

РАСЧЁТ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЧЕТЫРЁХТОЧЕЧНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА. ЧАСТЬ 2.

© 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. Рассчитывается шумность сепаратора и шариков, которая имеет место при постановке подшипника в любую упругую систему. Определяются собственные частоты элементов подшипника при заданной нагрузке на него применительно к вибрационной установке. Показано, что погрешности изготовления подшипников приводят к параметрическому возбуждению упругих систем и возбуждают в них колебания с собственными частотами, которые и создают основную часть шумности и систем и подшипников.

Подшипники шариковые, характеристики виброакустические.

Методика расчёта динамики подшипника приводится в первой части настоящей работы [1]. Показано, что почти все гармоники погрешностей возбуждают вибрации и усилия в подшипнике, но гармоники погрешностей, равные $(k \cdot z \pm 1)$, интенсивнее. При комбинированном нагружении подшипника кинематически угловые скорости шариков различные. Это приводит к изменению угловых шагов между ними и к возбуждению вибраций по всем гармоникам погрешностей изготовления его элементов.

На рис. 1...16 показаны результаты расчёта 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, осевая нагрузка на подшипник – 85 Н, радиальная – 25 Н.

На графике рис. 1 приведены результаты расчётов для случая, когда два шарика в подшипнике больше остальных на 24 микрометра. Шум в децибелах наружного кольца определялся в зависимости от расположения второго шарика: 1 - случай с одним шариком; 2 - случай, когда два шарика уве-

личенного диаметра поставлены рядом; 3 - случай, когда шарик увеличенного диаметра поставлены через один шарик, и так далее.

Видно, что результаты расчётов довольно близко совпадают с экспериментальными данными [1] – среднее значение шумности порядка 75 дБ.

На рис. 1 приведён график шумности наружного кольца в вертикальной и горизонтальных плоскостях в зависимости от угла поворота вала для подшипника без погрешностей. Среднее значение шумности: в вертикальном направлении – 7,1 дБ, в горизонтальном – 1,5 дБ. Значения очень маленькие.

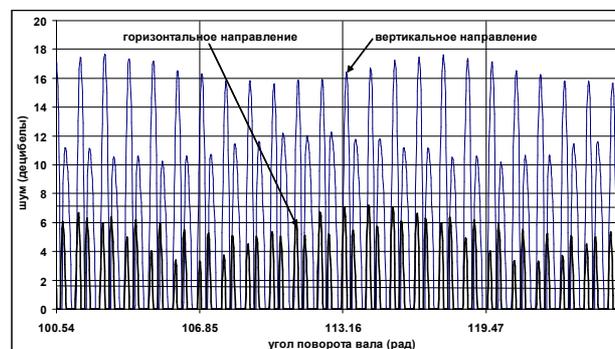


Рис 1. Зависимость шумности наружного кольца от угла поворота вала

На рис. 2 приведен график шумности шарика в трёх направлениях в подшипнике без погрешностей. Среднее значение шумности: в окружном направлении -100,8 дБ, в радиальном – 1,8 дБ, в осевом – 5,5 дБ.

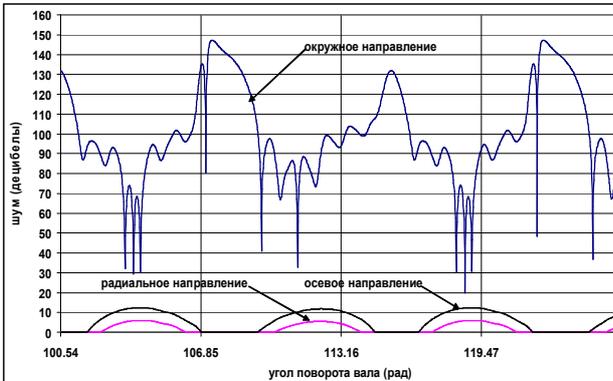


Рис. 2. График шумности шарика в трех направлениях

На рис. 3 показан график шумности сепаратора в трёх направлениях в подшипнике без погрешностей. 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.

