

РАСЧЁТ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЧЕТЫРЁХТОЧЕЧНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА. ЧАСТЬ 1.

© 2011 М. И. Курушин¹, А. М. Курушин¹, Е. П. Жильников¹, В. В. Мурашкин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Завод авиационных подшипников, г. Самара

Приводятся результаты расчёта по разработанным авторами методикам и программам шумности четырёхточечного подшипника в зависимости от точности изготовления в составе изделия, в котором он работает. Результаты расчётов шумности наружного кольца удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными при испытаниях в заводской виброакустической лаборатории.

Подшипники шариковые, характеристики виброакустические.

В данной статье приводятся результаты расчётного определения шумности элементов (наружного кольца, сепаратора и шариков) в разных направлениях в соответствующих системах координат шарикового подшипника 85-176211D1, который проходил испытания в виброакустической лаборатории. Подшипник является составным узлом установки. Поэтому можно говорить о динамике (вибрациях) всей установки, вибрации которой замеряют на наружном кольце подшипника в заданной точке, где установлен пьезодатчик для измерения вибраций (шума). Опорой для наружного кольца в радиальном направлении являются шарики и пьезодатчик, жёсткость которого принята - $C = 10$ Н/мм. Усилия нагружения подшипника задаются с помощью гидравлической системы и поддерживаются постоянными в процессе исследования. Подшипник нагружается статическими усилиями: осевая сила 85 Н, радиальная 25 Н. Частота вращения внутреннего кольца постоянная и равна 1500 об/мин.

Методика расчёта динамики самого подшипника не приводится, а иллюстрируется рядом рисунков с пояснениями.

Следует только отметить, что движение шарика в подшипнике описывается дифференциальными уравнениями в форме урав-

нений Эйлера как свободного тела с шестью степенями свободы (рис. 1).

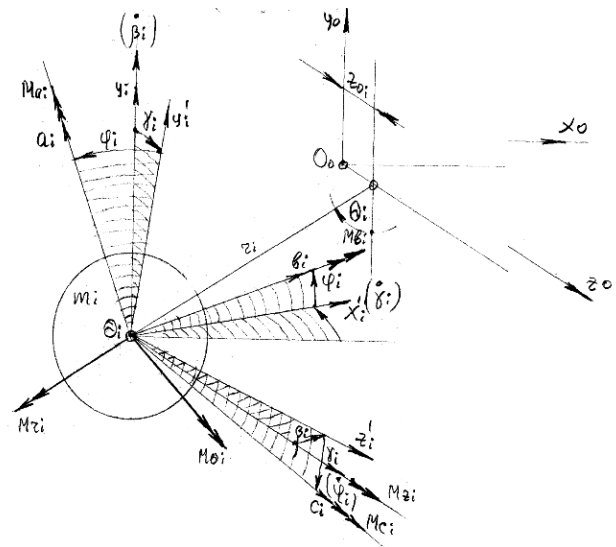


Рис. 1. Система координат для описания движения шарика в подшипнике как свободного тела

Это делается для того, чтобы в любое время в процессе расчёта точно координировать положение шариков (в том числе и угловое) в подшипнике, что позволяет определять число нагружений любой точки тела качения для расчёта его на долговечность по контактной усталости (выкрашиванию) и учитывать неточности геометрической фор-

мы тел качения на динамику подшипника (рис. 2).

