

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_60

УДК 621.822.6

Б. М. Моргалик, А. П. Прудников, Д. М. Ковалев

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

B. M. Morgalik, A. P. Prudnikov, D. M. Kovalev

VIBROACOUSTIC MONITORING OF THE CONDITION OF ROLLER BEARING ELEMENTS

Аннотация

Статья посвящена вопросу изучения и разработки методов контроля технического состояния элементов подшипников качения и прогнозирования работоспособности подшипников качения без их демонтажа. Приведены характеристики разработанного стенда для виброакустической диагностики подшипников качения и полученные виброакустические параметры диагностируемого подшипника. Даны рекомендации по разработке встраиваемой системы мониторинга состояния подшипников качения колесно-моторных блоков подвижного состава железнодорожного транспорта.

Ключевые слова:

вибрация, подшипник, дефект, диагностика.

Для цитирования:

Моргалик, Б. М. Виброакустический контроль состояния элементов подшипников качения / Б. М. Моргалик, А. П. Прудников, Д. М. Ковалев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 60–68.

Abstract

The article deals with the study and development of methods for monitoring the technical condition of elements of roller bearings and predicting the performance of roller bearings without dismantling them. Characteristics of the stand developed for vibroacoustic diagnostics of roller bearings are given, as well as vibroacoustic parameters of the bearing diagnosed. Recommendations are presented for the development of an embedded system to monitor the condition of roller bearings in wheel-motor blocks of the railway rolling stock.

Keywords:

vibration, bearing, defect, diagnostics.

For citation:

Morgalik, B. M. Vibroacoustic monitoring of the condition of roller bearing elements / B. M. Morgalik, A. P. Prudnikov, D. M. Kovalev // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 60–68.

В настоящее время вопросу виброакустической диагностики элементов редукторов, мультипликаторов уделяется достаточно много внимания, особенно в контексте эксплуатации подшипников качения, являющихся основным компонентом, обеспечивающим вращение валов, передающих крутящий момент в технологическом оборудовании.

Подшипники качения являются одними из наиболее распространенных компонентов конструкции упомянутых механизмов и одновременно наиболее уязвимыми элементами, которые во многом определяют работоспособность и отказоустойчивость оборудования [1].

Особенностью снижения работоспособности и появления дефектов

подшипников качения, заклинивания, разрушения наружных и внутренних колец, элементов качения и сепараторов является то, что подобные явления могут происходить как внезапно, трактуясь как «внезапный отказ», так и постепенно – «постепенный отказ», сопровождаясь явными, визуальными диагностическими признаками в виде разрушения колец сепараторов, бриннелирования, разрушения элементов качения, возникновения трещин наружных и внутренних колец [2].

На рис. 1 визуально наблюдается разрушение элементов, фиксирующих сепаратор. Подобные дефекты являются следствием неверно подобранных режимов эксплуатации, ошибок демонтажа и монтажа, чрезмерных нагрузок на

наружное кольцо подшипника. Как правило, диагностика и, как следствие, выявление дефектов в настоящее время осуществляются без демонтажа исследуемого объекта с применением методов виброакустической диагностики. Методы виброакустической диагностики и мониторинга на основе анализа составляющих виброперемещений, виброскорости, виброускорений и их узкополосного спектра позволяют получить вполне устойчивые и достоверные результаты [3]. Однако следует отметить, что каждый конкретный дефект подлежит отдельному анализу, исследованию и выявлению. Подобным образом решается и вопрос с состоянием сепаратора подшипника качения.