На рис. 4 приведён график шумности наружного кольца при разноразмерности шариков (два шарика больше остальных на 24 мкм), расположенных противоположно по окружности. Средний уровень шумности наружного кольца: в вертикальном направлении - 84,7 дБ, в горизонтальном – 89,1 дБ. Шумность возросла в десять раз против подшипника без погрешностей.

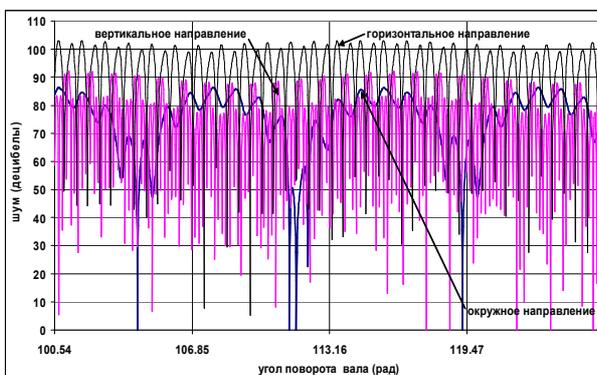


Рис. 3. График шумности сепаратора в трех направлениях

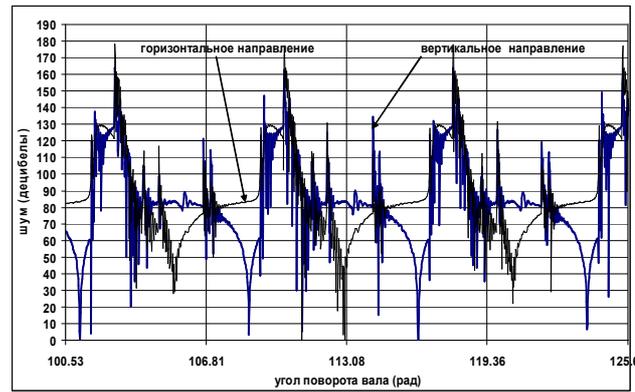


Рис. 4. График шумности наружного кольца при разноразмерности шариков

На рис. 5 приведён график шумности шарика при разноразмерности шариков – два шарика больше остальных на 24 микронметра и расположены противоположно по окружности.

Средний уровень шума шарика большего по размерам: в окружном направлении - 116,9 дБ, в радиальном – 0,34 дБ, в осевом – 0,21 дБ, что не очень отличается от шумности шарика в подшипнике без погрешностей.

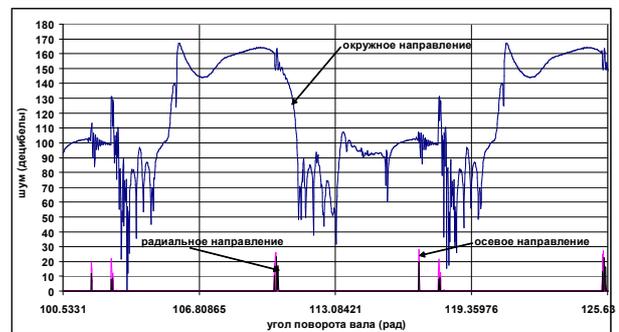


Рис. 5. График шумности шариков при разноразмерности шариков

На рис. 6 приведён график шумности наружного кольца подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от гармоник радиального биения беговой дорожки внутреннего кольца. Амплитуды гармоник во всех случаях одинаковые – 1 мкм, но контакт шариков не везде двухточечный, и, как следствие, подшипник вибрирует в том числе и с собственными частотами.

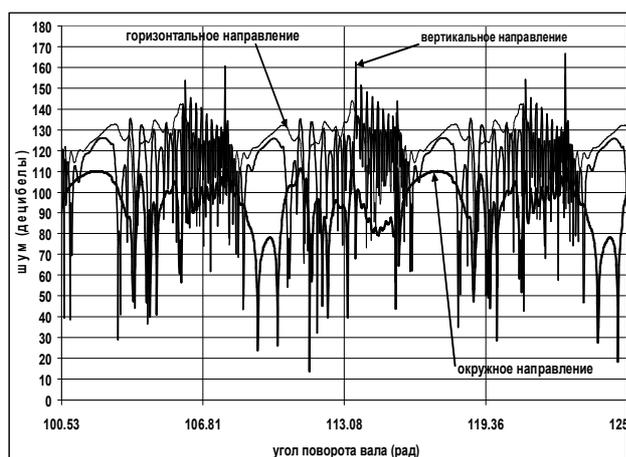


Рис. 6. График шумности наружного кольца в зависимости от гармоники радиального биения беговой дорожки

