

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ СВОЙСТВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ КАК ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

**Воронцов А.Г.**

**Донецкий государственный технический университет**

**vag@fcita.donetsk.ua**

*Experimental installation description and research task putting, are considered. Results of transform properties estimation when outside static and sinusoidal dynamic loads exist are adduced. Frequency modulation of high frequency rolling bearing vibration is detected and described.*

Анализ спектра огибающей высокочастотной вибрации достаточно давно и успешно используется для контроля технического состояния узлов роторных машин [1,2], причем, не только применительно к подшипниковым опорам, но и другим механическим узлам, кинематически связанным с подшипниками [3]. Основополагающая идея метода состоит в использовании явления амплитудной модуляции шумоподобного несущего колебания, формирующегося в парах качения подшипника и происходящая под действием динамических нагрузок, причинами которых могут быть дефекты механических узлов машины [4]. К настоящему времени предложены некоторые концепции для построения соответствующей теории [5,6,7].

Существует тенденция расширить область применения метода на низкооборотные машины, однако, на этом пути возникают проблемы связанные с ухудшением соотношения сигнал /помеха при уменьшении скорости движения обойм подшипника друг относительно друга [8]. Последнее связано с существенным снижением уровня собственной вибрации подшипника в высокочастотной области спектра (10...40) кГц, используемой для выделения модулирующей компоненты путем полосовой фильтрации и амплитудного детектирования. Попытка сохранить высокий уровень полезного сигнала за счет перемещения полосы фильтрации в область более низких частот, как правило, в область резонансов конструкции, лишь частично решает проблему, так как одновременно с увеличением уровня полезных компонент в шумоподобном сигнале появляются дополнительные компоненты, существенно искажающие картину спектра огибающей.