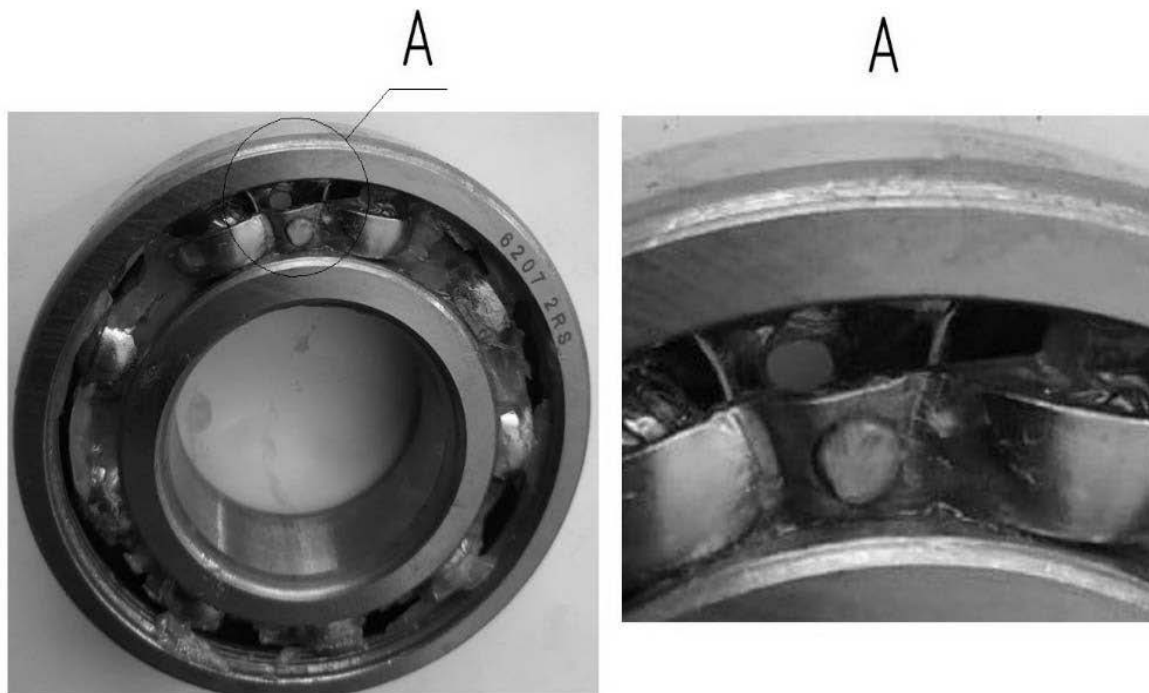


Рис. 1. Разрушение сепаратора шарикового радиального подшипника

Для этих целей был спроектирован и создан исследовательский стенд виброакустической диагностики, представленный на рис. 2.

В качестве объекта для исследований был выбран двухступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор с

передаточным отношением 20,8. Диагностировались опоры ведомого вала – подшипники 207.

Следует отметить, что станина для крепления всех элементов является жесткой конструкцией, верхняя часть которой представляет собой металличе-

ские рельсы с демпфирующими элементами, значительно снижающими внешние вибрации как дополнительный возмущающий фактор.

Анализатор спектра В-363 предназначен для измерения и нормирования уровней шума и виброакустических параметров, поверки вибродатчиков, мо-

ниторинга состояния механизмов, диагностирования механических редукторов, подшипников, проведения гидроакустических измерений.

Подробные характеристики составляющих исследовательского стенда представлены в табл. 1.