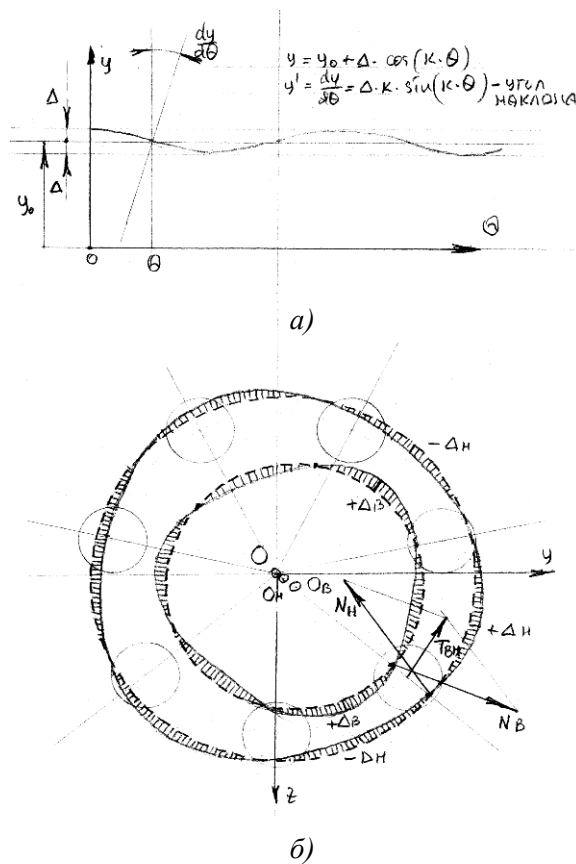


Рис. 2. Влияние погрешностей изготовления колец на окружную составляющую усилий в контактах:
а) траектория погрешности;
б) схема погрешностей

Взаимодействие шариков в контактах с кольцами подшипника принято в режиме контактной гидродинамики, а в контактах с сепаратором - в режиме полужидкостного граничного трения с учётом контактной податливости элементов сепаратора и самих шариков. Сепаратор рассматривается как жёсткая на изгиб, но контактно податливая в местах контакта с шариками и кольцами деталь подшипника (рис. 3). Жёсткости элементов сепаратора определяются методом конечных элементов на ЭВМ. Для примера приведём зависимость, по которой последовательными приближениями определяются усилия в контакте шарика с перемычкой сепаратора:

$$F_c = \left((\delta - c \cdot F_c^n) / a \right)^m,$$

где δ – деформация в контакте шарика с перемычкой сепаратора (определяется расчётом в программе динамики подшипника), c , n – коэффициенты упругости (определяются методом конечных элементов), a , m – триботехнические коэффициенты (определяются и подбираются расчётом методами триботехники в зависимости от режима в зазоре между шариком и перемычкой сепаратора [1]).

В частности, для сепаратора из дюралюминия эти коэффициенты имеют следующие значения: $c = 2,81 \cdot 10^5$; $n = 1,29$; $m = 40$.

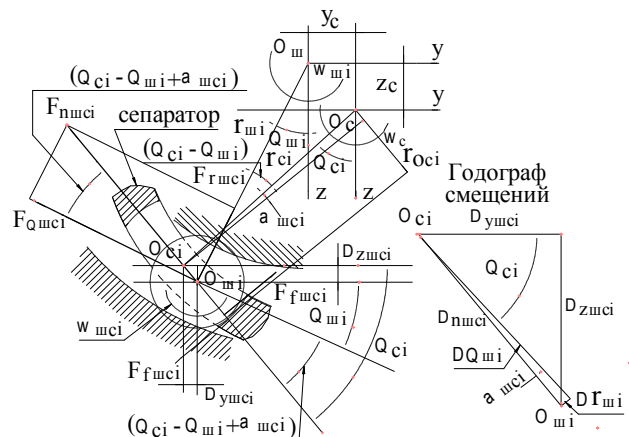


Рис. 3. Упругое взаимодействие шарика и сепаратора в одной из их позиций

Зависимости, по которым определяются усилия в контакте сепаратора с наружным центрирующим кольцом подшипника, аналогичны приведённой для контакта шариков с перемычками сепаратора. Определение усилий ведётся методом последовательных приближений, как это видно из структуры формулы. При расчёте динамики подшипника проводится гармонический анализ всех усилий и всех кинематических параметров подшипника – скоростей и ускорений колец, шариков и сепаратора в различных направлениях. Вообще-то говоря, строгой периодичности изменения усилий и динамических параметров в подшипниках нет, и проводить исследование по гармоническому анализу этих параметров не совсем корректно. Но всё же принято, что периодичность в изменении

динамических параметров в подшипниках, в том числе и при наличии погрешностей их изготовления, имеется.

Можно смягчить эту неперiodичность назначением большого интервала определения параметров.

Методически гармонический анализ проводился представлением характера изменения параметров аналитически с помощью тригонометрических рядов Фурье.

