

УДК 620.179.1

DOI: 10.22213/2410-9304-2022-2-20-29

## Исследование спектральных и временных характеристик свободных колебаний прессовых соединений колец подшипников для решения задач неразрушающего контроля\*

А. О. Рыжова, аспирант, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Россия  
С. А. Бехер, доктор технических наук, доцент, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Россия

*Для определения возможности контроля плотности посадки прессовых соединений внутренних колец подшипников с шейками осей колесных пар методом свободных колебаний проведены экспериментальные исследования частотных и временных закономерностей собственных колебаний свободных колец подшипников, настроечных образцов, представляющих собой прессовые соединения колец с валами с натягами от 20 до 90 мкм и соединений колец подшипников с реальными осями колесных пар, поступивших из эксплуатации в средний ремонт в вагонные ремонтные депо.*

*Исследовано влияние различных граничных условий на параметры собственных колебаний свободного кольца подшипника.*

*Экспериментально определены собственные частоты колец подшипников в свободном состоянии и образцов прессовых соединений колец и валов. Проведен сравнительный анализ спектров гармоник их собственных колебаний, на основе которого выявлен критерий неплотности прилегания кольца к шейке оси колесной пары.*

*Методом конечных элементов рассчитаны собственные частоты и соответствующие им формы колебаний колец в свободном состоянии и образцов натяга. Проведен сравнительный анализ с экспериментальными полученными значениями частот.*

*Для анализа закономерностей затухания свободных колебаний выполнено преобразование фурье-сигналов. Получены их амплитудно-частотно-временные характеристики.*

*Рассчитаны спектры свободных колебаний для колец подшипников, надетых на шейку оси вручную, без натяга, с заполненным зазором между контактирующими поверхностями оси и кольца индустриальным маслом и без него, для прессового соединения с плотной посадкой и слабой прессовой посадкой. Проведен сравнительный анализ полученных спектров, на основе которого разработан способ определения неплотности прилегания кольца к шейке оси.*

**Ключевые слова:** кольцо подшипника, прессовое соединение, механические колебания, свободные колебания, собственная частота, затухание, спектр.

### Введение

Подшипники буксовых узлов колесных пар являются важнейшими конструктивными элементами грузового вагона, от технического состояния которых зависит безопасность движения железнодорожного транспорта [1]. Буксовый узел колесной пары осуществляет передачу на ось всех видов нагрузок, как статических, так и динамических [2]. Основными причинами [3] выхода из строя подшипников являются: ослабление посадки колец подшипников на ось колесной пары, загрязненность смазки, наличие трещин, коррозии, сколов, раковин и выкрашиваний на дорожках качения. Выход из строя подшипников может быть связан как с недостаточным смазыванием вращающихся элементов, так и с нарушениями режимов эксплуатации и технологии монтажа. На отечественных же-

лезнодорожных дорогах используются роликовые цилиндрические подшипники, изготовленные из сталей ШХ4 и ШХ15. Стали этих марок не обладают пластичностью, что является причиной высокой скорости развития усталостных дефектов.

Повышение грузонапряженности ставит перед железнодорожной отраслью задачи, связанные с разработкой и внедрением современных методов и средств диагностики подшипников [4]. Для контроля колец и роликов в вагоноремонтных депо используются магнитопорошковый и вихретоковый [5, 6] методы неразрушающего контроля, комплексная диагностика [7, 8] буксовых узлов проводится тепловизионными и вибродиагностическими [9–12], а в отдельных депо и акустико-эмиссионными комплексами [13–17]. После диагностирования без-

отказная работа колец подшипников должна обеспечиваться в течение всего межремонтного срока.

Одним из наиболее сложно выявляемых дефектов является ослабление прессовой посадки из-за уменьшения натяга кольца подшипника на шейку оси [18–21]. Опасность дефекта связана с повышением вероятности проворота внутреннего кольца подшипника и последующим повреждением шейки оси колесной пары. Место повреждения становится концентратором механических напряжений и источником усталостной трещины. Развитие трещины приводит к разрушению шейки оси, излому, аварии или крушению подвижного состава.

Цель работы – определение возможности контроля плотности прессовых соединений внутренних колец подшипников с шейками осей колесных пар на основе исследования частотных и временных закономерностей их свободных колебаний.

**Методика испытаний и измерительное оборудование**

Экспериментальные исследования проводились на свободных кольцах (рис. 1, а) подшипников типов 36-232726Е2М, 36-42726Е2М, 30-232726Е2М, 30-42726Е2М с короткими цилиндрическими роликами в габаритах 130×250×80 мм, на настроечных образцах, представляющих собой прессовые соединения колец с валами с натягами от 20 до 90 мкм с реальными осями колесных пар с кольцами подшипников, поступившими из эксплуатации в средний ремонт в вагонные ремонтные депо.

Собственные колебания колец подшипников возбуждались ударом стальной сферической бойком, шариком диаметром 12 мм и массой 6,5 г, падающим на наружную цилиндрическую поверхность кольца (рис. 1, б). Направленность удара обеспечивалась стальной трубкой, закрепленной под углом  $\alpha$  к вертикальной оси. Угол наклона и место удара выбирались таким образом, чтобы после первого удара боек покинул пределы кольца.

Возбуждаемые при ударе с энергией 30–40 мДж колебания регистрировались двумя пьезоэлектрическими преобразователями (ПЭП), один из которых устанавливался на наружную цилиндрическую поверхность кольца вблизи места удара (см. рис. 1), второй – через одну четвертую длины окружности кольца подшипника таким образом, чтобы угол между осями преобразователей составлял 90° (см. рис. 1).