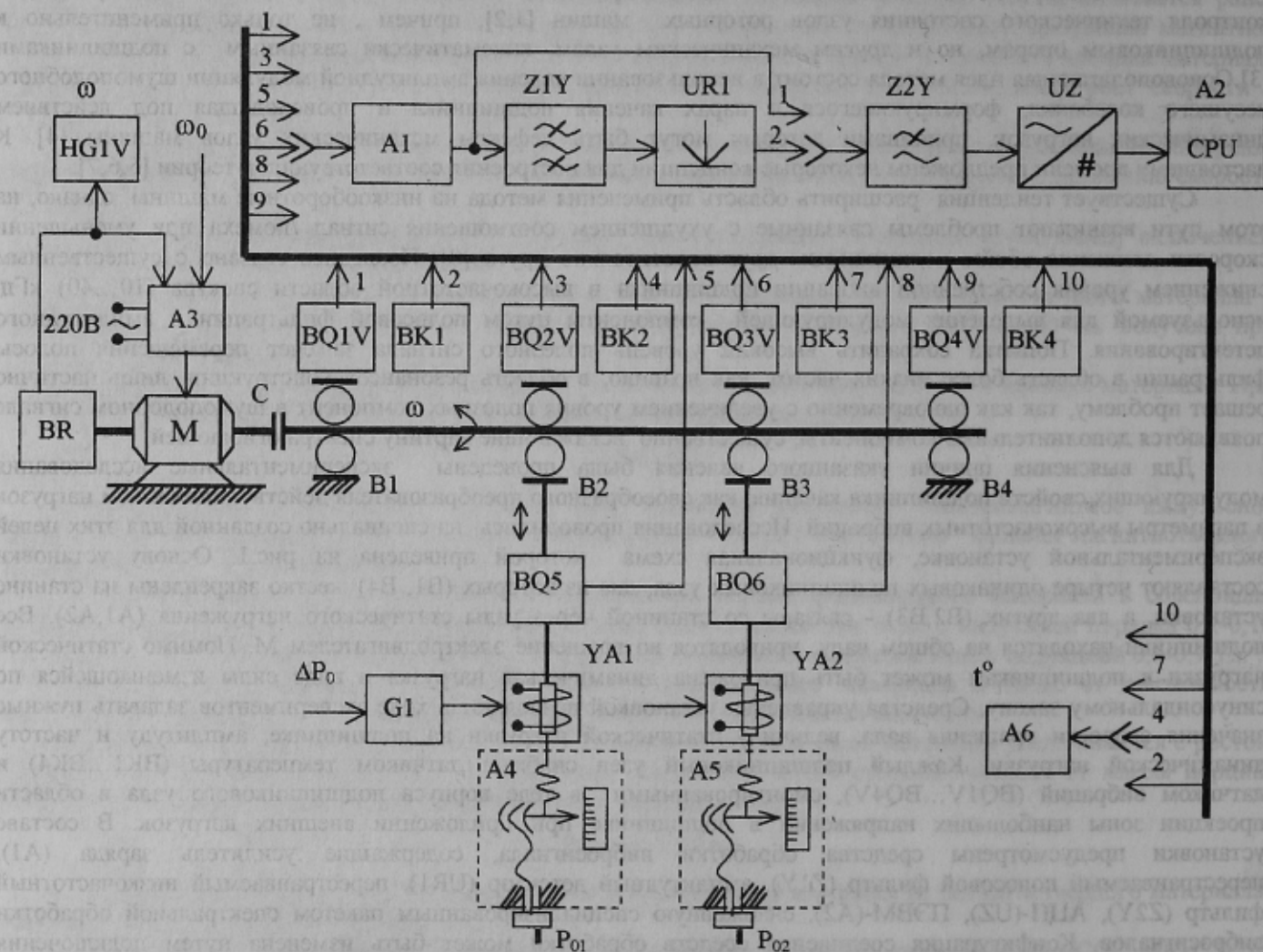
Для выяснения причин указанного явления была проведена экспериментальные исследования модулирующих свойств подшипника качения, как своеобразного преобразователя действующих в нем нагрузок в параметры высокочастотных вибраций. Исследования проводились на специально созданной для этих целей экспериментальной установке, функциональная схема которой приведена на рис.1. Основу установки составляют четыре одинаковых подшипниковых узла, два из которых (B1, B4) жестко закреплены на станине установки, а два других (B2, B3) - связаны со станиной через узлы статического нагружения (A1, A2). Все подшипники находятся на общем валу, приводятся во вращение электродвигателем М. Помимо статической нагрузки к подшипникам может быть приложена динамическая нагрузка в виде силы изменяющейся по синусоидальному закону. Средства управления установкой позволяют в ходе экспериментов задавать нужные значения скорости вращения вала, величину статической нагрузки на подшипнике, амплитуду и частоту динамической нагрузки. Каждый подшипниковый узел снабжен датчиком температуры (BK1...BK4) и датчиком вибраций (BQ1V...BQ4V), смонтированными в теле корпуса подшипникового узла в области проекции зоны наибольших напряжений в подшипнике при приложении внешних нагрузок. В составе установки предусмотрены средства обработки вибросигнала, содержащие усилитель заряда (A1), перестраиваемый полосовой фильтр (Z1Y), амплитудный детектор (UR1), перестраиваемый низкочастотный фильтр (Z2Y), АЦП-(UZ), ПЭВМ-(A2), снабженную специализированным пакетом спектральной обработки вибросигналов. Конфигурация соединения средств обработки может быть изменена путем подключения нужного датчика, включения в состав активной структуры полосового фильтра и детектора. Технические характеристики экспериментальной установки приведена в таблице 1.

Экспериментальные исследования включали:

- оценку частотных свойств самой установки и, прежде всего, амплитудно-частотных характеристик тракта формирования и прохождения вибросигнала в подшипниковых узлах, выявление частот собственных резонансов подшипниковых узлов, узлов формирования динамических и статических нагрузок;
- оценку спектров мощности собственных вибраций подшипниковых узлов при различных значениях статической нагрузки действующей на них;
- оценку спектров мощности огибающей высокочастотной вибрации подшипниковых узлов при различных значениях частоты настройки середины полосы фильтрации и наличии статической и внутренних динамических нагрузок, обусловленных неидеальностью поверхностей качения;
- оценку спектра огибающей высокочастотной вибрации подшипниковых узлов при различных значениях частоты настройки середины полосы фильтрации и наличии статической, а так же как внутренних, так и внешних динамических нагрузок.

