

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ИХ ИЗНОСА

© 2006 А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков

Самарская государственная академия путей сообщения

Исследовано влияние эквивалентной статической нагрузки на уровень вибрации. Показаны практически полное его отсутствие в начале испытаний и весьма значительное в конце.

Подшипниковые узлы являются типовым элементом конструкции роторных машин и часто определяют их ресурс. Наиболее распространенным методом контроля этих узлов являются оценка их вибрационного состояния. Поэтому совершенствование методов вибрационной диагностики подшипниковых узлов является актуальной задачей.

Испытания подшипников на износ проводилось на специальной установке, включающей общий корпус, вал, который с одного конца опирается на технологическую опору качения, выполненную с возможностью самоустановки при перекосах, с другого конца – на испытываемый подшипник, размещенный в герметизированной камере. В средней части расположены механизмы осевого и радиального нагружения, обеспечивающих следующие максимальные значения нагрузок на испытываемый подшипник:

- радиальная $F_r=7\ 848\ \text{Н}$;
- осевая $F_a=7\ 848\ \text{Н}$.

Машина вращается от осевой одноступенчатой воздушной турбины, управление работой осуществляется со специального пульта. Для контроля вибрационного состояния на корпус установки в непосредственной близости от испытываемого подшипника размещались два пьезоакселерометра типа КД-29 (в осевом и радиальном направлениях). Регистрация вибрационных процессов производилась в диапазоне частот 20 – 20 000 Гц. Дополнительно контролировались следующие параметры:

- температура наружного кольца подшипника;
- температура смазочно-охлаждающей жидкости на входе в подшипник и выходе из него;
- температура воздуха на входе в турбину;
- давление смазочно-охлаждающей жидкости на входе и выходе подшипника;

- давление воздуха на входе в турбину;
- расход смазочно-охлаждающей жидкости;
- частота вращения вала.

Испытанию подвергались подшипники типа 8А207Ю7 с массивным бронзовым сепаратором в количестве 12 шт. Один подшипник 8А207Ю13 с фторопластовым сепаратором. Для ускорения процессов износа в качестве циркуляционной смазки использовалась вода. Регистрация вибрации производилась периодически, примерно через каждые 5 мин. Останов испытаний осуществляется после резкого увеличения общего уровня вибрации (который предшествовал разрушению подшипника). Оценка степени износа подшипника производилась путем измерения зазоров и веса подшипника. В таблице 1 сведены данные по испытаниям подшипников. Испытания проведены для четырех комбинаций нагрузок. Для подшипника №873 изменение зазоров оценивалось в процессе наработки. После испытаний была проведена дефектация подшипников. Анализ результатов дефектации показал, что по степени развития дефектов подшипники можно разделить на три группы.

Первая группа (рис.1,а) – подшипники с отсутствием видимых дефектов - подшипник №146 с фторопластовым сепаратором и №775 с минимальной наработкой (увеличение радиального зазора в среднем составило – 6,9%, осевого – 2%, потеря веса 0,3г).

Вторая группа (рис1,б) – подшипники №430, 500, 640, 873, 891 с отсутствием выкрашивания на беговых дорожках внутренней и наружной обойм, но с наличием износа боковых стенок гнезд сепаратора (увеличение радиального зазора в среднем 8,7%, осевого 15,5%, потеря веса 0,65г).

Третья группа (рис.1,в) – подшипники №383, 492, 516, 762, 826,840 с высокой степенью выкрашивания материала на беговых