На рис. 7 приведены гармоники шумности наружного кольца в вертикальном направлении при овальности беговой дорожки внутреннего кольца 4 мкм. Необходимо делить значения гармоник на 4, так как гармоники рассчитывались за четыре оборота вала.

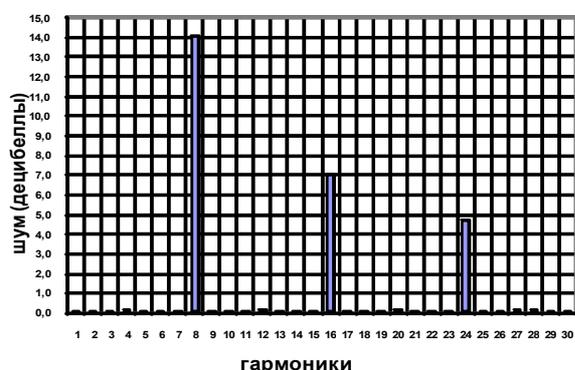


Рис. 7. Гармоники шумности наружного кольца при овальности беговой дорожки внутреннего кольца

На рис. 8 приведён график шумности наружного кольца в зависимости от номера гармоники погрешности одного только шарика.

Амплитуды гармоник - 1 мкм. С возрастанием номера гармоники погрешности шарика шумность подшипника возрастает.

На рис. 9 приведены графики радиальной шумности наружного кольца подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от увеличения диаметра только одного шарика в подшипнике. Видно,

что при увеличении хоть одного шарика в диаметре больше, чем на 2 мкм, подшипник из двухточечного режима переходит в трехточечный режим и начинает вибрировать с собственными частотами.

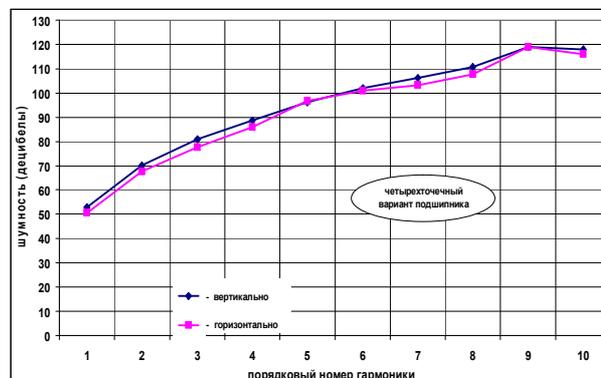


Рис. 8. Зависимость шумности наружного кольца от номера гармоники погрешности шарика

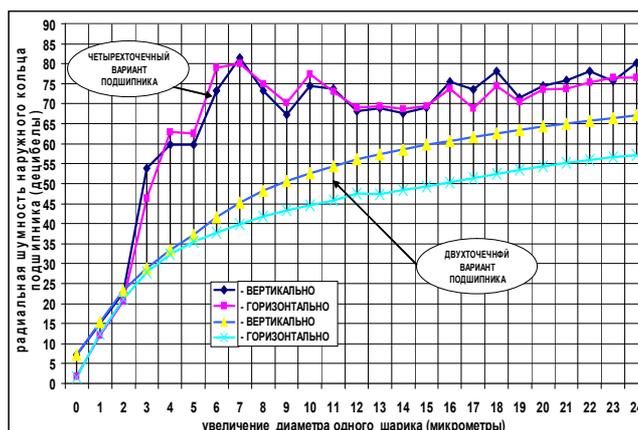


Рис. 9. График шумности наружного кольца в зависимости от диаметра одного шарика

На рис. 10 показан график изменения шумности наружного кольца подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от гармоники радиального биения беговой дорожки внутреннего кольца.