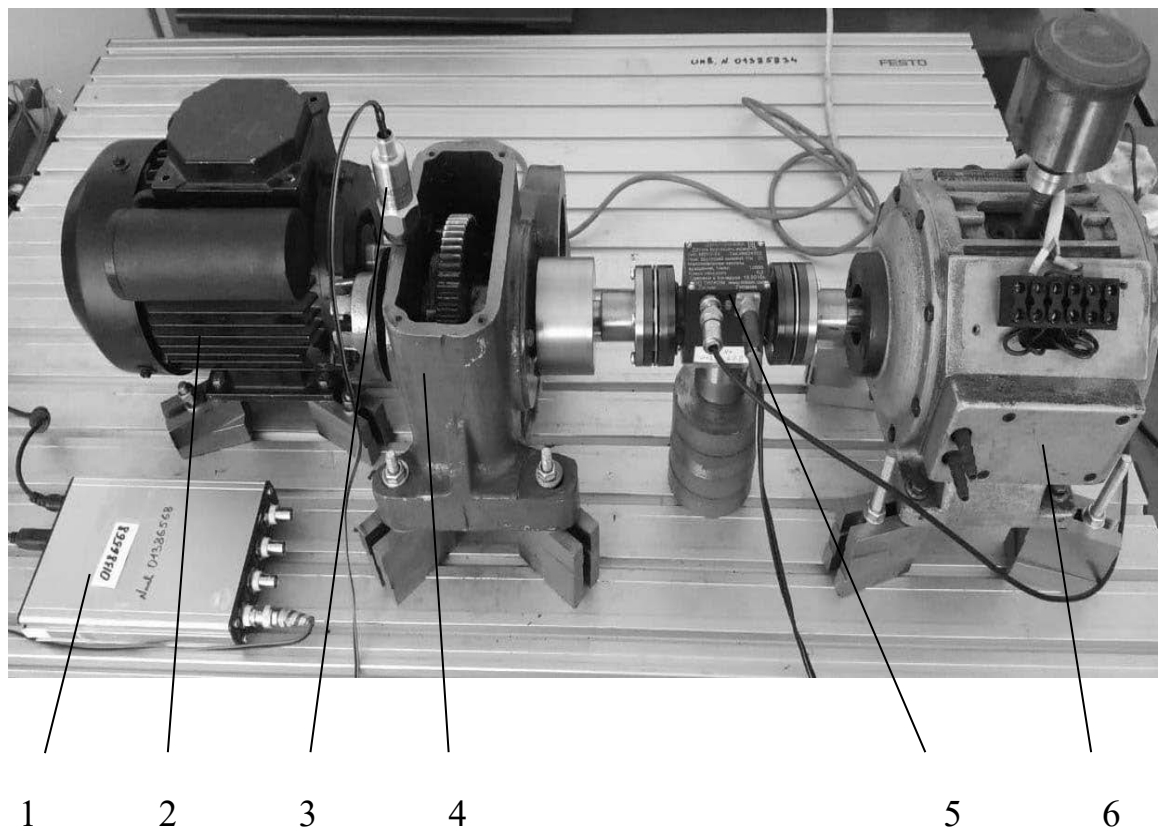


Рис. 2. Исследовательский стенд: 1 – анализатор спектра В-363; 2 – электродвигатель асинхронный АИРЕ 71С4У3; 3 – первичный преобразователь (пьезоакселерометр HS-100); 4 – двухступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор; 5 – датчик крутящего момента и частоты вращения М20С-20; 6 – тормоз порошковый ПТ-2,5М

Полученные виброакустические параметры могут быть сохранены в файл необходимого формата с последующей обработкой в математических пакетах анализа. Место позиционирования первичного преобразователя выбиралось исходя из рекомендаций по диагностике опор качения подшипниковых узлов [4]. Базирование первичного преобразователя HS-100 представлено на рис. 3.

Данная позиция находится вблизи

опоры качения, обеспечивающей вращение выходного вала редуктора и наилучшим образом отвечающей за регистрацию сигнала, характеризующего дефект сепаратора. Следует отметить, что функционирование подшипника в составе редуктора предполагает появление виброакустического сигнала со значительным уровнем шума, поэтому вибрационная характеристика подшипника распределена в широкой полосе частот, которая включает в себя и низ-

кочастотную фоновую составляющую, а фоновое или усредненное значение уровня вибросигнала характеризуется

средним квадратичным значением виброскорости (СКЗ).

Табл. 1. Характеристики составляющих исследовательского стенда

Составляющая исследовательского стенда	Характеристика
Анализатор спектра В-363	Количество измерительных сигналов 4. Входной диапазон измерительного канала от $-2,5$ В до $+2,5$ В. Пределы приведенной погрешности при измерении напряжения переменного тока частотой 1 кГц (по отношению к входному диапазону) ± 2 %
Электродвигатель асинхронный АИРЕ 71С4У3	Мощность 0,75 кВт. Частота вращения вала 1340 мин ⁻¹
Первичный преобразователь, пьезоакселерометр HS-100	Осевая чувствительность 100 мВ·с ² /м ± 10 %. Частотный диапазон от 2 Гц до 10 кГц. Относительная поперечная чувствительность менее 5 %. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики ± 5 %
Двухступенчатый, цилиндрический, прямозубый редуктор	Передаточное отношение 20,8
Опоры качения	Подшипник 207. Количество шариков 9. Диаметр шарика 11,112 мм. Динамическая грузоподъемность 25,5 кН. Статическая грузоподъемность 15,3 кН
Датчик крутящего момента и частоты вращения М20С-20	Номинальный крутящий момент 20 Н·м. Максимальная частота вращения 10000 мин ⁻¹ . Пределы основной допускаемой приведенной погрешности измерения номинального крутящего момента $\pm 0,2$ %. Пределы допускаемой относительной погрешности измерения частоты вращения $\pm 0,1$ %
Тормоз порошок ПТ-2,5М	Тормозной момент 0...25 Н·м