Таблица 1. Данные по испытаниям подшипников

№ п/п	№ под-ка	Нагрузка Fr/Fa, Н	Нар-ка, мин.	Радиальный зазор, мкм			Осевой зазор, мкм			Изм-ие веса, г
				До испыт.	После испыт.	Изменение	До испыт.	После испыт.	Изменение	
1	873	1500/1690	-	46,5	-	-	250	-	-	-
			40	-	47,7	1,2	-	275	25	-
			90	-	49	2,5	-	285	35	-
			150	-	52	5,5	-	293	43	0,89
2	430	3020/3380	44	44	48,5	4,5	240	273	33	0,33
3	762	3020/3380	38	Подшипник рарушился						
4	383	4900/5620	46	Подшипник рарушился						
5	500	4900/5620	21	43	48	5	260	290	30	-
6	516	4900/5620	20	43	45	2	236	242	6	0,84
7	775	4900/5620	11	43	46	3	255	260	3	0,32
8	640	4900/5620	26	48	51	3	253	296	43	0,77
9	146	4900/5620	120	49,5	53,5	4	265	286	19	-
10	826	4900/5620	37	42,5	75	32,5	230	380	150	1,79
11	840	4900/5620	23	44	50	6	245	290	45	1,16
12	891	4900/5620	51	42,5	44	15	220	260	40	0,61
13	492	6400/7330	13,5	50	52	2	270	285	15	0,51

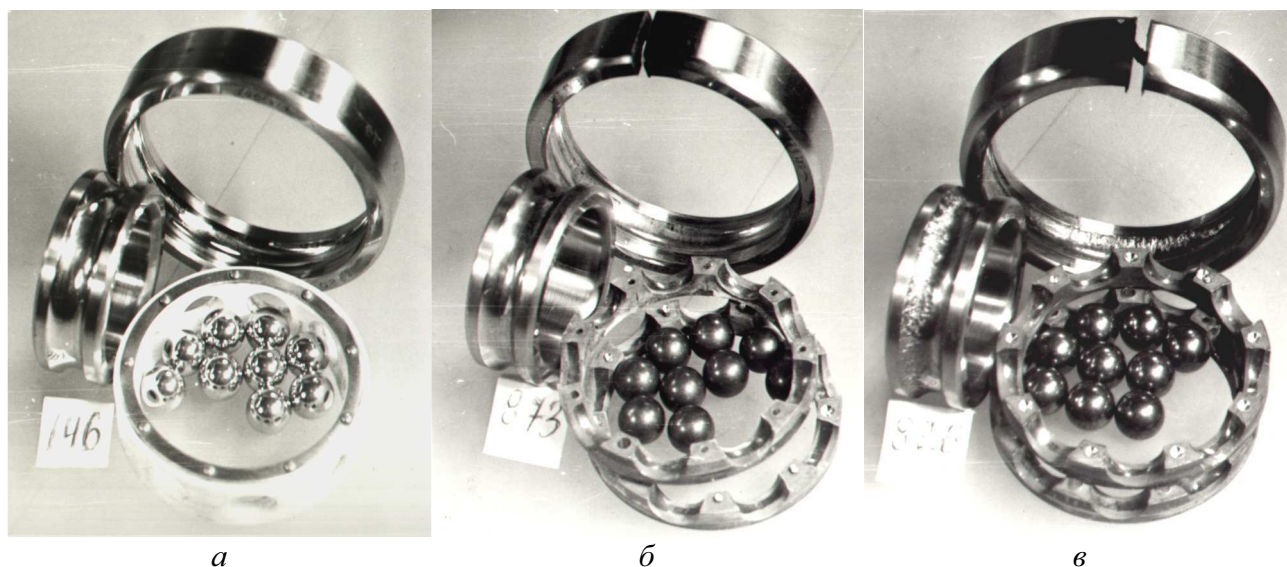


Рис.1. Внешний вид элементов подшипников первой (а), второй (б) и третьей (в) группы после испытаний

дорожках тел качения, коррозионно-механическим износом поверхностей трения тел качения, с износом боковых стенок гнезд сепараторов (увеличение радиального зазора в среднем 24,7%, осевого 22,9%, потеря веса 1,08г).

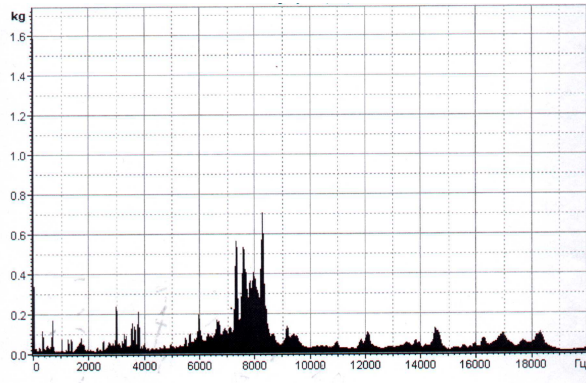
Расчет частот первых гармоник основных источников вибрации подшипника по известным соотношениям [1-3] показывает, что они сосредоточены в частотном диапазоне до 2 000 Гц. В таблице 2 приведены осредненные величины среднеквадратических значений относительных вибронагрузок (для диапазона 60...2000Гц) для трех групп под-