Амплитуды гармоник во всех случаях одинаковые – 0,2 микромметра. Контакт шариков при всех гармониках погрешности подшипника двухточечный. Видно, что все гармоники погрешностей вызывают вибрации, но гармоники порядка $z_k \cdot z \pm 1$ генерируют наиболее интенсивные вибрации. Чем выше номер гармоники, тем больше шум-

ность. При большом значении номера гармоники погрешности (даже при таком малом значении её величины) возникают вибрации в подшипнике с собственными частотами из-за выхода шариков с внутренним кольцом после контакта их с пиковым значением погрешностей.

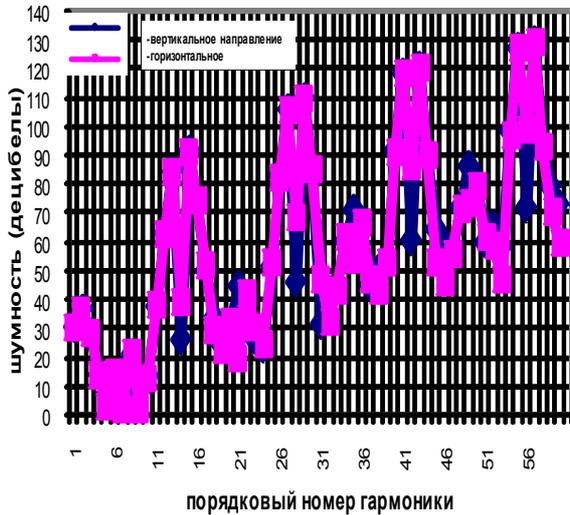


Рис. 10. Зависимость шумности наружного кольца от гармоники радиального биения беговой дорожки внутреннего кольца

На рис. 11 приведён график шумности наружного кольца подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от гармоники радиального биения беговой дорожки внутреннего кольца.

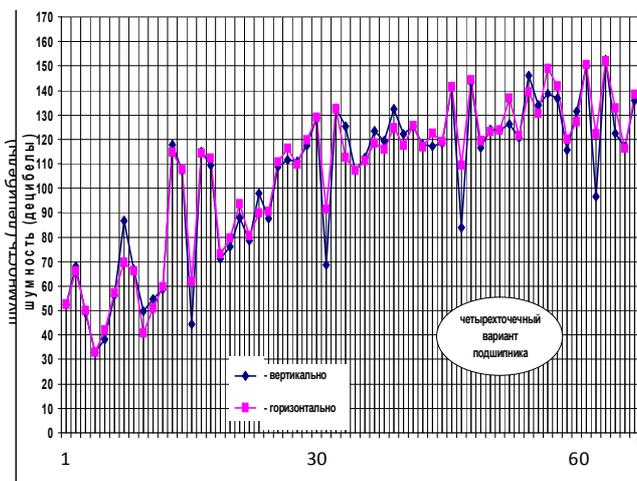


Рис. 11. График шумности наружного кольца в вертикальном и горизонтальном направлениях

Амплитуды гармоник во всех случаях одинаковые – 1 микромметр. Контакт шариков не везде двухточечный и более интенсивный, чем при погрешности 0.2 микромметра. Меньше проявляют себя гармоники порядка $z_k \cdot z \pm 1$ по сравнению с другими гармониками.

На рис. 12 приведён график шумности наружного кольца подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от гармоники радиального биения беговой дорожки внутреннего кольца.

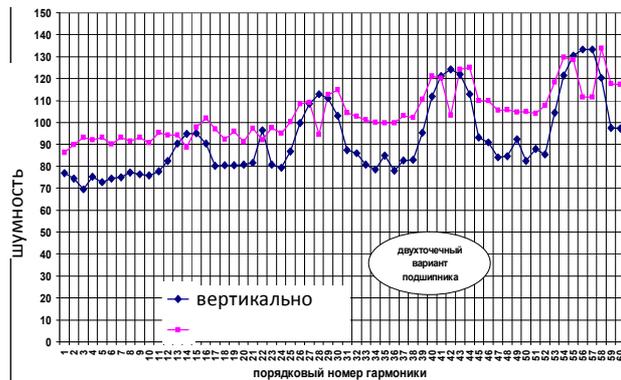


Рис. 12. График шумности наружного кольца в вертикальном и горизонтальном направлениях для двухточечного подшипника

Амплитуды гармоник во всех случаях одинаковые – 0,2 мкм. Подшипник в двухточечном варианте, но с такими же размерами, как и четырехточечный вариант. Нагрузка радиальная - 250 Н. Радиальный зазор в подшипнике равен нулю. Влияние гармоник порядка $z_k \cdot z \pm 1$ меньше, чем в случае комбинированного нагружения (рис. 11).