Рис. 3. Позиционирование первичного преобразователя HS-100

В моменты времени прохождения через нагруженную зону подшипника качения дефектного элемента сепаратора на вибросигнале, развернутом во времени, появляется четко выраженный пик или импульс. Параметры этого импульса определяются видом, локализацией и степенью развития дефекта сепаратора; в свою очередь, контрольными параметрами данного импульса являются его амплитуда и частота повтора. В этом случае дефектный подшипник, а точнее дефектный элемент, в роли которого выступает сепаратор, генерирует вибрационные составляющие, которые не кратны оборотной частоте, и присутствие в спектре вибрации таких составляющих является явным сигналом дефекта подшипника, для которого требуются своевременная оценка состояния и мероприятия по устранению других возникающих причин.

Величины частот дефектов, а также частот вращения внутренней или внешней обоймы определяют в соответствии с конструктивными параметрами подшипников [5]. В этом случае считается, что компоненты подшипника представляют собой планетарный механизм и проскальзывание в телах качения отсутствует.

Частота вращения сепаратора определяется по формуле

$$f_c = \frac{f_{вр}}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{тк}}{d_c} \cdot \cos \beta \right) \right), \quad (1)$$

где $f_{вр}$ – частота вращения ротора; $d_{тк}$ – диаметр тел качения; d_c – диаметр окружности, проведенной через центры тел качения; β – угол контакта тел качения с дорожками качения.

Частота вращения тел качения определяется по формуле

$$f_{тк} = f_c \cdot \left(\frac{d_c}{d_{тк}} + \cos \beta \right). \quad (2)$$

Частота перекачивания тел качения по наружному кольцу определяется по формуле

$$f_n = f_c \cdot z, \quad (3)$$

где z – число тел качения.

Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу определяется по формуле

$$f_b = (f_{вр} - f_c) \cdot z. \quad (4)$$

Измеренная с помощью датчика М20С-20 угловая скорость вращения, опорой которого выступал диагностируемый подшипник, составила $4,26 \text{ с}^{-1}$.

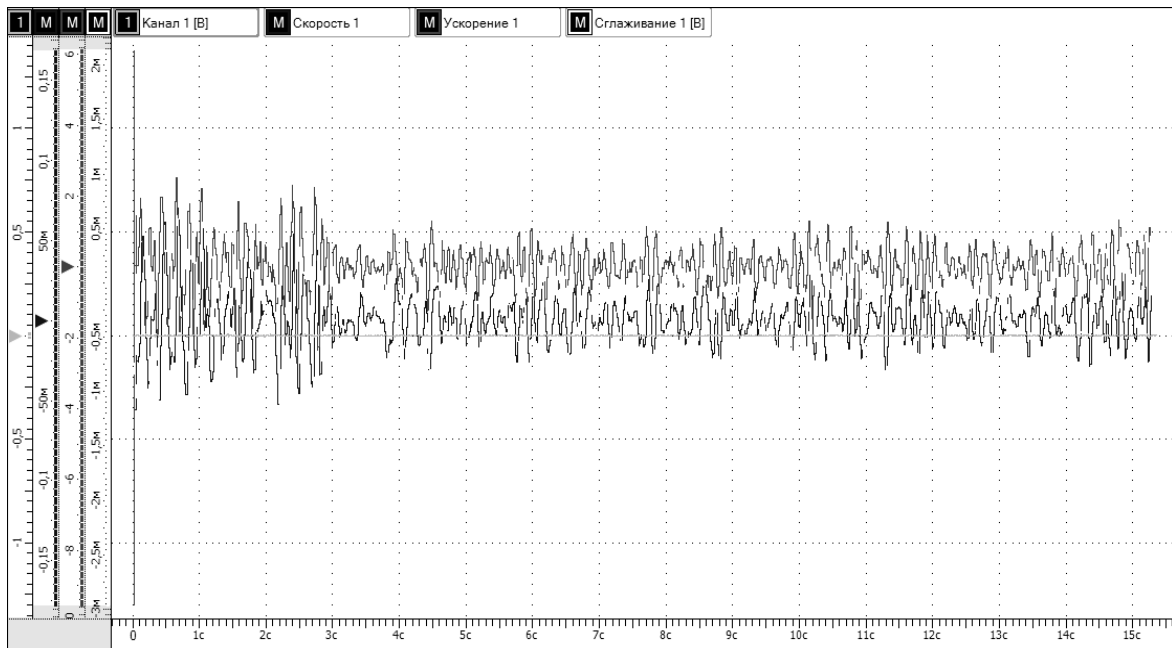
Результаты расчетов частот для элементов диагностируемого подшипника представлены в табл. 2.