шипников в начале (σ_n) и конце (σ_k) испытаний, а так же изменение этих значений. Представленные данные показывают, что увеличение уровня в 2...4 раза не приводит к заметному изменению в состоянии подшипника. При увеличении уровня в ~10 раз проявляется износ гнезд сепаратора, при изменении уровня в 18...20 раз добавляется износ и выкрашивание беговых дорожек.

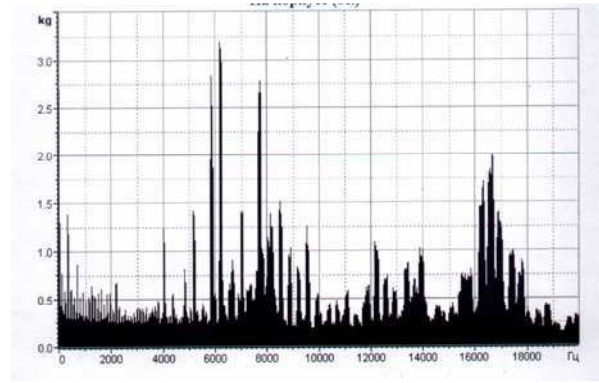
На рис.2 приведены образцы амплитудных спектров виброперегрузки одного из подшипников вначале и конце испытаний. Анализ спектров показывает:

Таблица 2. Осредненные вибрационные нагрузки

Группа	Датчик осевой			Датчик радиальный		
	σ_H	σ_K	σ_K/σ_H	σ_H	σ_K	σ_K/σ_H
1	1,21	4,36	3,6	2,16	4,36	2,02
2	0,91	9,92	10,9	1,08	10,65	9,9
3	0,91	17,6	19,3	0,93	17,1	18,4



а



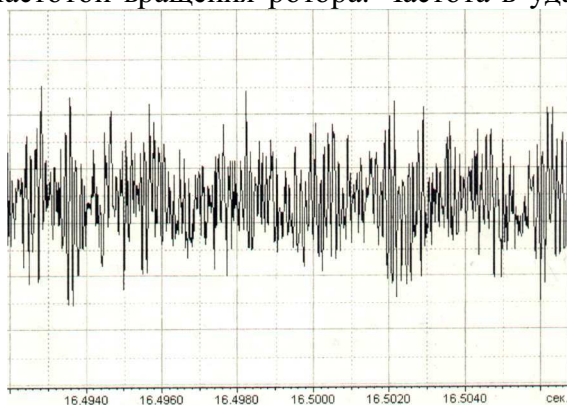
б

Рис. 2. Амплитудный спектр виброперегрузок (осевой вибродатчик) в начале (а) и конце (б) испытаний подшипника №383.

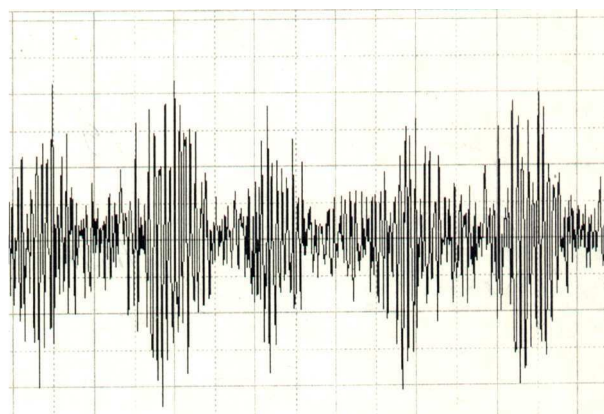
- значительное увеличение уровней дискретных составляющих, а так же уровня шумов к концу испытаний;
- наличие резонансной зоны по частоте ~ 8000 Гц (частота собственных колебаний первого тона внутреннего кольца подшипника, определенная экспериментально, составила ~ 8300 Гц);
- появление дискретных составляющих спектра в конце испытаний с шагом частоты вращения ротора и сепаратора.