На рис. 13 приведён график шумности наружного кольца двухточечного варианта подшипника в зависимости от гармоники погрешности одинаковой амплитуды - 0.2 мкм. Радиальная нагрузка - 250 Н. Радиальный зазор - 20 мкм. Характер шумности отличается от случая нулевого зазора в подшипнике.

На рис. 14 приведены графики гармоник шумности подшипника при амплитуде погрешности беговой дорожки внутреннего кольца 0.2 мкм в зависимости от номера гармоники погрешности.

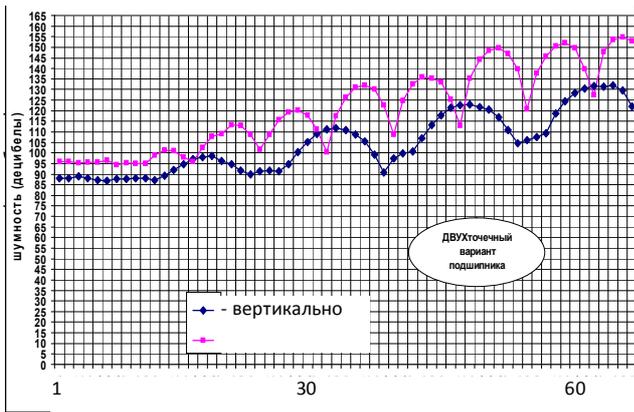


Рис. 13. График шумности наружного кольца в вертикальном и горизонтальном направлениях при радиальном зазоре 20 мкм

Все гармоники погрешности возбуждают подшипник и создают шум. Видно проявление гармоник порядка z и рост шумности с ростом номера гармоники погрешности.

При высоких гармониках собственные частоты подшипника принимают участие в создании шумности подшипника. С ростом гармоники погрешности гармоники шумности возрастают сложным образом. Порядковые номера гармоник шумности можно определять из графика (рис. 14).

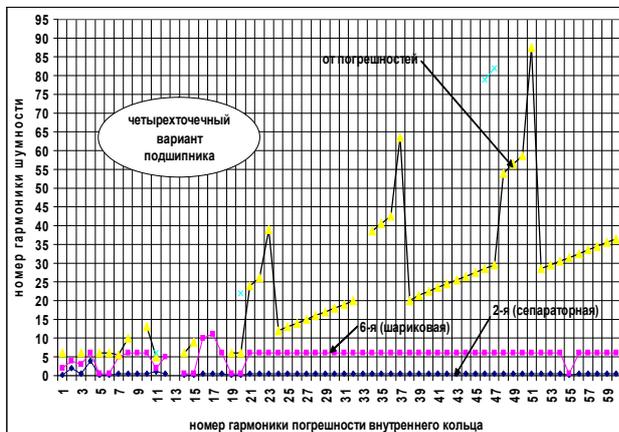


Рис. 14. График шумности наружного кольца в вертикальном и горизонтальном направлениях при амплитуде погрешности 0,2 мкм

На рис. 15 приведён график гармоник шумности наружного кольца двухточечного варианта подшипника по размерам четырёхточечного варианта при радиальной нагрузке 250 Н и нулевом радиальном зазоре при радиальной погрешности беговой дорожки внутреннего кольца 0,2 мкм.

Видно, что при всех гармониках погрешностей постоянно проявляют себя шариковая, сепараторная и собственные частоты упругой системы подшипника в обоих направлениях. С ростом номера гармоники погрешности номер гармоники шумности также возрастает, и его можно определить по приведенному графику (рис. 15).