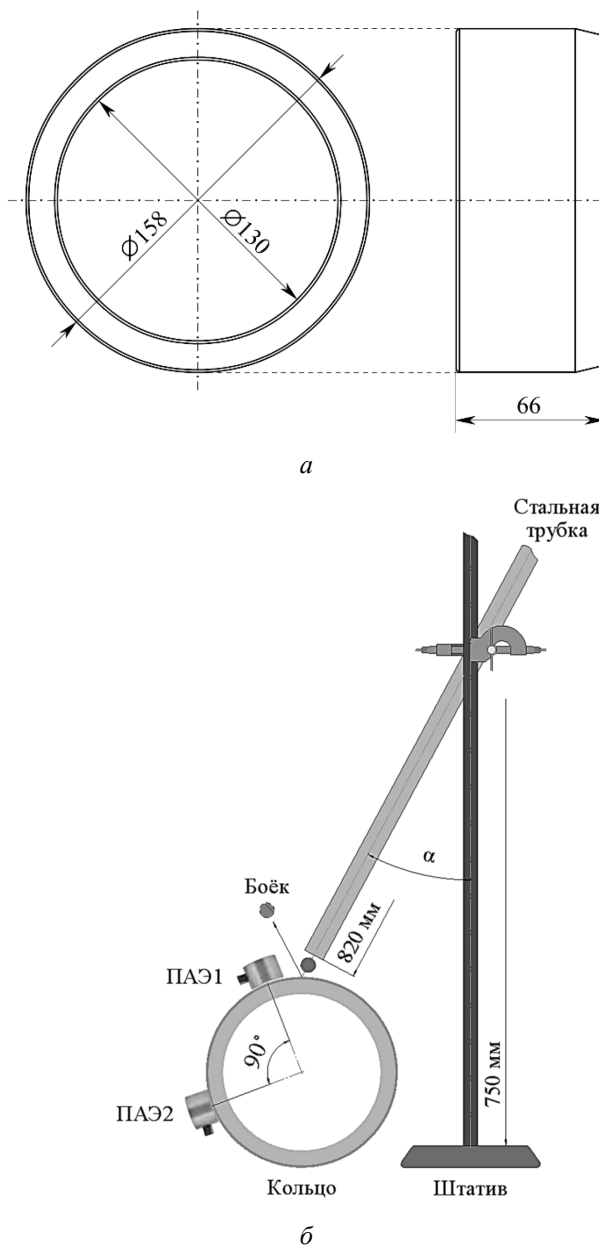


Рис. 1. Размеры внутреннего переднего кольца подшипника (а) и схема эксперимента (б): ПАЭ1 и ПАЭ2 – пьезоэлектрические преобразователи

Fig. 1. Dimensions of the inner ring of a bearing (а) and schematic course of experiment (б): ПАЭ1 and ПАЭ2 – piezoelectric transducer

В экспериментах использовались два типа ПЭП: GT-300 и ПЭП собственного изготовления с плоской пьезопластиной ЦТС-19 круглой формы толщиной и диаметром 15 мм без демпфирования. Первый ПЭП относится к широкополосным с нормированной в паспорте полосой пропускания (100–800) кГц, вторые – к резонансным с частотой 100 кГц. Несмотря на это, сигналы с преобразователей регистрировались в широком частотном диапазоне от 1 до 100 кГц вне рабочей полосы частот ПЭП.

Сигналы оцифровывались запоминающим осциллографом TDS-2014 с временем дискретизации 0,8 мкс, сохранялись и обрабатывались на ЭВМ.

Исследование параметров собственных колебаний свободного кольца подшипника проводилось при различных граничных условиях (рис. 2), для вариации которых кольца устанавливались на деревянную подставку толщиной

24 мм (рис. 2, а), ветошь (рис. 2, б), стальную подставку (рис. 2, в) и подвешивались на стальном стержне диаметром 12 мм (рис. 2, г). Спектральный состав свободных колебаний колец практически не зависит от способа установки кольца (на подставке или подвесе) и от материала подставки. Исследование реальных пресовых соединений выполняли в условиях депо на колесных парах, установленных на рельсы.

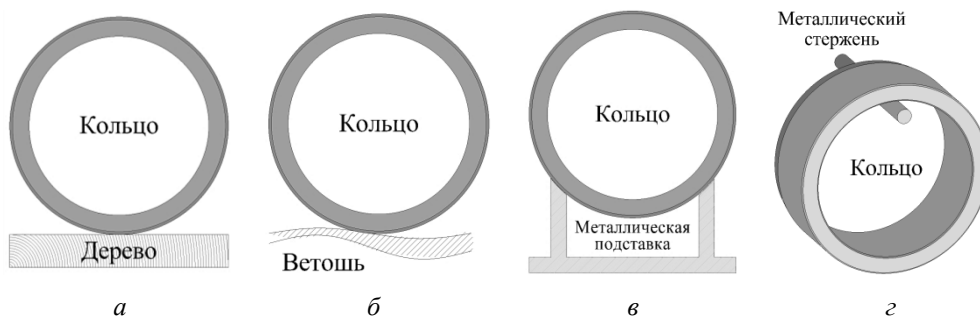


Рис. 2. Способы установки свободного кольца подшипника при исследовании влияния граничных условий на характеристики свободных колебаний: а, б, в – разные опоры, г – подвес

Fig. 2. Methods of installing a free bearing ring in the study of the influence of boundary conditions on the characteristics of free oscillations: а, б, в – different supports, г – suspension

### Результаты исследования

Регистрируемые сигналы имеют характерную для затухающих колебаний форму (рис. 3) с временем затухания от 1 до 4 мс. Сигналы на двух ПЭП, ориентированных под углом 90°, не коррелированы, так как не имеют постоянного сдвига фаз. Сигналы ПЭП представляют собой суперпозицию собственных (нормальных) колебаний

кольца. В зависимости от порядка симметрии вращения  $n$  колебаний кольца могут иметь различные сдвиги фаз на двух ПЭП. Например, на рис. 3 в увеличенном масштабе приведены фрагменты сигналов со сдвигом фаз 0° и 180°. Первые характерны для аксиально-симметричных нормальных колебаний, вторые – для колебаний второго порядка симметрии вращения  $n = 2$ .