На рис. 3 представлены временные реализации одного из подшипников в начале и конце испытаний. На последней реализации видны ударные импульсы, следующие с частотой вращения ротора. Частота в ударе

~ 8000 Гц. Представляет интерес сопоставление степени стабильности вибрационного состояния отдельного подшипника и целой серии. Подшипник №873 испытывался при минимальной нагрузке и выстоял максимальное время (150 мин). Результат расчета статистических характеристик изменения уровня среднеквадратического значения относительных вибронгрузок в диапазоне частот $60 \dots 2000$ Гц для подшипника №873 (до момента повышения уровня) и начальных уровней серии из 7 подшипников, испытанных при одинаковых условиях представлены в таблице 3.



а



б

Рис. 3. Временная реализация вибрации подшипника №826 в начале (а) и конце (б) испытаний

Таблица 3. Статистические характеристики вибрационных нагрузок подшипников

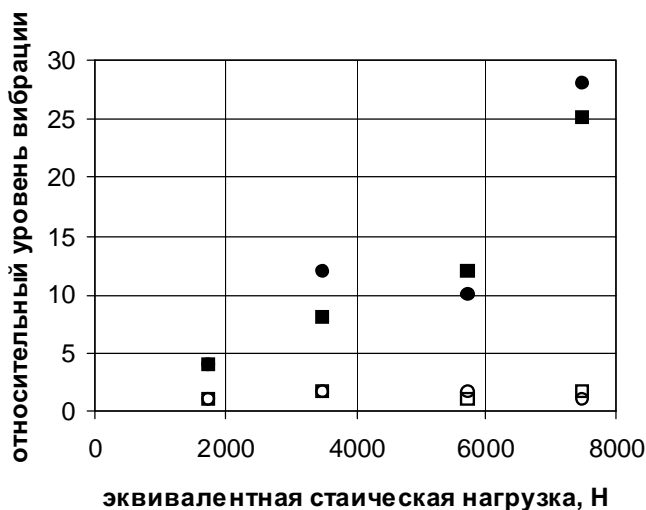
Характеристика №№ подшипников	среднее значение σ	Средне-квадратическое значение $\sigma_{скз}$	коэфф-т вариации $\sigma_{скз}/\sigma$	$\sigma_{max}/\sigma_{min}$
873	0,711/0,561	0,158/0,157	0,223/0,280	1,71/2,15
383,500,775,640,826,840,891	0,942/1,144	0,510/0,400	0,543/0,350	5,19/2,354

Примечание: В числителе - для осевого датчика, в знаменателе – для радиального.

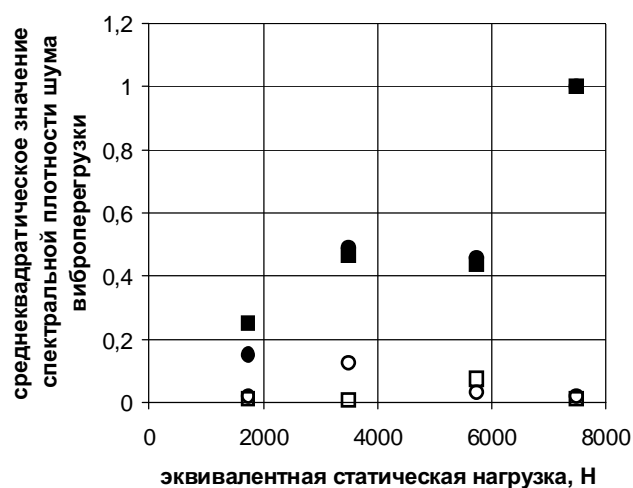
Данные показывают значительно больший уровень разброса в серии, что можно объяснить влиянием индивидуальных особенностей подшипников и качества их монтажа. На рис. 4,а представлено изменение относительного среднеквадратического значения вибронгрузки (отнесенного к первому замеру) в полосе 60...2000 Гц от и эквивалентной статической нагрузки ($Po = Fr \times 0,6 + Fa \times 0,5$) [2] на испытуемый подшипник, полученные по массиву из 12 подшипников с бронзовым сепаратором. Представленные данные показывают незначительное влияние нагрузки в начале испытаний и существенное в конце. Интересным является тот факт, что аналогичным образом

ведет себя шумовая составляющая спектра (рис. 4,б).