Проведение гармонического анализа параметров элементов подшипника в составе какого-либо изделия, когда сама упругая система воздействует на подшипник, становится ещё более проблематичным, так как это будет служить характеристикой уже не только самого подшипника, но и всей упругой системы, в которую он входит. Возможны случаи, когда достаточно точные подшипники могут вызывать большие колебания, а следовательно, и шум в упругой системе из-за её динамического отклика (резонансные явления) и, как следствие, могут быть большие усилия и вибрации и в самих подшипниках. В таких случаях необходимо проводить гармонический анализ возбуждения всей упругой системы вместе с подшипниками.

Пусть имеется следующий вид полученной расчётом зависимости ускорения элемента подшипника (рис. 4).

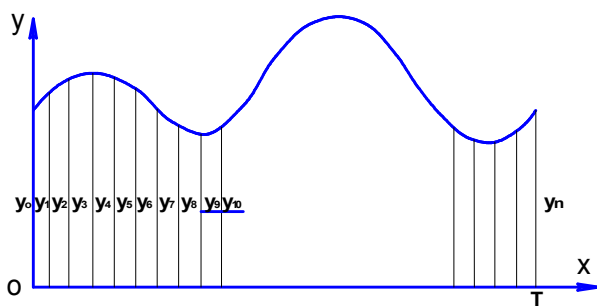


Рис. 4. К иллюстрации приближенного гармонического анализа методом Бесселя

Принимаем её периодической с периодом T . Разделим этот период (например, угол поворота внутреннего кольца подшипника) на n частей. Тогда приближённо её можно аппроксимировать рядом Фурье (тригонометрический ряд):

$$y(n) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{n-1} a_k \cos\left(k \frac{2\pi}{T} x\right) + \sum_{k=1}^{n-1} b_k \sin\left(k \frac{2\pi}{T} x\right),$$

где a_0 - постоянное (среднее) значение ряда; k - порядковый номер гармоники; a_k - амплитуда k -ой гармоники при косинусах тригонометрического ряда; b_k - амплитуда k -ой гармоники при синусах тригонометрического ряда.

Коэффициенты ряда в процессе расчёта по программам определяются по приближённым формулам Бесселя:

$$a_0 = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^{n-1} y_k ;$$

$$a_m = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^{n-1} y_k \cos\left(k \frac{2\pi}{n} m\right);$$

$$b_m = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^{n-1} y_k \sin\left(k \frac{2\pi}{n} m\right).$$

Чтобы получить значения коэффициентов (гармоник) по приближённым формулам с большей точностью, необходимо взять как можно больше число ординат y_n исследуемого параметра. Для проведения гармонического анализа динамических параметров, в том числе и шумности элементов подшипника, значения ординат параметров осреднялись за четыре оборота вала (внутреннего кольца подшипника).

Для предварительного анализа влияния погрешностей изготовления на вибровозбуждение подшипника можно рассмотреть элементарную математическую модель с гармоническим нагружением от погрешностей колец (рис. 2):

$$F_k = a \cdot \cos(a_k \cdot \theta).$$

Здесь F_k - усилие от погрешности в данном угловом положении θ ; a - амплитуда

гармоники погрешности; a_k – порядок гармоники погрешности; θ - угловая координата.

Осевая сила от погрешностей

$$F_A = \sum_1^z F_i .$$

Вертикальная проекция усилий от погрешностей:

$$F_Z = \sum_1^z F_i \cos(2\pi/z) = \sum_1^z a \cdot \cos(a_k \cdot 2\pi/z) \cos(2\pi/z).$$

Горизонтальная проекция усилия от погрешностей:

$$F_Y = \sum_1^z F_i \sin(2\pi/z) = \sum_1^z a \cdot \cos(a_k \cdot 2\pi/z) \sin(2\pi/z).$$

Случай, когда расположение шариков в подшипнике равномерное (угловой шаг одинаковый), показан на рис. 5.