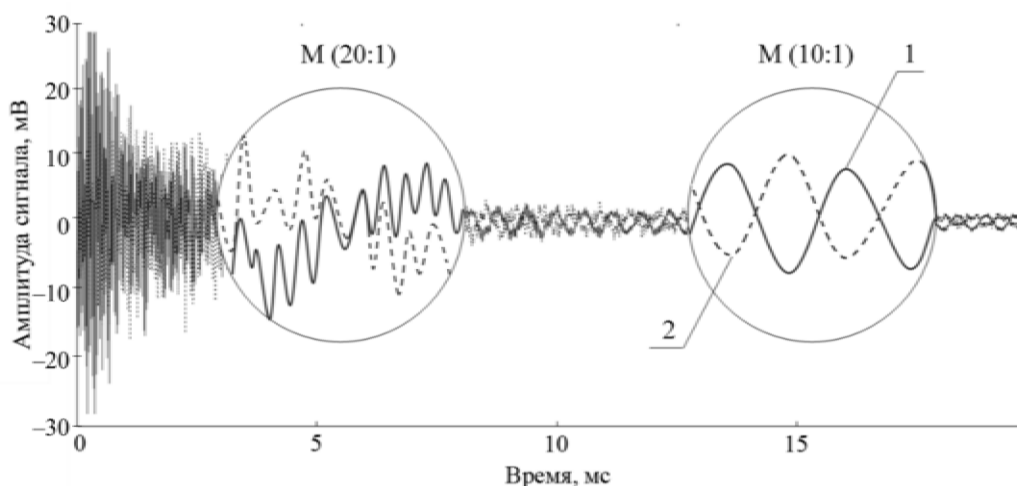


Рис. 3. Характерная форма сигналов, зарегистрированных на свободном кольце подшипника, двумя ПЭП 1 и 2, ориентированными под углом 90°

Fig. 3. The characteristic shape of the signals registered on the free ring of the bearing by two converters oriented at an angle of 90°

Амплитудно-частотные характеристики сигналов, регистрируемых в свободных кольцах

(рис. 4), имеют 25 однозначно идентифицируемых локальных максимумов в диапазоне частот

от 0 до 50 кГц. В образцах с натягом отсутствуют низкочастотные колебания с частотой менее 15 кГц, а количество собственных частот в диа-

пазоне от 15 до 50 кГц не превышает 14. Собственные частоты свободных колец и образцов не совпадают с учетом погрешности 0,05 кГц.

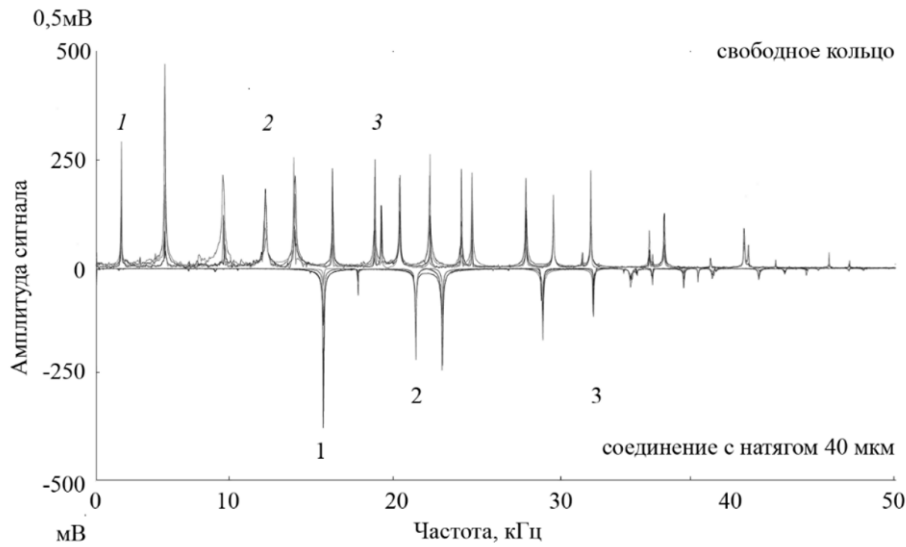


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики сигналов с ПАЭ для колец в свободном состоянии с различными условиями установки (см. рис. 2) и для прессовых соединений колец с валом  
 Fig. 4. Spectral characteristics of the signal from the converter for rings in the free state with different installation conditions (see Fig. 2) and for press connections of rings with shaft

Методом конечных элементов выполнен анализ собственных частот кольца и образца. Размеры кольца показаны на рис. 1, б. Упругие модули для расчета определялись по справочным данным для стали ШХ4. Сетка тетрагональная со средним размером элементов 1 мм. В результате анализа определялся ряд собственных частот и соответствующие им формы колебаний. Для собственных частот, имеющих выраженный максимум в экспериментальном спектре, приведены соответствующие

им формы колебаний. Осесимметричные собственные колебания кольца и образца приведены на рис. 5, з, и л. Колебания, имеющие осевую симметрию  $n$ -го порядка, совпадают сами с собой при повороте на угол  $(360/n)^\circ$ . Второй порядок симметрии  $n = 2$  наблюдается для колебаний кольца *a* и образца *e* и *ж* на рис. 5, третий порядок симметрии  $n = 3$  – для *б* и *и*. Точками на рисунке обозначены узлы с нулевой радиальной амплитудой колебаний.

