

нагрузку: Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Одесса, 1987. - 16с. 12. ОСТ 3805227-81. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчёта. М.: НИИРП, 1981. - 23с. 13. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путём выбора их рациональных параметров: Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1998. - 209с.

УДК 621.88.084

А.Т. Скойбеда, Г.А. Достанко, Г.П. Кривко, Д. Эльмессауди

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ НА ВИБРАЦИЮ ПОДШИПНИКОВ

*Белорусский национальный политехнический университет  
ОАО "Минский подшипниковый завод"  
Минск, Беларусь*

Долговечность, надежность и диагностика- взаимосвязанные параметры, определяющие техническое состояние машин и механизмов в целом. Диагностика является важной составной частью технического обслуживания, так как позволяет без разборки определить состояние механизмов и прогнозировать ресурс их безотказной работы.

Практические задачи диагностики подшипников качения в процессе эксплуатации решаются, как правило, одним из трех основных способов. Первый использует алгоритмы обнаружения дефектов по росту температуры подшипникового узла, второй – по появлению в смазке продуктов износа, а третий – по изменению вибрации (шума).

Вибрация и шум – естественные процессы, протекающие в машинах и оборудовании, и возбуждаются они теми же динамическими силами, которые являются причинами износа и других видов дефектов.

Известно, что чем меньше уровень вибрации и шума, тем выше технический ресурс, усталостная долговечность, надежность и быстроходность подшипников при одинаковых условиях эксплуатации. Именно это обстоятельство делает вибрацию и шум не только технико-эксплуатационным фактором, но и важным диагностическим показателем - интегральной характеристикой качества подшипников.

В данной работе экспериментально исследована возможность влияния разноразмерности шариков на вибрацию подшипника.

Исследование проводилось на испытательной станции ОАО "Минский подшипниковый завод" (МПЗ) на испытательном стенде ВНИПП-542. На вал испытательного стенда устанавливались четыре шариковых радиальных однорядных подшипника 6305АЕ повышенной грузоподъемности (в обозначении буква А) с полиамидными сепараторами (в обозначении буква Е) шестого класса точности производства ОАО «МПЗ». Использование полиамидных сепараторов позволяет практически исключить вибрацию, возникающую при использовании металлических сепараторов, снизить общий уровень вибрации и ее влияние на соседние подшипники, а также проводить эксперимент на одних и тех же кольцах исследуемых подшипников, производя замену шариков без съема внутренних колец с вала испытательного стенда.

Схема нагружения и установки подшипников на вал испытательного стенда приведена на рис.1. Средняя пара подшипников 2 и 3 через гидропривод нагружена радиальной силой Р. Два крайних подшипника 1 и 4 установлены в опорах и испытывают воздействие силы Р в обратном направлении. Вращение вала обеспечивается через ре-

дуктор и клиноременную передачу от электродвигателя. Контроль скорости вращения вала осуществляется с помощью тахометра. Радиальное усилие контролируется динамометром. Виброшумы подшипников контролируются акселерометрами Д-14, акустический контакт которых с наружными кольцами подшипников обеспечивается звукопроводами (щупами). Щупы с установленными на них акселерометрами прижимаются к наружным кольцам подшипников пружинами. Акселерометры через согласующие усилители подключены на вход платы аналого-цифрового преобразователя, встроенного в компьютер.

Исследования проводились на первом и четвертом подшипнике. В подшипники устанавливались шарики 29/64'' ( $\varnothing 11.509$  мм) 20 степени точности с разноразмерностью 1, 4, 6 мкм. Геометрические параметры шариков приведены в таблице 1.

*Анализ записей виброшумов подшипника*

По вышеприведенной методике были выполнены записи виброшумов подшипника и проведен спектральный анализ с использованием пакетом обработки сигналов (ПОС).

Результаты измерений виброускорения в децибелах относительно выбранного условного нулевого значения их уровня  $g_0 = 3 \times 10^{-4}$  м/с<sup>2</sup> определяют по формуле [1];

$$La = 20 \lg \frac{g}{3 \cdot 10^{-4}}, \quad (1)$$

где  $La$  – уровень виброускорения, дБ;

$g$  – ускорение, м/с<sup>2</sup>.