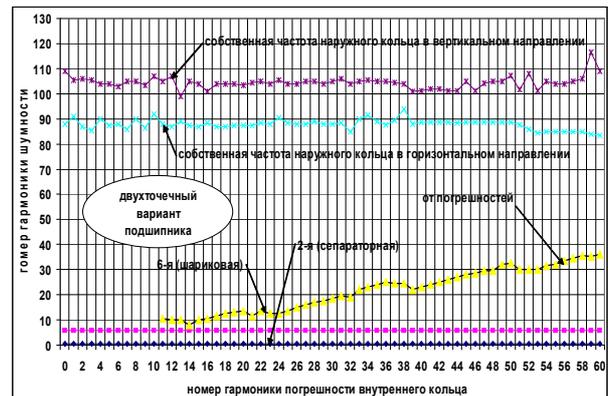


Рис. 15. Характеристики шумности наружного кольца двухточечного подшипника

На рис. 16 приведён график усилий в подшипнике, когда инертной массой являются только наружное кольцо массой 0,276 кг, шарики и сепаратор.

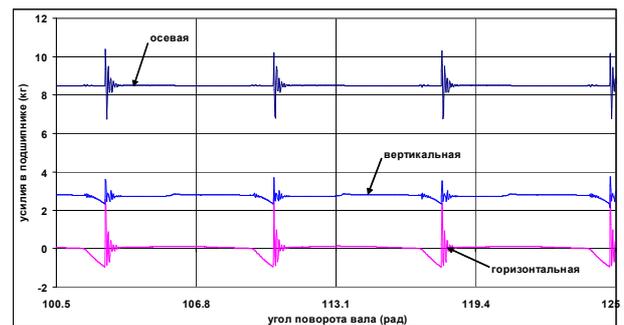


Рис. 16. Изменение усилий на подшипник при массе наружного кольца 0,276 кг

Осевая сила - 80 Н, радиальная - 25 Н, частота вращения 1500 об/мин. Два шарика больше остальных на 24 мкм и расположены диаметрально противоположно. Шарик меняют режим работы. Видно, как проявляются колебания с собственной частотой 2 ... 2,5 кГц (80...100 гармоники) в моменты прохождения больших шариков в местах

максимального усилия на них два раза за оборот сепаратора.

К наружному кольцу присоединена масса в 100 раз больше, чем масса самого кольца, то есть подшипник работает в другой инертной системе. Но нагрузка на подшипник такая же, как и в предыдущем случае (рис. 17): осевая сила - 80 Н, радиальная - 25 Н, частота вращения - 1500 об/мин. Два шарика больше остальных на 24 мкм и расположены диаметрально противоположно. Шарика так же меняют режим работы, но собственная частота колебаний уже совершенно другая - порядка 120...225 Гц (5...9 гармоник).

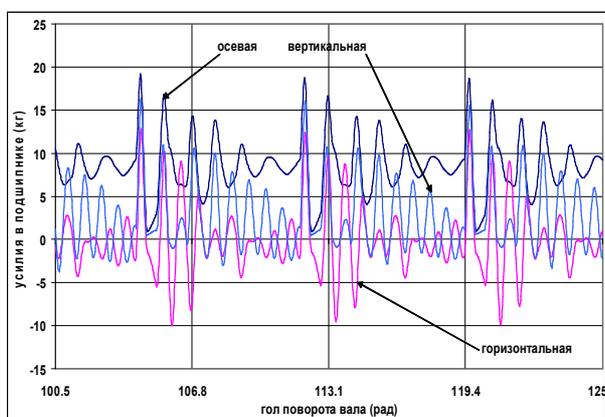


Рис. 17. Изменение усилий на подшипник при массе наружного кольца с втулкой 27,6 кг

Некоторые предварительные выводы, следующие из проведенных исследований:

1. Сепаратор, взаимодействуя с шариками и направляющими элементами подшипника, генерирует шум в четырёх направлениях – по трём осям и в окружном направлении. Шарика генерируют шум в трёх направлениях – в радиальном, осевом и окружном.

2. Так как сепаратор имеет больший массовый полярный момент инерции, чем шарика, то шумность его в окружном направлении несколько меньше, чем по осям координат.

