправильного монтажа.

Необходимо отметить, что при диагностике подшипников качения с помощью спектрального анализа сигналов шумов вибраций и их огибающих возникает ряд проблем. В частности, к ним относятся проблемы определения наличия выработки и прогнозирования оставшегося рабочего ресурса на самой ранней стадии развития и зарождения дефектов. Кроме того, из-за большого числа возможных дефектов и трудностей применения анализа Фурье к выявлению нестационарностей вибраций крайне сложно разделить все виды дефектов, особенно в автоматическом режиме диагностики.

Эксплуатация подшипника качения в составе роторной машины при наличии в нем дефекта может вызывать в вибрации и модулирующих ее процессах гармонические компоненты с рядом основных частот. Эти частоты зависят от частоты вращения вала, т.е. частоты вращения подвижного кольца относительно неподвижного  $f_{BP}$ . Расчет частот, на которых проявляет себя дефект, проводится исходя из геометрических размеров подшипников и количества движущихся тел, следующим образом [1]:

частота вращения сепаратора относительно наружного кольца;

$$f_C = \frac{1}{2} f_{BP} \left( 1 - \frac{d_{TK}}{d_C} \cos(\alpha) \right), \quad (1)$$

где  $d_{TK}$  — диаметр тела качения;  $d_C = \frac{1}{2}(d_H + d_B)$  — диаметр сепаратора;  $d_H$  — диаметр наружного кольца;  $d_B$  — диаметр внутреннего кольца;  $\alpha$  — угол контакта тел и дорожек качения;

частота перекачивания тел качения по наружному кольцу:

$$f_H = \frac{1}{2} f_{BP} \left( 1 - \frac{d_{TK}}{d_C} \cos(\alpha) \right) z = f_C z, \quad (2)$$

где  $z$  — количество тел качения;

частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_B = \frac{1}{2} f_{BP} \left( 1 + \frac{d_{TK}}{d_C} \cos(\alpha) \right) z = (f_{BP} - f_C) z; \quad (3)$$

частота вращения тела качения относительно поверхности колец

$$f_{TK} = \frac{1}{2} f_{BP} \frac{d_{TK}}{d_C} \left( 1 - \frac{d_{TK}^2}{d_C^2} \cos^2(\alpha) \right). \quad (4)$$

Выражения (1)–(4) определяют частоты основных гармоник в спектрах вибрации и огибающей высокочастотных составляющих при различных видах дефектов. Существует еще большое число различных гармоник с комбинационными частотами, которые также проявляют себя в указанных спектрах. Конкретное сочетание составляющих, характеризующих разные дефекты, определяется не только видом дефекта, но и свойствами нагрузки на подшипник, в частности, наличием вращающегося вектора нагрузки, перемещением в пространстве наиболее нагруженного участка поверхностей качения [1].

На рис. 1. представлена схема установки, на которой проводился эксперимент.

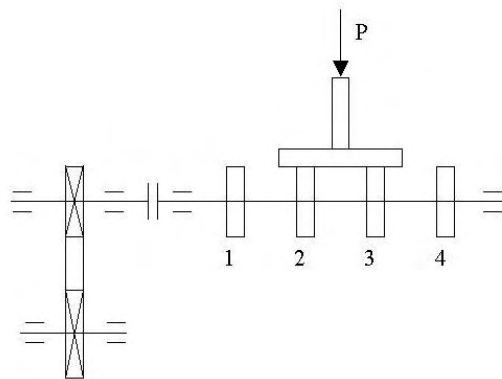


Рис. 1 Схема нагружения подшипников в испытательном стенде

Скорость вращения вала составляла  $2250 \times 3 = 6750$  об/мин, что соответствует 112,5 Гц. Подшипник качения с пластмассовым сепаратором марки 305E укреплялся на валу с натягом. Точка контроля вибрации выбиралась на наружном кольце подшипника. Измерения проводились с помощью датчика виброускорения (акселерометра) с прижимным шупом.

Контрольный подшипник размещался на месте, помеченном на рис. 1 цифрой 4, т.е. на максимальном расстоянии от редуктора и муфты. Нагрузка при испытаниях составляла  $20,6 \text{ кгс/см}^2$ , что соответствует силе 5050 Н, приходящейся на один подшипник [2].

Составление "портрета" подшипника по предлагаемой методике осуществлялось следующим образом.

При первом измерении подшипник полностью соответствует ГОСТам. Для зафиксированной реализации шумов его вибраций вычисляется спектр. В процессе диагностики записы-

вается временной сигнал и вычисляется его спектр. Одна из реализаций зафиксированного с подшипника 4 (рис. 1) сигнала представлена на рис 2.