Ускорение  $g$  определяется с учетом масштабных коэффициентов  $Ky$  и  $Kn$  по формуле

$$g = \frac{Lv}{Ky} \times \frac{1000}{Kn}, \quad (2)$$

где  $Lv$  – уровень виброускорения, В;

$Ky$  – коэффициент усиления сигнала согласующего усилителя,  $Ky=20$ ;

$Kn$  – коэффициент преобразования сигнала датчика,  $Kn=1.8$  мВ\*с<sup>2</sup>/м.

В дальнейшем, для удобства пользования данными, будем применять условное обозначение. Например: 1-4-1 – подшипник №1 с разноразмерностью шариков 4 мкм, номер замера 1; 4-6-3 – подшипник №4 с разноразмерностью шариков 6 мкм, номер замера 3.

Для анализа результатов записи виброшумов подшипника необходимо определить частоту вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения.

Частота вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения, зависит от частоты вращения сепаратора, и определяется по формуле [2];

$$f = \frac{Rv}{Rv + Rn} \times \frac{z \cdot n}{2 \cdot 60}, \quad (3)$$

где  $Rv$  – радиус дорожки качения внутреннего кольца, мм;  $Rv=15.9955$  мм;

$Rn$  – радиус дорожки качения наружного кольца, равный 27.5045 мм;

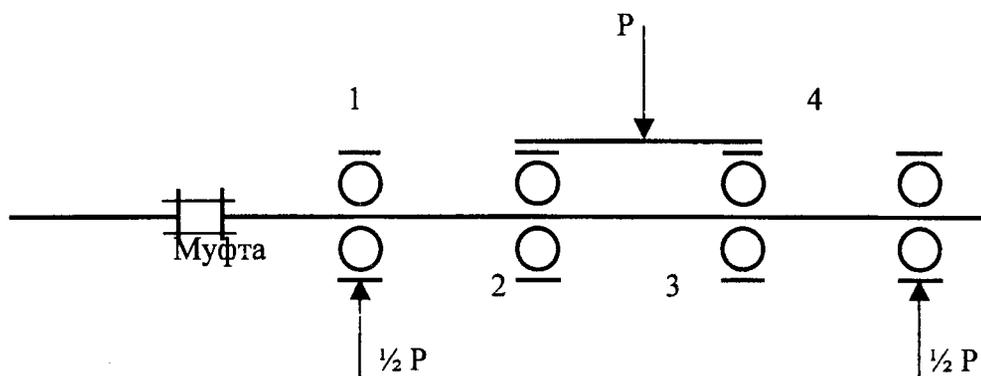
$z$  – число тел качения;  $z=7$ ;

$n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>;  $n=6700$  мин<sup>-1</sup>.

Тогда

$$f = \frac{15.9955}{15.9955 + 27.5045} \times \frac{7 \cdot 6700}{2 \cdot 60} = 143.7 \text{ Гц.}$$

Для анализа принимаем две ближайшие по спектру частоты  $f_{np1}=137$  Гц (0.137 кГц) и  $f_{np2}=156$  Гц (0.156 кГц).



1...4 используемые подшипники 6-305AE;

P – действующая нагрузка, Н.

Рис.1 Схема нагружения и установки подшипников на вал испытательного стенда

Таблица 1

Отклонение диаметра шариков и разноразмерность, мкм ( $\varnothing 11.509$  мм)

Номер подшипника	Отклонение диаметра							Разноразмерность
1	+9	+9	+9	+8	+8	+8	+9	1
4	+9	+8	+8	+9	+8	+8	+8	1
1	+3	+7	+7	+6	+7	+3	+7	4
4	0	+3	-1	-1	0	+3	-1	4
1	+13	+7	+8	+7	+12	+13	+7	6
4	+8	+8	+12	+7	+6	+12	+12	6