Исследование амплитудно-частотных характеристик подшипниковых узлов осуществлялось в статическом режиме методом ударного воздействия в соответствии с методикой, предложенной в [9]. Воздействия наносились в область внутренней и внешней обод подшипника, а реакция регистрировалась датчиком виброускорения подшипникового узла. Исследовалось влияние статической нагрузки, приложенной к подшипнику и угла поворота вала на вид амплитудно-частотной характеристики.

В результате исследований частотных характеристик подшипниковых узлов установлено, что при изменении статической нагрузки, прикладываемой к подшипнику, амплитудно-частотная характеристика подшипникового узла претерпевает деформацию (см. рис.2). Преобладающей тенденцией в деформации является смещение пиков амплитудно-частотной характеристики относительно исходного положения при изменении статической нагрузки. Изменение угла поворота вала приводит к появлению локальных высокочастотных резонансов при ограниченных значениях углов поворота. Объяснением этого явления может быть волнистость дорожек, гранность шариков и изменение "тонкой" структуры контакта между ними при перекатывании тел качения.

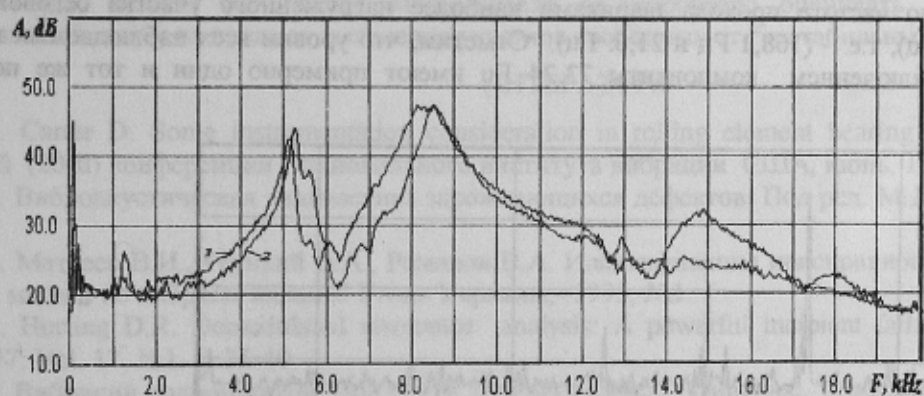


A3 - система управления скоростью вращения вала приводного двигателя; M - приводной двигатель; BR - измеритель скорости вращения вала; HG1V - индикатор угловой скорости; C - переходная "плавающая" муфта; B1...B4 - шарикоподшипники; BQ1V...BQ4V - датчики виброускорения; BQ5, BQ6 - датчики динамической нагрузки; YA1, YA2 - узлы формирования динамической нагрузки; G1 - генератор задания динамической нагрузки; A4, A5 - узлы формирования статической нагрузки; A1 - усилитель заряда; Z1Y - перестраиваемый полосовой фильтр; UR1 - амплитудный детектор; Z2Y - перестраиваемый фильтр низких частот; UZ - аналогово-цифровой преобразователь; A2 - ПЭВМ;  $\omega$  - угловая скорость вращения вала;  $\omega_0$  - задаваемая угловая скорость вращения вала;  $\Delta P_0$  - задаваемая величина амплитуды динамической нагрузки;  $P_{01}, P_{02}$  - задаваемые значения статической нагрузки на подшипники;  $t^\circ$  - температура; BK1...BK4 - датчики температуры подшипников; A6 - измеритель температуры.