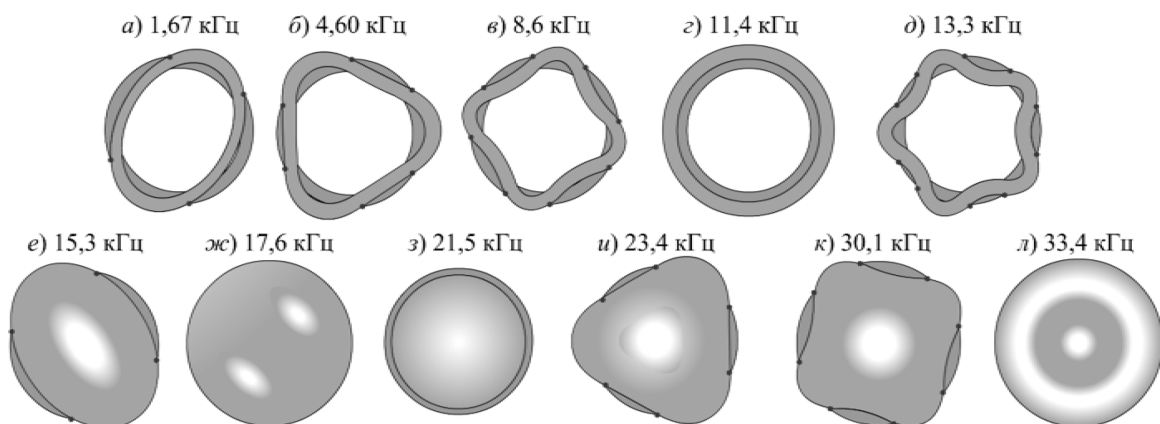


Рис. 5. Собственные частоты и форма колебаний свободного кольца (а–д) и образца натяга (е–л), точками обозначены узлы колебаний

Fig. 5. The eigenfrequencies and the shape of the oscillations of the free ring (a–d) and the sample of interference fit (e–l), the points indicate the nodes of the oscillations

Рассчитанные методом конечных элементов собственные частоты с достаточно высокой точностью (относительная погрешность не превышает 2 %) соответствуют экспериментально установленным значениям (рис. 6). Коэффициент корреляции экспериментальных значений частот  $f_E$  и рассчитанных значений частот  $f_T$  для свободного кольца и для образца натяга превышает 0,99.

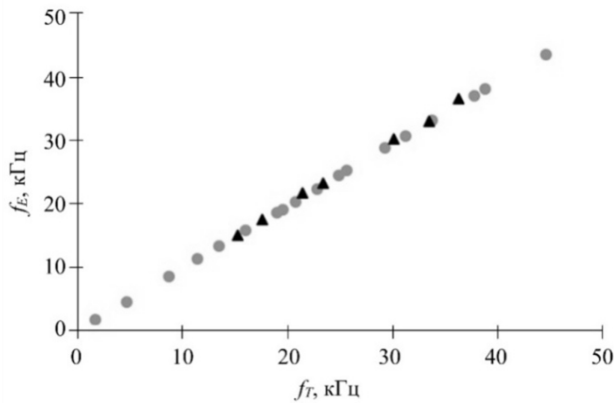
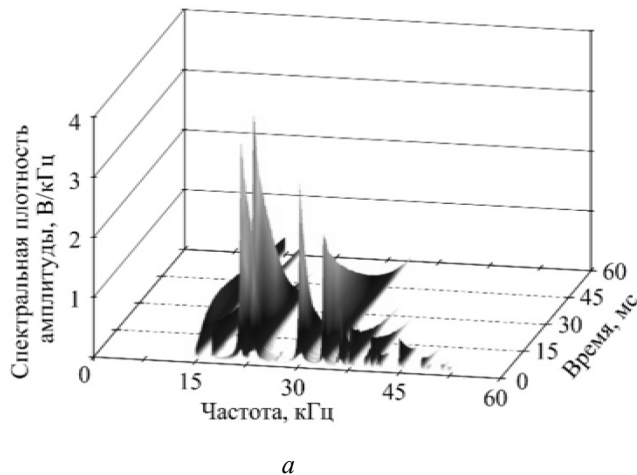
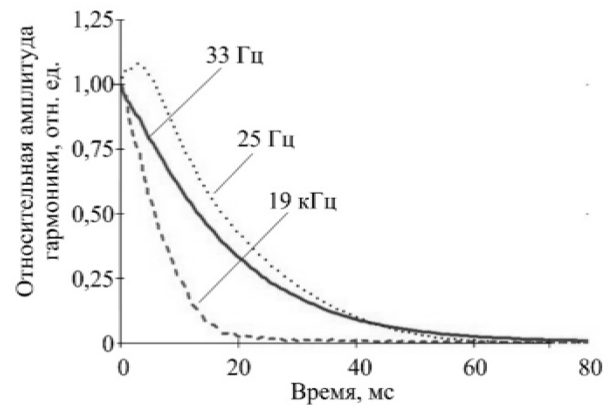


Рис. 6. Зависимости частот в спектре сигнала  $f_E$  от рассчитанных методом конечных элементов  $f_T$  для кольца (O) и образца (Δ)

Fig. 6. Dependences of frequencies in the signal spectrum  $f_E$  on the expected finite element methods  $f_T$  for rings (O) and sample (Δ)



а



б

Рис. 7. Амплитудно-частотно-временная характеристика свободных колебаний образца натяга 40 мкм (а) и зависимость амплитуды гармоник свободных колебаний кольца подшипника от времени (б)

Fig. 7. Amplitude-frequency-time characteristic of free oscillations of sample of interference fit of 40 μm (a) and dependence of the amplitude of harmonics of free oscillations of the bearing ring on time (b)

Разница частот  $\Delta f$  обусловлена как различным влиянием граничных условий, так и отклонениями формы кольца подшипника от симметрии вращения. Суперпозиция колебаний проявляется в виде немонотонной зависимости амплитуды от времени на всех собственных

Для анализа закономерностей затухания свободных колебаний выполнено преобразование фурье-сигнала в последовательных временных окнах длительностью 13 мс с шагом 0,8 мс. Амплитудно-частотно-временная характеристика приведена на рис. 7, а. Все гармоники сигнала являются затухающими с характерными временами от 2 до 30 мс. В примере на рис. 7, б приведены временные зависимости для трех гармоник 19, 25 и 33 кГц, свободного кольца подшипника с характерными временами затухания 7, 17 и 19 мс соответственно.