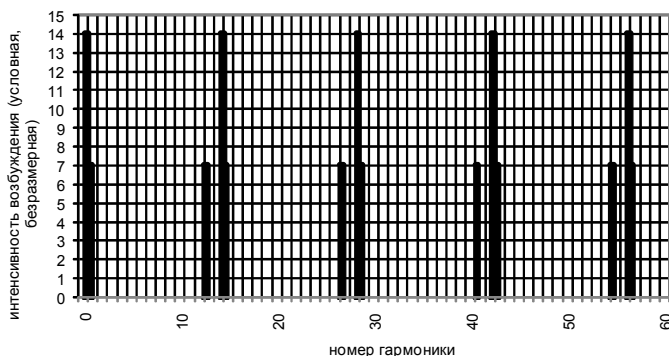


Рис. 5. Интенсивность возбуждения при равномерном расположении шариков

В этом случае усилия от погрешностей одинаковой интенсивности возникают только тогда, когда гармоники неточностей бу-

дут равны $(k \cdot z \pm 1)$, где $k = 1, 2, 3 \dots$; z – число шариков. Все остальные гармоники не вызывают вибраций. Но в реальности угловые шаги между шариками не бывают равными. Даже при чисто осевой нагрузке и без взаимодействия шариков с сепаратором углы между ними меняются от действия собственных весов шариков и взаимодействия с перемычками сепаратора. Случай, когда угловые шаги между шариками переменные, показан на рис. 6.

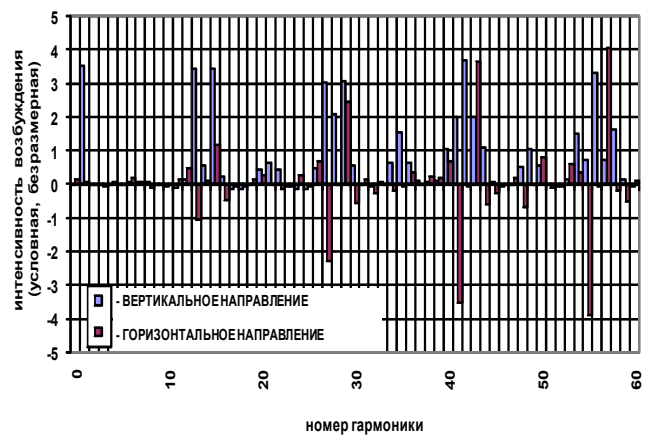


Рис. 6. Интенсивность возбуждения при неравномерном расположении шариков

Видно, что почти все гармоники погрешностей возбуждают вибрации и усилия в подшипнике. Но более интенсивны гармоники погрешностей, равные $(k \cdot z \pm 1)$.

При комбинированном нагружении подшипника кинематически угловые скорости шариков различные. Это приводит к изменению угловых шагов между ними и возбуждению вибраций по всем гармоникам погрешностей изготовления его элементов.

Определялись виброакустические характеристики подшипников (шумность) с разноразмерностью шариков в 24 мкм. Два шарика увеличенного диаметра размещались относительно друг друга в разное угловое положение. Результаты замеров приведены на рис. 7 и в табл. 1 и 2.

Видно, во-первых, что разноразмерность шариков даже на очень большую величину практически не влияет на средний

уровень вибраций по сравнению с серийным подшипником. Во-вторых, чем выше значения среднегеометрических частот гармоник, тем больше значение шумности, и на частотах более 3000 Гц шумность достигает приблизительно общего среднего значения вибрации подшипника.

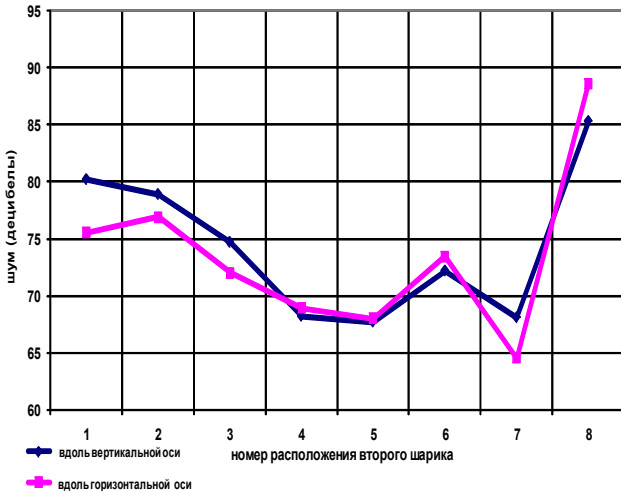


Рис. 7. Уровень вибрации при различных положениях второго шарика (по данным табл. 1)