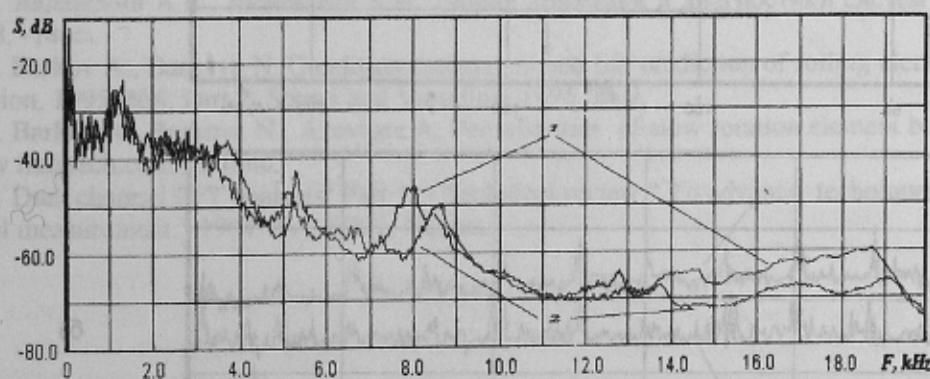
Рисунок 1 - Функциональная схема экспериментальной установки

Таблица 1. Технические характеристики экспериментальной установки.

№ п/п	Технический показатель	Величина технического показателя	Примечания
1	2	3	4
1.	Диапазон задаваемых скоростей вращения вала, Гц	2,5..25	
2.	Погрешность задания скорости вращения вала, не более, %	2,5	
3.	Диапазон задаваемых статических нагрузок	0..3000Н	
4.	Погрешность задания статических нагрузок, не более, %	5,0%	
5.	Диапазон частот задания динамических нагрузок, Гц	5..200	
6.	Погрешность задания частоты динамической нагрузки, не более, %	$10^{-4}$	
7.	Диапазон задания амплитуды динамических нагрузок, Н	150	
8.	Погрешность задания амплитуды динамических нагрузок, не более, %	10	Расчетное значение
9.	Максимальная величина регистрируемых вибраций, не более, $m/s^2$	4200	
10.	Диапазон частот регистрируемых вибраций, Гц	5..20000 Гц	
11.	Погрешность измерения среднеквадратического значения виброускорения, не более, %	7,5	Расчетное значение
12.	Погрешность измерения температуры корпуса подшипникового узла, не более, %	2,0	



а)



б)

1-статическая нагрузка 300Н, 2- статическая нагрузка 3000Н

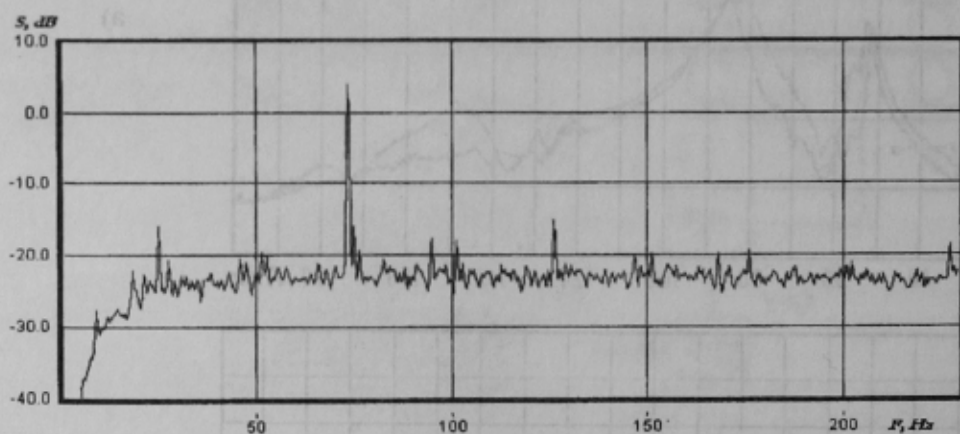
Рисунок 2 - Амплитудно-частотная характеристика а) и спектр мощности вибраций б) подшипникового узла ВЗ.