Для отдельных гармоник экспоненциальный закон уменьшения амплитуды не выполняется. В некоторых экспериментальных данных это проявляется настолько значительно, что приводит к немонотонности изменения амплитуды сигнала и появлению локальных максимумов, например на частоте 14 кГц на рис. 7, а и на частоте 25 кГц на рис. 7, б. Причина связана с биениями сигнала ПЭП, которые возникают из-за одновременного возбуждения двух собственных колебаний осевой симметрии одного  $n$ -го порядка. В случае если угол между колебаниями не кратен  $(360/n)^\circ$ , собственные частоты этих колебания различаются на относительно малую величину:

$$\Delta f = f_2 - f_1 \ll f_1, f_2.$$

частотах с осевой симметрией  $n$ -го порядка, кроме осесимметричных колебаний.

Биения сильно зависят от первоначального ударного воздействия и чувствительны к малым изменениям скорости, направлению и местам удара. Возникающая в этих условиях нестационарность и невоспроизводимость сигналов ПЭП

затрудняет измерение коэффициентов затухания собственных колебаний осевой симметрией любого порядка  $n$ , кроме осесимметричных. Несмотря на это, зависимость времени затухания свободных колебаний от частоты может быть использована для избирательного анализа спектра свободных колебаний.

На рис. 8 приведены спектры свободных колебаний колец подшипников, напрессованных на шейки осей колесных пар. Спектры вычислялись с помощью алгоритмов быстрого преобразования Фурье на интервале сигнала длительностью

26 мс, начало интервала сдвинуто относительно начала сигнала на 0,4 мс (рис. 8, *а, в, з, д*) и на 3,2 мс (рис. 8, *б*). Спектры *а, б, в* получены на кольце, надетом на шейку оси вручную, без натяга. Спектры *а, б* соответствуют заполненному индустриальным маслом зазору между контактирующими поверхностями кольца и осью, *в* – «сухому» соединению. Для пресового соединения с плотной посадкой (натяг от 40 до 50 мкм) спектр приведен на рис. 8, *з*, со слабой пресовой посадкой с натягом 5 мкм – на рис. 8, *д*.

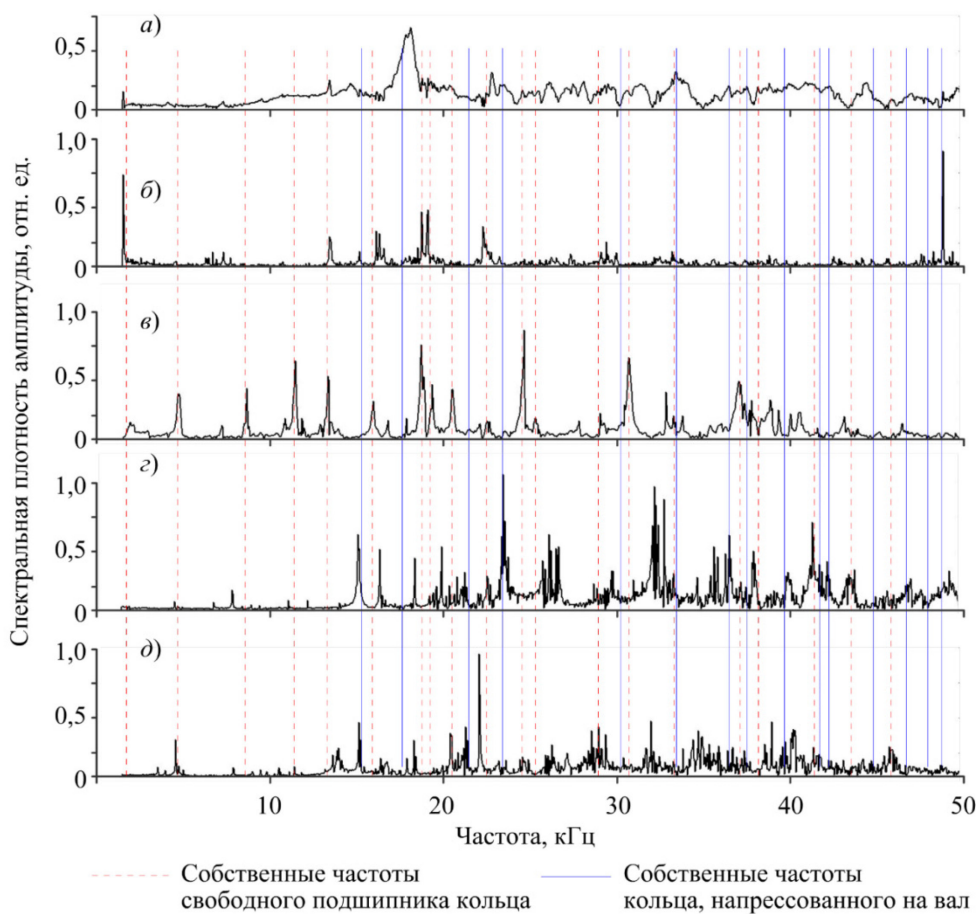


Рис. 8. Спектры свободных колебаний колец подшипников на шейках осей колесных пар: *а* – кольцо свободно вращается, шейка оси покрыта маслом; *б* – то же, начало интервала вычисления спектра сдвинуто от начала сигнала на 3,2 мс; *в* – то же, шейка оси сухая; *з* и *д* – неподвижное соединение кольца с осью с натягом более 40 мкм и менее 5 мкм соответственно

Fig. 8. Spectra of free vibrations of bearing rings on the axle journals of wheel pairs: *a*) the ring rotates freely, the axle journal is covered with oil; *b*) also, the beginning of the spectrum calculation interval is shifted from the beginning of the signal by 3.2 ms; *c*) also, the axle neck is dry; *d*) and *e*) fixed connection of the ring with the axis with an interference fit of more than 40 microns and less than 5 microns, respectively

Наличие масла в месте контакта кольца с осью без натяга (рис. 8, *а*) существенно искажает спектр, который из линейчатого становится сплошным. Масляный слой значительно, в 500 раз и более, уменьшает амплитуду гармоник свободных колебаний кольца. При этом вклад в спектр переходных процессов, вызван-

ных взаимодействием бойка с кольцом, оказывается в 8–10 раз больше. Для повышения отношения сигнал-шум вычисление спектра проводилось на интервале со смещением от начала сигнала на 3,2 мс (рис. 8, *б*), что позволило обнаружить совпадение спектра гармоник колебаний со спектром свободного кольца подшипни-

ка на частотах: 1,6; 13,5; 18,8; 19,2; 22,3 кГц. Всего установлено совпадение 5 частот из 11 в анализируемом диапазоне от 0 до 25 кГц с погрешностью не более 0,1 кГц. На частотах более 25 кГц совпадений не обнаружено.