Выполнены расчёты шумности наружного кольца, сепаратора и шариков подшипника 85-176211D1 в зависимости от угла поворота вала при следующих параметрах: диаметр шарика – 14,288 мм, частота вращения внутреннего кольца – 1500 об/мин, жёсткость опоры наружного кольца – 10 Н/мм, радиальный зазор в подшипнике – 0,04 мм, зазор плавания сепаратора – 0,5 мм, зазоры в окнах сепаратора – 0,5 мм, осевая нагрузка на подшипник – 85 Н, а радиальная – 25 Н.

Шумность определяется по ускорению изменения параметров подшипника в децибелах по логарифму отношения абсолютно-

го значения виброускорения элемента подшипника a_q к пороговому значению ускорения $a_o = 0,31 \cdot 10^{-4}$ м/с:

$$L = 20 \lg \frac{a_q}{a_o}$$

Шум в децибелах наружного кольца определялся в зависимости от расположения второго шарика: 1 - случай с одним шариком; 2 - случай, когда два шарика увеличенного диаметра поставлены рядом; 3 - случай, когда шарик увеличенного диаметра поставлен через один шарик, и так далее. Результаты расчётов довольно близко совпадают с экспериментальными данными – среднее значение шумности порядка 75 дБ. Необходимо учесть, что при испытаниях в подшипниках кроме разноразмерности шариков имелись, безусловно, и другие погрешности, поэтому экспериментальные значения шумности несколько больше, чем расчётные только от разноразмерности шариков. Самый шумный случай получается, когда шарик увеличенного диаметра поставлены диаметрально противоположно.

Расчёты показали, что при такой разноразмерности шарик, которые следуют по ходу вращения за шариками большего размера, либо входят в трёхточечный контакт, либо выходят из контакта с внутренним кольцом и перекатываются только по наружному кольцу в режиме двухточечного контакта. Такая смена режима работы подшипника приводит к возбуждению собственных колебаний упругой системы подшипника, которые фиксируются пьезодатчиком по наружному кольцу. Поэтому средние значения шумности подшипника приблизительно остаются

Таблица 1. Виброакустические характеристики, замеренные прибором 2123 на приводной установке КВП-104

Испытуемый подшипник	Норм.	1 шарик	2 шарика рядом	2 шарика через 1	2 шарика через 2	2 шарика через 3	2 шарика через 4	2 шарика через 5
Общий уровень вибраций, дБ	80	78	78	78	78	77	77	77

Таблица 2. Уровень составляющих вибрации в октановых полосах частот

Испытуемый подшипник		норм	1 шарик	2 шарика рядом	2 шарика через 1	2 шарика через 2	2 шарика через 3	2 шарика через 4	2 шарика через 5
Номер полосы	Средне геомтр. частоты	Уровни составляющих вибрации, дБ							
1	4	23	23	23	22	24	25	25	26
2	8	24	25	25	27	27	27	26	25
3	16	25	46	47	47	45	34	43	51
4	31,5	46	47	45	44	47	49	50	49
5	63	36	42	40	43	43	41	44	44
6	125	44	49	49	48	50	48	49	51
7	250	49	50	50	50	50	51	52	53
8	500	54	54	52	54	54	55	59	60
9	1000	64	61	61	61	61	64	66	67
10	2000	68	68	68	71	70	69	69	70
11	4000	77	74	75	74	75	74	73	73
12	8000	75	73	73	73	73	72	72	71

ся на одном и том же уровне, так как наружное кольцо при таком возбуждении в основном колеблется с одними и теми же высокими собственными частотами (порядка 2,5 ... 3 кГц) как упругая масса на жёсткости шариков. Следовательно, его ускорение и шумность приблизительно постоянны и почти не зависят от расположения дефектных шариков.

Так как у серийного подшипника среднее значение шумности такое же, как и у дефектных подшипников, то можно предположить, что и у серийного подшипника его погрешности так же вызывали вибрацию в подшипнике с собственной частотой при таких же условиях нагружения.