Анализ спектров вибрации подшипниковых узлов при наличии статической и внутренней динамической нагрузок позволил установить, что спектральные плотности вибраций подшипникового узла в области частот 1...10кГц характеризуется существенной неравномерностью распределения, явно просматриваются пики в спектре, соответствующие резонансам конструкции подшипникового узла. Изменения статической нагрузки на

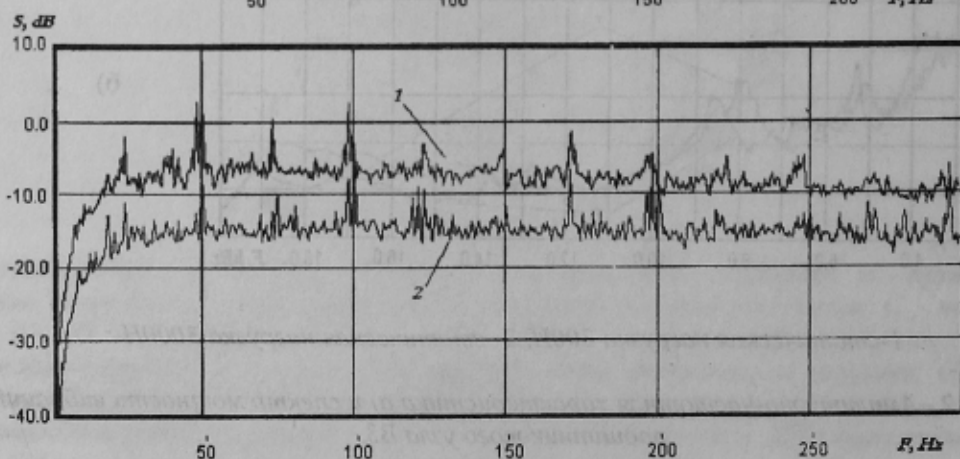
подшипник приводит к деформации и смещению пиков в спектре вибраций этого частотного диапазона, в значительной степени повторяя картину деформации амплитудно-частотной характеристики узла.

Последнее связано с тем, что на пути распространения вибрации от места ее возникновения до датчика, установленного на поверхности корпуса подшипникового узла, находятся элементы механической конструкции опоры, обладающие резонансными свойствами и фильтрующие широкополосную вибрацию. В спектре вибросигнала регистрируемого датчиком обнаруживаются пики и провалы, обусловленные резонансными явлениями в конструкции. Изрезанности, неравномерности спектра так же способствуют интерференционные явления, многолучевой характер распространения высокочастотной вибрации в элементах конструкции. При изменении приложенной к подшипнику нагрузки вышеперечисленные факторы подвержены изменениям, обуславливая тем самым изменение резонансных частот, степени демпфирования колебаний, интерференционной картины и, в целом, спектра вибраций регистрируемых датчиком.

На рис.2а приведена амплитудно - частотная характеристика подшипниковой опоры ВЗ при двух значениях нагрузки на подшипник. Как видно из приведенных графиков, увеличение нагрузки приводит к деформации частотной характеристики опоры, смещению максимумов частотной характеристики в область более высоких частот. На рис.2б представлены графики энергетических спектров вибраций той же опоры при вращении внутреннего кольца относительно наружного с частотой 24,3Гц для тех же двух значений нагрузки. На графике хорошо видна связь деформации спектра вибраций в окрестности максимумов 5,2 кГц и 8,2 кГц от изменения приложенной нагрузки. Сопоставление графиков, рис.2а и рис.2б подтверждает обусловленность изменения спектра вибраций изменением частотных свойств опоры, связанных с изменением нагрузки. На рис.3а представлен график спектра огибающей при наличии синусоидального внешнего воздействия и статической нагрузки 150Н, полоса фильтрации вибросигнала выбрана в окрестности 18,5 кГц. На графике достаточно четко видны спектральные линии, обусловленные неидеальностями дорожек качения, боем сепаратора (9,15 и 18,3 кГц), небалансом (24,3Гц). Достаточно хорошо заметны спектральные линии, вызванные гармоническим внешним возмущением (94,84Гц) и продукты его взаимодействия с компонентой, имеющей частоту равную частоте прохода шариками наиболее нагруженного участка беговой дорожки наружного кольца (73,24 Гц), т.е. - (168,1 Гц и 21,6 Гц). Отметим, что уровни всех наблюдаемых первичных компонент спектра, за исключением компоненты 73,24 Гц имеют примерно один и тот же порядок, но



а)



б)

1-статическая нагрузка 300Н, 2- статическая нагрузка 3000Н

Рисунок 3-Спектр огибающей вибрации подшипникового узла ВЗ при полосе фильтрации вибраций в окрестности частоты 18,5кГц - а) и 8,2кГц - б).