В спектре колебаний колец, надетых на ось вручную без масла (рис. 8, в), однозначно идентифицируются 9 пиков спектральной плотности амплитуды на собственных частотах свободного кольца до значения 25 кГц, а на частотах от 25 до 50 кГц – 2 пика.

Спектры свободных колебаний прессовых соединений колец с осью с допустимым натягом (рис. 8, з) и слабым, близким к нулю (рис. 8, д), подобны. Аналогично спектрам образцов натяга прессовых соединений (см. рис. 4) спектральные линии сосредоточены в области более 15 кГц. Спектральные линии прессовых соединений совпадают с собственными частотами образцов: 15,3 и 23,4 кГц. Для соединений со слабым натягом в отличие от соединений с плотным прилеганием кольца к оси (натяг более 40 мкм) в спектре обнаруживаются собственные частоты свободного кольца 4,6 и 20,4 кГц (рис. 8, д).

#### Анализ результатов

Экспериментально методом свободных колебаний и теоретически методом конечных элементов определены собственные частоты колец подшипников и образцов прессовых соединений колец и валов в диапазоне частот от 0,5 до 50 кГц. Относительное отклонение экспериментальных значений от теоретических не превышает 2 %.

Свободные колебания затухают с характерным временем от 2 до 30 мс. Зависимость амплитуды колебаний от времени удовлетворительно описывается экспоненциальной функцией только для осесимметричных колебаний. Для других типов колебаний амплитуда сложным образом изменяется во времени, в том числе немонотонно. Явление биений связано с одновременным возбуждением на близких частотах двух и более колебаний, пучности и узлы которых в пространстве не совпадают. Биения сильно зависят от начальных условий и чувствительны к малым изменениям первоначального воздействия. Исключение составляют осесимметричные колебания, амплитуда которых монотонно убывает со временем по экспоненциальному закону.

Разные времена затухания могут быть использованы для избирательного обнаружения медленно затухающих гармоник. Смещение «окна» вычисления спектра относительно нача-

ла сигнала на время  $\Delta t$  позволит повысить относительную амплитуду гармоник, характерное время затухания которых больше неинформативных составляющих спектра сигнала.

#### Основные выводы

Критерием неплотности прилегания кольца к шейке оси колесной пары является наличие в спектре свободных колебаний прессовых соединений собственных частот свободного кольца подшипника. Для соединения, в котором кольцо свободно надето на ось без натяга, однозначно обнаруживаются 9 собственных частот свободного кольца из 11 в диапазоне от 0,5 до 25 кГц. Добавление индустриального масла в соединение снижает амплитуду информативных гармоник в 500 раз, при этом отдельные гармоники в спектре не идентифицируются. Для их регистрации может быть использовано смещение интервала быстрого преобразования Фурье на 3,2 мс, что позволяет повысить амплитуду информативных составляющих сигнала и однозначно идентифицировать 5 собственных частот спектра свободного кольца.

В условиях вагоноремонтного предприятия показано, что в спектре свободных колебаний прессовых соединений колец с шейками осей с нормативным натягом от 40 до 110 мкм в диапазоне частот от 0,5 до 25 кГц отсутствуют гармоники на собственных частотах свободных колец подшипников. Неплотность прилегания кольца к шейке оси является причиной появления гармонических затухающих колебаний хотя бы на одной собственной частоте свободного кольца. Разработанный способ может быть использован для оценки надежности прессовых соединений колец подшипников на валы и оси колесных пар.

#### Библиографические ссылки

1. Мартыненко Л. В. Безопасность и эксплуатация железнодорожного транспорта при выполнении комплексных работ по неразрушающему контролю подшипников буксовых узлов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2021. № 3 (71). С. 193–200. DOI: 10.26731/1813-9108.2021.3(71).193-200.
2. Влияние динамической нагруженности и дефектов роликов буксового подшипника на безопасность движения грузовых вагонов в эксплуатации / И. И. Галиев, В. А. Николаев, Б. Б. Сергеев, Е. А. Самохвалов, Д. Ю. Лукас // Известия Транссиба. 2016. № 4 (16). С. 102–110.
3. Мордасов Д. М., Фатеев Ю. Г., Зотов С. В. Исследование причин преждевременного разрушения подшипников буксового узла // Вестник Тамбовского государственного технического университета.