Таблица 2

Значения уровней вибрации в децибелах

Условное обозначение	Частота, кГц	
	0.137	0.156
1-1-1	70.51	60.06
1-1-2	74.31	74.38
1-1-3	75.54	73.90
1-4-1	80.40	80.82
1-4-2	78.36	78.36
1-4-3	78.61	81.04
1-6-1	87.58	89.01
1-6-2	88.04	87.76
1-6-3	85.76	87.39
4-1-1	76.73	76.95
4-1-2	77.22	75.48
4-1-3	75.57	75.56
4-4-1	82.40	81.96
4-4-2	81.24	81.59
4-4-3	83.20	81.66
4-6-1	87.24	85.58
4-6-2	88.17	86.43
4-6-3	87.35	86.65

Из таблица 2 следует, что с увеличением разноразмерности шариков в спектрах вибраций подшипников происходит увеличение уровней вибрации на частотах 137 Гц и 156 Гц, которые являются ближайшими к теоретически рассчитанной частоте 143.7 Гц.

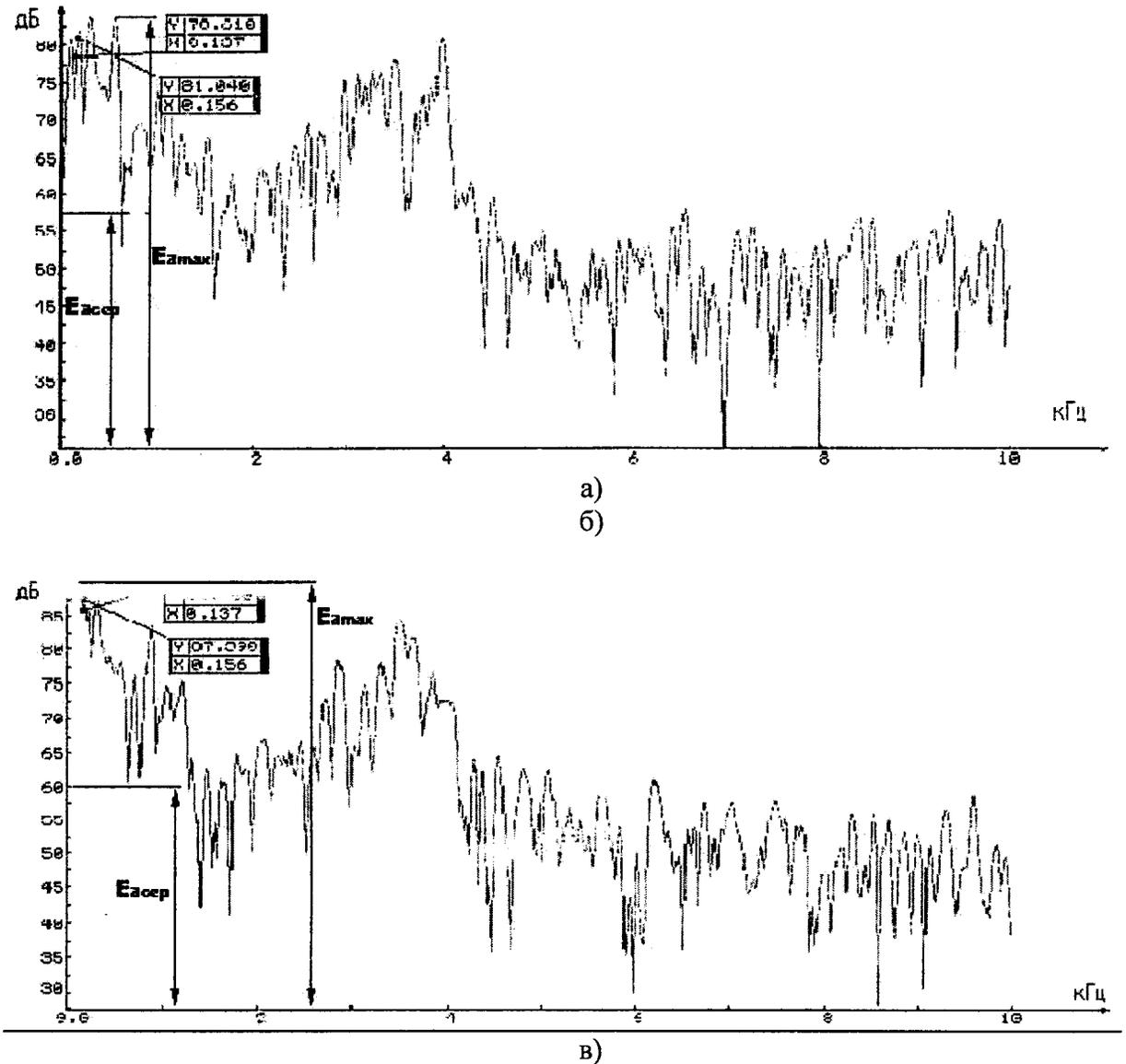


Рис.2 Спектры виброшумов подшипника 6305AE с разноразмерностью шариков: а-1 мкм; б- 4 мкм; в- 6 мкм.