комбинационные компоненты заметного уровня обусловлены только составляющими с частотами 94,84 Гц и 73,24 Гц. Это дает некоторые основания считать, что причиной возникновения комбинационных компонент являются нелинейные свойства контакта в парах качения, куда приложены нагрузки, изменяющиеся с указанными частотами. Увеличение статической нагрузки на подшипник существенно снижает уровень модулирующей и комбинационных компонент, что свидетельствует о снижении преобразовательных свойств подшипника, как датчика нагрузок.

Перенос полосы фильтрации в область "нестабильного" резонанса 8,2 кГц при сохранении остальных настроек установки существенно изменяет картину спектра огибающей (см. рис.36). Как видно из графиков, наблюдается снижение уровня модуляционных компонент, обусловленных внутренними динамическими нагрузками, компоненты связанные с внешним гармоническим воздействием практически не обнаруживаются в шумах. Наряду с этим, спектр обогащается гармониками обратной частоты, маскирующими информационные компоненты. Из графика видно так же, что увеличение статической нагрузки приводит к уменьшению общего уровня мощности вибрации в полосе фильтрации.

## ВЫВОДЫ

1. Опора качения, обоймы которой движутся друг относительно друга с достаточной скоростью способна преобразовывать приложенную к ней нагрузку в изменения параметров вибраций не только как амплитудный модулятор, но и как частотный. Процесс частотной модуляции проявляется в виде деформации спектра мощности высокочастотных колебаний, порождаемых работающим подшипником, смещением пиков в спектре, изменением крутизны скатов. Причиной частотной модуляции является изменение частотных свойств опоры при приложении к ней изменяющейся нагрузки.
2. Частотная модуляция вибрации является одной из причин обогащения спектра огибающей вибраций мешающими компонентами, если последняя выделена из вибросигнала полученного путем полосовой фильтрации вибрации из области нестабильного участка частотной характеристики опоры.
3. При выборе полосы фильтрации вибросигнала целесообразно оценивать частотную характеристику подшипниковой опоры на предмет выявления участков свободных от "нестабильных" резонансов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Carter D. Some instrumentation consideration in rolling element bearing condition analysis. - Труды ежегодной (20-й) конференции Национального института вибрации США, июнь, 1993
2. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. Под ред. М.Д. Генкина, -М., Наука, -1984. - 119с.
3. Матвеев В.И., Реуцкий В.А., Романов В.А. Идентификация неисправностей шахтных стационарных роторных машин по вибросигналам.// Уголь Украины, - 1995, №1.
4. Hurting D.R. Demodulated resonance analysis: A powerful incipient failure detection technique.- ISA Trans. 1977. Vol. 17, №1. P. 35-40.
5. Вибрации подшипников. Под ред. К.М. Рагульскаса. - Вильнюс, "Минтис", 1974. - 392с.
6. Явленский А.К., Явленский К.Н. Теория динамики и диагностики систем трения качения. Л. Изд-во ЛГУ, 1978, -184с.
7. Barkov A., Barkova N. Condition assessment and life prediction of rolling element bearings.- Part 1, Sound and Vibration, 1995, №6; Part 2, Sound and Vibration, 1995, № 9.
8. Barkov A., Barkova N., Azovtsev A. Peculiarities of slow rotation element bearing condition diagnostics.. <http://www.inteltech.com/ref.html>
9. Dual channel FFT analysis/ Part 1. - Technical review " To advance techniques in acoustical, electrical and mechanical measurement." 1984, №1, B&K, Nerum.