2015. Т. 21, № 4. С. 656–695. DOI: 10.17277/vestnik.2015.04. pp.686-695.
4. Karlsen, Ø., Lemu, H.G. (2020). On Modelling Techniques for Mechanical Joints: Literature Study. In: Wang, Y., Martinsen, K., Yu, T., Wang, K. (eds) *Advanced Manufacturing and Automation IX. IWAMA 2019. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 634. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-2341-0\\_15](https://doi.org/10.1007/978-981-15-2341-0_15)
5. Тяпаев С. В., Снитко Н. Г. Реализация сплошного неразрушающего контроля бездефектности поверхностного слоя деталей в производстве буксовых подшипников для подвижного железнодорожного состава // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2013. № 1. С. 35–40.
6. Горбунов В. В., Самойлова Е. М., Игнатьев А. А. Автоматизация вихретокового контроля поверхностного слоя деталей подшипников с применением технологии нейронных сетей // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2016. № 4 (40). С. 114–122. DOI: 10.21685/2072-3059-2016-4-11.
7. Ададуров А. С., Романова А. А. Критерии достоверности результатов диагностики буксовых узлов грузовых вагонов акустическими методами // Транспорт Российской Федерации. 2019. № 5 (84). С. 57–61.
8. Ададуров А. С. Алгоритмы идентификации сигналов дефектного буксового узла постовой системы ранней диагностики // Транспорт Российской Федерации. 2018. № 5 (78). С. 58–62.
9. Есиркепов А. Н., Жирнова Е. А. Распознавание дефектов буксовых подшипников на основе анализа характеристик вибросигналов // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2015. Т. 2, № 11. С. 81–82.
10. Мартыненко Л. В., Кушков М. Г. Оценка состояния буксовых узлов колесных пар грузовых // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2021. № 1 (69). С. 97–103. DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).97-103.
11. Вероятностно-статистический критерий оценки состояния по параметрам виброакустического сигнала / И. С. Кудрявцева, А. П. Науменко, А. М. Демин, А. И. Одинец // Динамика систем, механизмов и машин. 2019. Т. 7. № 2. С. 113–122. DOI: 10.25206/2310-9793-7-2-113-122.
12. Костюков В. Н., Науменко А. П., Кудрявцева И. С. Диагностика подшипников качения по параметрам характеристической функции // Динамика систем, механизмов и машин. 2014. № 4. С. 142–145.
13. Степанова Л. Н., Бехер С. А., Тенитлов Е. С. Контроль колец подшипников локомотива методом акустической эмиссии // Дефектоскопия. 2009. № 9. С. 49–55.
14. Ser'eznov, A. N. Rapidly working diagnostic acoustic emission system / A. N. Ser'eznov, V. V. Murav'ev, L. N. Stepanova [et al.] // Defektoskopiya. 1998. No 7. P. 8-14. EDN MPBVSR.
15. Акустико-эмиссионный комплекс для контроля колец подшипников локомотива / В. Н. Пустовой, В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова, В. П. Кутовой, Е. В. Бояркин // Контроль. Диагностика. 2002. № 6. С. 42–45.
16. АЭ-контроль динамического оборудования на примере роликовых опор вращающихся печей / С. В. Елизаров, В. А. Барат, В. В. Бардаков, Д. В. Чернов, Д. А. Терентьев // Контроль. Диагностика. 2021. Т. 24, № 12 (282). С. 46–62. DOI: 10.14489/td.2017.07.pp.004-011.
17. Буденков Г. А., Стрижак В. А., Вахрамеева Е. В. Источники волн, имитирующих сигналы акустической эмиссии // Дефектоскопия. 2008. № 4. С. 11-18. EDN JSBDYT.
18. Сенько В. И., Чернин Р. И., Гориченко С. Ф. Оценка прочности сопряжения колец буксовых подшипников с шейками осей колесных пар // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: наука и транспорт. 2009. № 1 (18). С. 5–7.
19. Муравьев В. В., Муравьев Т. В. Расчет процесса передачи акустического сигнала через трибосопряжение внутреннего кольца подшипника и оси колесной пары // Дефектоскопия. 2007. № 2. С. 16–26.
20. Контроль натяга колец подшипников поверхностными волнами с использованием эффекта акустоупругости / С. А. Бехер, Л. Н. Степанова, А. О. Рыжова, А. Л. Бобров // Дефектоскопия. 2021. № 4. С. 13–21. DOI: 10.31857/S0130308221040023.
21. Холодилов О. В., Кузнецова М. Г., Маркавцов А. А. Использование конечно-элементного анализа при разработке методики безразборной АЭ-диагностики состояния буксовых подшипников // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: наука и транспорт. 2020. № 2 (41). С. 52-55.

## References

1. Martynenko L.V. [Safety and operation of railway transport when performing complex works on non-destructive testing of axle box bearings]. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2021, no. 3 (71), pp. 193-200 (in Russ.). DOI: 10.26731/1813-9108.2021.3(71).193-200.
2. Galiev I.I., Nikolaev V.A., Sergeev B.B., Samohvalov E.A., Lukas D.YU. [The influence of dynamic loading and defects of axle bearing rollers on the safety of freight cars in operation]. *Journal of Transsib Railway Studies*, 2016, no. 4 (16), pp. 102-110 (in Russ.). EDN: RSYWKN.
3. Mordasov D.M., Fateev YU.G., Zotov S.V. [Investigation of the causes of premature destruction of axle box bearings]. *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2015, vol. 21, no. 4, pp. 656-695, (in Russ.). DOI: 10.17277/vestnik.2015.04.pp.686-695.
4. Karlsen Ø., Lemu H.G. On Modelling Techniques for Mechanical Joints: Literature Study. In Wang, Y., Martinsen, K., Yu, T., Wang, K. (eds) *Advanced Manufacturing and Automation IX. IWAMA 2019. Lecture*



*Notes in Electrical Engineering*, vol 634. Springer, Singapore. doi.org/10.1007/978-981-15-2341-0\_15.

5. Tyapaev S.V., Snitko N.G. [Implementation of continuous non-destructive testing of the defect-free surface layer of parts in the production of box bearings for rolling stock]. *Vniizht Bulletin (Railway Research Institute Bulletin)*, 2013, no. 1, pp. 35-40 (in Russ.). EDN: PVWAWT.

6. Gorbunov V.V., Samojlova E.M., Ignat'ev A.A. [Automation of eddy current control of the surface layer of bearing parts using neural network technology]. *University proceedings. Volga region. Technical sciences*, 2016, no. 4 (40), pp. 114-122 (in Russ.). DOI: 10.21685/2072-3059-2016-4-11.

7. Adadurov A.S., Romanova A.A. [Criteria for the reliability of the results of diagnostics of axle boxes of freight cars by acoustic methods]. *Transport of the Russian Federation*, 2019, no. 5 (84), pp. 57-61 (in Russ.). EDN: XZCQJJ.