При расчётном определении собственных частот элементов подшипника на установке были приняты некоторые допущения.

С точки зрения механики, подшипник – нелинейная система. Поэтому о собственных частотах его элементов можно говорить весьма условно. Но если учесть, что значения погрешностей изготовления малы по сравнению с размерами самих элементов подшипника и изменения контактных дефор-

маций при малых вибрациях также малы, то в районах заданной нагрузки подшипник можно рассматривать как упруголинейную систему с локальными постоянными жёсткостями в контактах шариков. Жёсткости в контактах шариков локально можно линеаризировать следующим образом.

Если применить формулу Герца

$$F_N = K \cdot \delta^{3/2}$$

к контакту шариков с кольцами, то локальная жесткость при заданной контактной деформации - δ или усилия F_N будет равна

$$C = \frac{dF_N}{d\delta} = \frac{3}{2} K \cdot \delta^{1/2} = \frac{3}{2} (F_N K^2)^{1/3}.$$

Здесь K - коэффициент, который определяется по справочнику [2].

Определение собственных частот такой локально линеаризованной упругой системы подшипника покажем на примере радиально нагруженного подшипника с нулевым радиальным зазором (рис. 8).

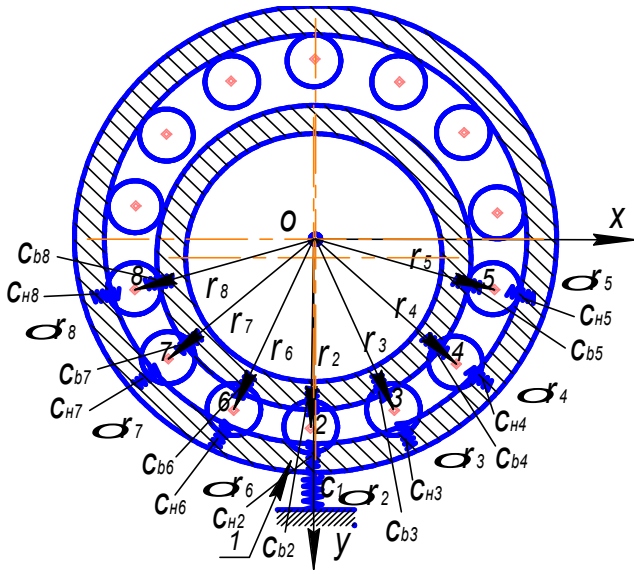


Рис. 8. Радиально нагруженный подшипник с нулевым радиальным зазором

Для наружного кольца принята декартова система координат, а для шариков – полярная с началом в центре симметрии наружного кольца.

Для линейной упругой системы можно записать дифференциальные уравнения движения элементов подшипника. Для наружного кольца в вертикальном направлении (вдоль оси OY) в виде

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -C_{H2} \cdot y_1 - C_{H3} \cdot y_1 \cos^2 \Theta - C_{H4} \cdot y_1 \cos^2 2\Theta - C_{H5} \cdot y_1 \cos^2 3\Theta - C_{H6} \cdot y_1 \cos^2 \Theta - C_{H7} \cdot y_1 \cos^2 2\Theta - C_{H8} \cdot y_1 \cos^2 3\Theta + C_{H2} \cdot \Delta r_2 + C_{H3} \cdot \Delta r_3 \cos \Theta + C_{H4} \cdot \Delta r_4 \cos 2\Theta + C_{H5} \cdot \Delta r_5 \cos 3\Theta + C_{H6} \cdot \Delta r_6 \cos \Theta + C_{H7} \cdot \Delta r_7 \cos 2\Theta + C_{H8} \cdot \Delta r_8 \cos 3\Theta,$$

для шарика 2 в виде

$$m_2 \frac{d^2 \Delta r_2}{dt^2} = C_{H2} \cdot y_1 - C_{H2} \cdot \Delta r_2 - C_{B2} \cdot \Delta r_2,$$

для шарика 3 в виде

$$m_3 \frac{d^2 \Delta r_3}{dt^2} = C_{H3} \cdot y_1 \cos \Theta - C_{H3} \cdot \Delta r_3 - C_{B3} \cdot \Delta r_3,$$

и так далее.