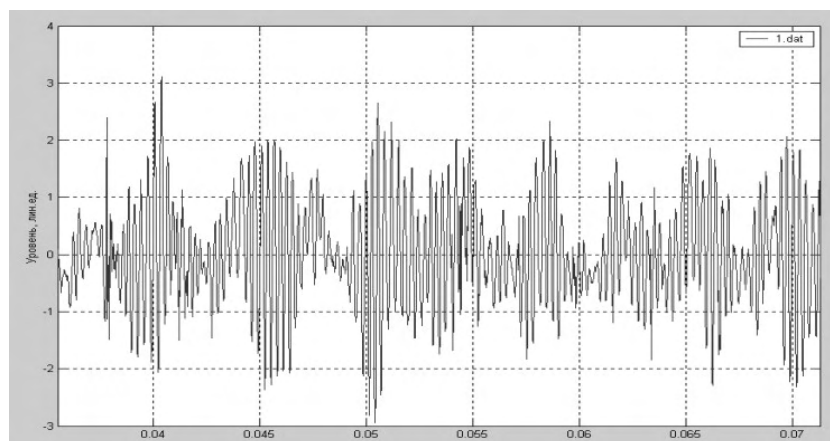


Рис. 2. Пример вибросигнала подшипника во временной области

После определения по формулам (1)–(4) характерных частот гармонических составляющих вибраций анализировалось их взаимное расположение. Каждая составляющая характеризуется амплитудой, частотой и фазой. После этого окно вычисления преобразования Фурье смещалось по реализации на время, через которое следующее тело качения переместится на место предыдущего. Таким образом, анализ повторялся  $z$  раз. При необходимости используется несколько временных выборок для дальнейшего усреднения. По результатам проделанных измерений составляется таблица — индивидуальный "портрет" данного подшипника.

С течением времени происходит износ колец подшипника, износ тел качения, и взаимное расположение упомянутых частот начинает изменяться. Эти изменения должны проявить себя до появления характерных "дефектных" признаков в спектре огибающей сигнала вибрации.

На представленном на рис. 3 спектре огибающей сигнала вибрации отчетливо видна валовая составляющая (110 Гц) и ее гармоники.

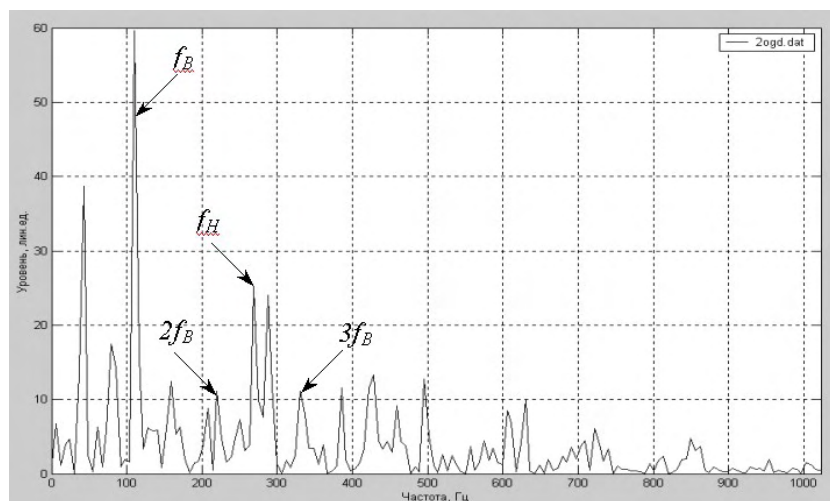


Рис. 3. Спектр огибающей сигнала вибрации

На рис. 4 приведены временные зависимости разностей фаз между колебанием с частотой вращения вала и его гармониками. Номер гармоники в обозначении разностей фаз помечен в верхнем индексе. Так разность фаз между колебанием с частотой вращения вала и  $i$ -й гармоникой имеет обозначение  $\Delta\varphi_B^i$ .

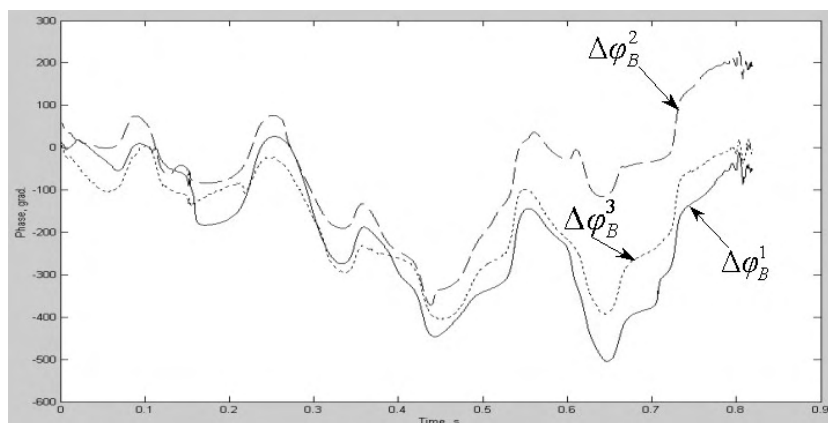


Рис. 4. Разности фаз между валовой составляющей и ее гармониками

Полученные данные позволяют заключить, что оценки функций  $\Delta\varphi_B^i$  могут служить информативными компонентами "портрета" подшипника качения при решении задач выявления его дефектов.

## ANALYSIS OF POLYHARMONIC VIBRATION SIGNALS

V.I. VARABYEU, I.G. DAVYDOV

### Abstract

Efficiency of intercomponent analysis of rolling bearing vibronoise polyharmonic signals at bench lab test was studied. Population of amplitude, frequency and phase signal characteristics, that acts as a peculiar rolling bearing portrait, and its analysis in time is proposed for rolling bearing diagnosis at stage of early depletion and defects initiation. Variation of polyharmonic rolling bearing vibronoise signals in situ of test process relative to initial portrait gives authentic information on wearing and defects initiation.

### Литература

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. Спб., 2000.
2. Пенза В.Н., Давыдов И.Г., Достанко Г.А. // Изв. Белорус. инж. акад. 2001. № 1(11)/2. С. 61–63.
3. Давыдов И.Г. // Сб. материалов III Междунар. науч.-техн. конф. Т. 2. Новополоцк, 2004. С. 55–57.
4. Давыдов И.Г. // Докл. БГУИР. 2004. № 5. С. 54–55.