8. Adadurov A.S. [Algorithms for identifying the signals of a defective box node of an early diagnostic mail system]. *Transport of the Russian Federation*, 2018, no. 5 (78), pp. 58-62 (in Russ.). EDN: YMSLLF.

9. Esirkepov A.N., ZHirnova E.A. [Recognition of axle box bearing defects based on analysis of vibration signal characteristics] *Actual problems of aviation and cosmonautics*, 2015, T. 2, no. 11, pp. 81-82 (in Russ.). EDN: VSCNHD.

10. Martynenko L.V., Kushkov M.G. [Assessment of the condition of axle boxes of wheel sets of freight cars using the vibration diagnostic stand OMSD-03]. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2021, no. 1 (69), pp. 97-103 (in Russ.). DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).97-103.

11. Kudryavceva I.S., Naumenko A.P., Demin A.M., Odinec A.I. [Probabilistic and statistical criterion for assessing the state by the parameters of the vibroacoustic signal]. *Dynamics of systems, mechanisms and machines*. 2019. vol. 7, no. 2. pp. 113-122 (in Russ.). DOI: 10.25206/2310-9793-7-2-113-122.

12. Kostyukov V.N., Naumenko A.P., Kudryavceva I.S. [Diagnosis of rolling bearings according to the parameters of the characteristic functions]. *Dynamics of systems, mechanisms and machines*, 2014, no. 4, pp. 142-145 (in Russ.). EDN: SYOUDF.

13. Stepanova L.N., Bekher S.A., Tenitilov E.S. [Inspection of locomotive bearing rings by the acoustic-emission method]. *Russian journal of nondestructive testing*. 2009, no. 9, pp. 631—635 (in Russ.). DOI: 10.1134/S106183090909006X.

14. A. N. Ser'eznov, V. V. Murav'ev, L. N. Stepanova [et al.] [Rapidly working diagnostic acoustic emission system]. *Russian journal of nondestructive testing*, 1998, no. 7, pp. 8-14 (in Russ.). EDN: MPBVSR, DOI: 10.1134/S106183090909006X.

15. Pustovoj V.N., Murav'ev V.V., Stepanova L.N., Kutovoj V.P., Boyarkin E.V. [Acoustic emission complex for control of locomotive bearing rings]. *Testing. Diagnostics*, 2002, no. 6, pp. 42-45 (in Russ.). EDN: PYRXVJ.

16. Elizarov S.V., Barat V.A., Bardakov V.V., Chernov D.V., Terentyev D.A. [AE testing of support rollers of the rotary kilns]. *Testing. Diagnostics*, 2017, no. 7. pp. 4-11 (in Russ.). DOI: 10.14489/td.2017.07.pp.004-011.

17. Budenkov G.A., Strizhak V.A., Vakhrameeva E.V. [A source of waves simulating acoustic-emission signals]. *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 2008, vol. 44, no. 4, pp. 236-241. DOI 10.1134/S1061830908040025.

18. Senko V.I., Chernin R.I., Gorichenko S.F. [Estimation of durability of interface of rings of bearings with necks of axes of wheel pairs] *Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport*, 2009, no. 1 (18), pp. 5-7 (in Russ.). EDN: XAMKWL.

19. Murav'ev V.V., Murav'ev T.V. [Calculation of the acoustic-signal transmission through a tribounit of the interior ring of a bearing and a wheel pair axle]. *Russian journal of nondestructive testing*, 2007, no. 2. pp. 87-94. DOI: 10.1134/S1061830907020039

20. Bekher S.A., Stepanova L.N., Ryzhova A.O., Bobrov A.L. [Testing the loading of bearing rings with surface waves using acoustoelasticity effect]. *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 2021, vol. 57, no. 4. pp. 261-268. DOI: 10.31857/S0130308221040023.

21. Kholodilov O.V., Kuzniatsova M.G., Markavtsov A.A. [Using finite element analysis in the development of techniques unassembled ae-diagnostics of axle bearings] *Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport*, 2020, no. 2 (41), pp. 52-55 (in Russ.). EDN: IADMFT.

## Investigation of Spectral and Temporal Characteristics of Free Vibrations of Bearing Rings Press Joints for Solving Problems of Non-Destructive Testing

*A. O. Ryzhova*, Postgraduate, Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

*S. A. Beher*, DSc in Engineering, Associate Professor, Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

*To determine the possibility of controlling the fit tightness of the press joints of the inner rings of the bearings with the journals of the wheelset axles by the method of free vibrations, experimental studies of the frequency and time patterns of bearing free rings natural vibrations, tuning samples, which are press joints of rings and shafts with interferences from 20 to 90 microns and joints of bearing rings with real axles of wheelsets, received from operation to the mid-life repair in car repair depots.*

*The influence of various boundary conditions on the natural oscillation parameters of the free ring of the bearing has been studied.*

*The natural frequencies of bearing rings in a free state and samples of rings and shafts press joints were experimentally determined. A comparative analysis of the harmonic spectra of their own oscillations was carried out, on the basis of which a criterion for the fit leakage of the ring to the axle neck of the wheelset was found.*

*The finite element method is used to calculate natural frequencies and the corresponding modes of ring vibrations in a free state and interference samples. A comparative analysis with the experimentally obtained frequencies was carried out.*

*To analyze the patterns of free oscillation damping, the Fourier signal transformation was performed. Their amplitude-frequency-time characteristics were obtained.*

*The spectra of free vibrations were calculated for bearing rings put on the axle journal manually, without interference with the gap between the contact surfaces of the axle and the ring filled with industrial oil and without it, for a press connection with a tight fit and for a weak press fit. A comparative analysis of the obtained spectra was carried out, on the basis of which a method for determining the fit leakage of the ring to the axle neck was developed.*

**Keywords:** bearing ring, press fit, mechanical oscillation, free oscillation, eigenfrequency, damping, spectrum.

Получено: 25.04.22