Здесь C_{H_i} - линейризованная жёсткость в контакте i -го шарика с наружным кольцом; C_{B_i} - линейризованная жёсткость в контакте i -го шарика с внутренним кольцом; y_1 - перемещение наружного кольца; Δr_i - перемещение i -го шарика; θ - угловой шаг между шариками (рис. 8).

Далее для упругой линейной системы определяются собственные частоты и формы элементов подшипника при заданной нагрузке. При радиальной нагрузке 250 Н для рассматриваемого случая получены минимальные значения собственных частот: вдоль оси OY (вдоль радиальной нагрузки) – 2,7 kHz, вдоль оси OX – 2,24 kHz, что соответствует 107,8 и 89,8 гармоники к оборотам вала виброустановки (1500 об/мин). Аналогично произведены расчёты собственных частот элементов подшипника и при комбинированном нагружении – 80 Н осевой и 25 Н радиальной нагрузки. Минимальное значение собственной частоты в осевом направлении – 1,95 kHz, в радиальном – 3,11 kHz, что соответствует 78,1 и 124,3 гармоники к оборотам вала виброустановки. Во всех приведённых случаях первые формы колебаний представляют собой перемещение наружного кольца и шариков в одну сторону. Все остальные формы колебаний относятся преимущественно к колебаниям шариков с частотой больше 10000 Hz, что соответствует 400-ой гармонике относительно оборотов вала. Эти колебания в исследованных случаях себя не проявляют.

Средний уровень шума сепаратора: в вертикальном направлении 73,3 дБ, в горизонтальном - 90,8 дБ, в окружном - 75 дБ. Шумность сепаратора в десять раз больше шумности кольца подшипника.

Можно сделать выводы:

1. Шумность элементов подшипников желательно исследовать на стадии проектирования изделий, в которые они входят.

2. Если не обращать внимания на отклик изделия на динамку подшипника, то основным источником шума в подшипнике являются его основные движущиеся элементы – шарики и сепаратор, которые и определяют собственно шум подшипника.

Библиографический список

1. Курушин, М. И. Расчетно - экспериментальное определение сопротивления вращения смазываемого шарикоподшип-

ника с змейковым сепаратором [Текст] / М. И. Курушин // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды международного научного симпозиума. В 2-х томах. Том 1. – М.: Машиностроение-1, Орел: ОрелГТУ, 2006.- С. 286-292.

2. Черменский, О.Н. Подшипники качения: Справочник – каталог [Текст] / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

CALCULATION OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF A FOUR-POINT BALL BEARING. PART 1

© 2011 M. I. Kurushin¹, A. M. Kurushin¹, Ye. P. Zhilnikov¹, V. V. Murashkin²

¹Samara State Aerospace University
named after academician S. P. Korolyov (National Research University)

²Samara Aerobearing Factory

The paper presents the results of the calculation of noisiness of a four-point bearing depending on the accuracy of producing as a part of the product in which it works. The calculation was performed according to the methods developed by the authors. The results of calculating the noisiness of the outer ring show good agreement with the experimental data obtained in the course of tests at the vibroacoustic laboratory of the factory. The noisiness of the separator and the balls existing when the bearing is placed in any kind of an elastic system is calculated.

Ball bearings, vibroacoustic characteristics.

Информация об авторах

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика опор с подшипниками качения.

Курушин Александр Михайлович, соискатель кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: динамика и прочность опор с подшипниками качения.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: работоспособность опор с подшипниками качения.

Мурашкин Валерий Васильевич, инженер, директор СКБ Самарского завода авиационных подшипников. Область научных интересов: работоспособность опор с подшипниками качения.

Kurushin Mikhail Ivanovitch, candidate of technical sciences, associate professor of the department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: dynamics of ball bearings.

Kurushin Alexandr Mikhaylovitch, engineer, post-graduate student, department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: dynamics of ball bearings.

Zhilnikov Yevgeniy Petrovitch, candidate of technical sciences, professor of the department of machine design foundations, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: serviceability of ball bearings.

Murashkin Valeriy Vasilyevitch, engineer, director of design bureau, Samara Aerobearing Factory. Area of research: serviceability of ball bearings.