На Рис. а), б), в) показаны спектры виброшумов (поз.1) соответственно с разноразмерностью шариков 1, 4, 6 мкм, которые показывают возможность их учета при диагностике подшипниковых узлов их предупреждений и разрушения.

### ВЫВОДЫ

1. Экспериментально подтверждено влияние разноразмерности шариков на вибрацию подшипника. При этом установлено, что при увеличении разноразмерности шариков амплитуды сигналов на частотах, близких по спектральному анализу к теоретически рассчитанной частоте вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения, также увеличиваются. Из этого следует, что одним из направлений снижения уровня вибрации подшипников является уменьшение разноразмерности тел качения.

2. Вибродиагностика по показателям «Возможность разрушения» снижает вероятность выхода из строя механизмов на начальной стадии эксплуатации после ре-

монтных мероприятий, увеличивает их срок службы в назначенном классе по требованиям надежности, позволяет оперативно решать задачи повышения надежности механизмов в условиях автономной эксплуатации.

**Литература.** 1. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. – 448 с., ил. 2. Снижение вибрации и шума подшипников качения, диагностика их качества в стендах при испытании на долговечность и при эксплуатации в составе изделий. Самохин О. Н., Авдеев А. М., Варламов Е. Б., Бальмонт В. Б. (Обзор). – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1988. – 77 с. 3. Вибрация подшипников / под ред. К.М. Рагульскиса - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.-119 с.

УДК 621.85.052.44

А.Н. Никончук, И.Н. Никончук, О.В. Безмен

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ТЕОРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Синтез зубчатоременных передач повышенной эффективности, отличающихся наличием не прямых – шевронных или дугообразных зубьев, невозможен без создания обоснованных методов их расчета. Основой таких методов является оценка работоспособности проектируемых передач, в которую в явном виде входят такие конструктивные показатели, как коэффициент перекрытия и скорость относительного скольжения сопряженных профилей зубьев ремня и шкива. Для стандартных прямозубых зубчатоременных передач задача определения этих показателей, сформулированная в двухмерной постановке, в основном решена [1]. Конфигурация не прямых зубьев, поверхности которых принадлежат к классу геликоидов, предопределяет необходимость отыскания поверхности зацепления [2], размеры и координаты которой определяют геометрическое место линий касания зубьев. Оценочные показатели этой поверхности могут быть получены в результате сведения пространственной задачи к плоскому случаю, когда в плоскости, перпендикулярной осям вращения шкивов, рассматриваются зубья бесконечно малой ширины. Однако нарастание искажений формы и размеров зубьев с увеличением угла их наклона  $\beta$  предопределяет неприменимость такого подхода уже при  $\beta > 10^\circ \dots 12^\circ$ .

Для определения координат точек контакта профилей зубьев ремня и шкива разместим передачу в трехмерной неподвижной системе координат XYZ (рис.1,а). Аксоидами передачи являются: для шкива – совпадающий с делительным начальный цилиндр радиуса  $r_1 = mz_1/2$ , где  $m$ ,  $z_1$  – модуль и число зубьев шкива; для ремня – начальная плоскость  $\Pi$ , в которой с нормальным шагом  $t_{pn} = \pi m$  под углом наклона  $\beta$  к оси OZ расположен ряд зубьев с заданным профилем. Относительное движение аксоидов в таком механизме представляет собой вращение вокруг мгновенной оси – линии касания аксоидов PP. Так как в точке касания поверхностей зубьев векторное произведение общей нормали к профилям и скорости равно нулю, то мгновенная ось вращения представляет собой ось зацепления – геометрическое место точек, являющихся полюсами зацепления.