На рис. 5 представлено относительное изменение зазоров подшипника №873 (с максимальной наработкой) от относительной наработки. Из данных видно, что осевой зазор увеличивается в большей степени и в начале наработки скорость его изменения существенно выше. Резкое увеличение общего уровня вибрации (которое предшествует разрушению) для данных условий соответствует изменению зазора на 17% (осевой) и ~ 12% (радиальный).



а



б

Рис. 4. Зависимость относительной величины среднеквадратического значения виброперегрузки (а) и спектральной плотности относительной виброперегрузки шумовой составляющей в диапазоне до 500 Гц (б) от эквивалентной статической нагрузки: ● - осевой датчик в конце испытаний, ○ - осевой датчик в начале испытаний, ■ - радиальный датчик в конце испытаний, □ - радиальный датчик в начале испытаний

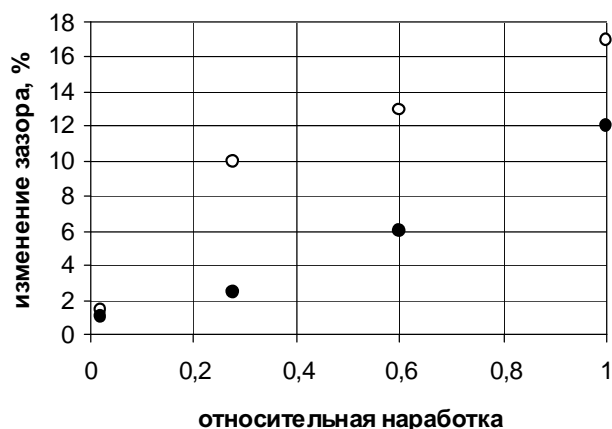


Рис. 5. Зависимость изменения зазора от наработки: ○ - осевой зазор, ● - радиальный зазор

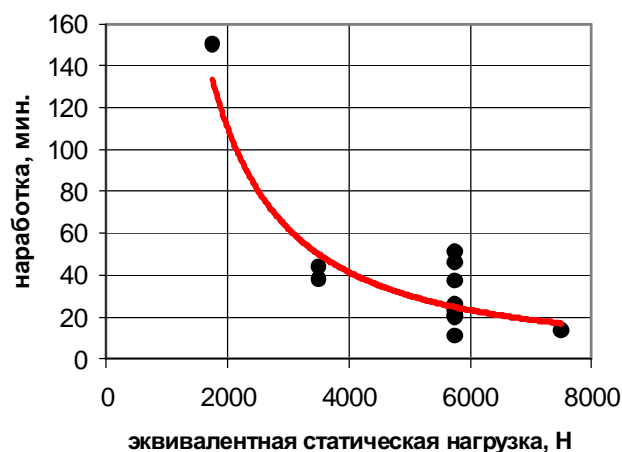


Рис. 6. Зависимость наработки подшипника от эквивалентной нагрузки

На рис. 6 представлена зависимость наработки подшипников от эквивалентной нагрузки. Представленные данные показывают, что экспериментальные точки хорошо аппроксимируются степенной зависимостью вида $Y=5091861X^{-1.41}$.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981 – Т. 5. Измере-

ния и испытания. – Под ред. М.Д. Генкина. 1981. 496 с., ил.

2. Подшипники качения: Справочник. Изд. 6-е/Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.

3. Приборные шариковые подшипники: Справочник/Под ред. К.Н. Явленского, В.Н. Нарышкина, Е.Е. Чадаевой. М.: Машиностроение, 1981. 352с.

ANALYSIS OF VIBRATIONAL STATE OF ROLLING CONTACT BEARINGS DURING THEIR RUNOUT

© 2006 A.E. Sundukov, E.V Sundukov

The Samara State Academy of Communication Means

The results of abrasion testing of rolling contact bearings on a special plant with a simultaneous registration of their vibration state are described here. Variation of rolling contact bearings vibration state and their respective abrasion evaluated according to the radial and axial clearance increase and the bearing's weight loss is evaluated here.