3. Шарика излучают шум в основном в окружном направлении и больше, чем сепаратор не только за счет взаимодействия с ним, но и вследствие своей кинематики движения, когда угловые скорости шариков и угловые расстояния между ними в процессе

вращения постоянно изменяются. При различных угловых шагах между шариками все гармоники неточностей изготовления элементов подшипника вызывают его вибрации и шум.

4. Гармоники неточностей изготовления беговых дорожек колец порядка $(k \cdot z \pm 1)$ вызывают наиболее интенсивные вибрации и шум в подшипниках.

5. Неточности беговых дорожек колец и шариков оказывают слабое влияние на шумность сепаратора.

6. С увеличением жёсткости опоры наружного кольца шумность его и шариков в радиальном направлении снижается, а шумность сепаратора практически не изменяется.

7. С увеличением радиального зазора в подшипнике при только радиальной нагрузке шумность всех элементов подшипника возрастает, особенно наружного кольца и шариков.

8. С увеличением зазоров в окнах сепаратора среднее значение шумности практически сохраняется, но пиковые значения его (пик-фактор) возрастают.

9. При комбинированном нагружении подшипника, когда часть шариков в подшипнике на какое-то время либо выходит из контакта, либо переходит в другой режим контакта (одноточечный, двухточечный, трёхточечный), шумность подшипника значительно возрастает (чем меньше нагрузка, тем больше). В этом случае подшипник начинает вибрировать с высокими собственными частотами.

10. В окружном направлении шарика генерируют преимущественно низкочастотные колебания, а сепаратор – высокочастотные, так как сепаратор взаимодействует сразу с несколькими шариками.

11. Частоты гармоник по шуму элементов подшипника ровно в два раза больше частот изменения виброускорений параметров, так как шум определяется как логарифм отношения виброускорений, который принимается всегда положительным.

12. При больших значениях виброускорений их уменьшение или увеличение незначительно сказывается на шумности вслед-

ствии логарифмической зависимости шумности от виброускорений.

13. Собственные частоты элементов подшипника и всего подшипника зависят от нагрузки на него. С ростом нагрузки контактные жёсткости увеличиваются и собственные частоты возрастают. Нелинейную упругую систему подшипника можно локально, при заданной нагрузке и усилиях в контактах, линеаризировать и определять собственные частоты как для обычной линейной упругой системы.

14. Собственные частоты радиально нагруженного подшипника в направлении действия радиальной нагрузки больше, чем в перпендикулярном направлении.

15. В четырёх- и трёхточечных подшипниках по сравнению с двухточечными повышение шумности может происходить из-за возможной смены режима работы шариков при вращении. В процессе вращения они могут быстро переходить в одно-, двух-, трёх- и четырёхточечные варианты контакта, тем самым возбуждая собственные колебания высокой частоты.

16. Погрешности изготовления элементов подшипника приводят к изменению усилий в подшипнике и крутящего момента сопротивления вращению подшипника за счёт изменения сил трения в контактах и, следовательно, влияют на возможность возбуждения крутильных колебаний упругих систем, в которые они входят.

17. Погрешности изготовления элементов подшипников увеличивают нелинейность их как упругих систем и создают условия для параметрического возбуждения упругих систем, в которые входят подшипники, с собственными частотами. При этом не исключается возможность параметрических резонансов. Демпфирование колебаний при параметрическом возбуждении слабо влияет на их интенсивность.

Библиографический список

1. Курушин, М. И. Расчёт виброакустических характеристик четырёхточечного шарикового подшипника. Часть I [Текст] / М. И. Курушин, А. М. Курушин, Е. П. Жильников, В. В. Мурашкин // Вестник СГАУ. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – № 6 (30). – С. 114-122.

CALCULATION OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF A FOUR-POINT BALL BEARING. PART 2

© 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 and programs developed by the authors. The noisiness of the separator and the balls that exists when the bearing is placed in any kind of an elastic system is calculated. Natural frequencies of bearing elements are defined with a given load on it as applied to the vibration set. It is shown that the errors of bearing production result in parametric excitation of elastic systems and excite oscillations with natural frequencies in them which produce the greater part of noisiness both of the systems and the bearings.

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, 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.