На рис. 4 приведены графики виброакустических параметров подшипника с целым и сломанным сепаратором.

Табл. 2. Результаты расчетов частот для диагностируемого подшипника

Частота	Значение
Частота вращения вала	0,678
Частота вращения сепаратора	0,269
Частота вращения тел качения	1,564
Частота перекачивания тел по наружному кольцу	2,419
Частота перекачивания тел по внутреннему кольцу	3,686

а)



б)

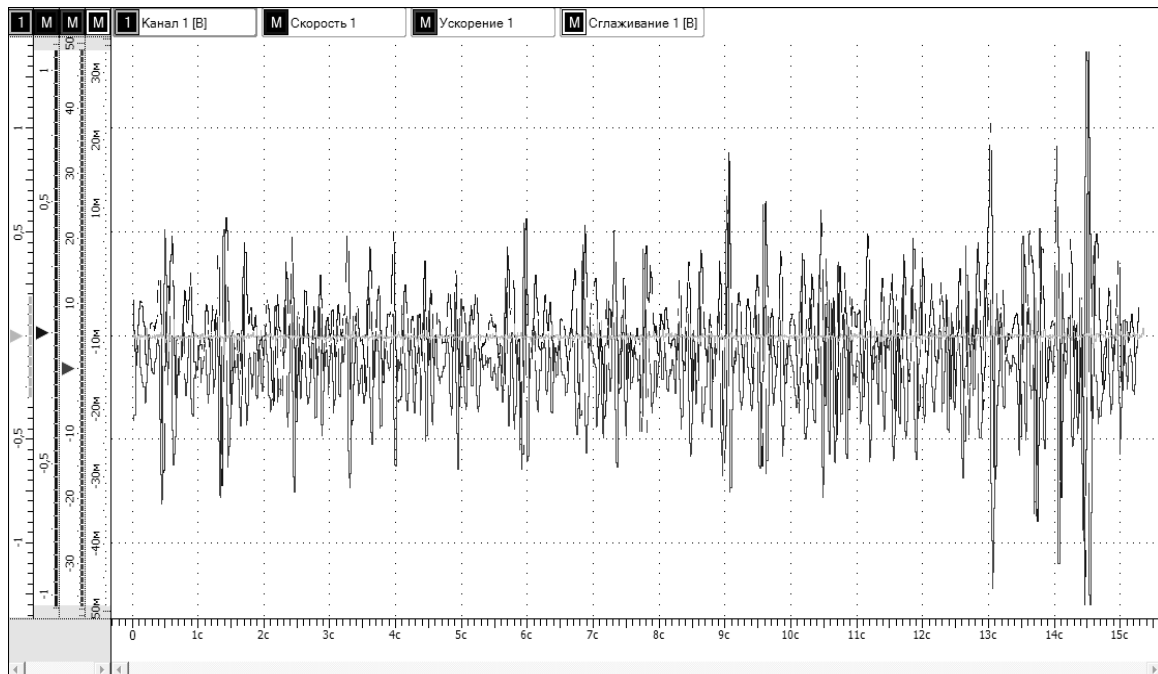


Рис. 4. Графики виброакустических параметров (перемещение, скорость и ускорение) диагностируемого подшипника: а – с целым сепаратором; б – со сломанным сепаратором

Исходя из полученных результатов следует отметить, что в общем случае диагностические сигналы являются негауссовскими, поэтому для повышения чувствительности и достоверности виброакустических методов диагностики необходимы использование негауссовских моделей диагностических сигналов, поиск новых, более полных диагностических характеристик, разработка методов их статистического нахождения. К числу подобных вероятных характеристик следует отнести прежде всего одномерную плотность вероятностей мгновенных значений виброакустических сигналов и амплитуд, а к параметрам – их одномерные и многомерные моменты и кумулянты.

Существует два основных подхода к задаче виброакустической диагностики состояния подшипников – вероятностный и детерминистский, которые в целом не противоречат друг другу [4]. В обоих случаях требуется найти решение, с помощью которого полученный комплекс признаков может быть отнесен к одному из возможных состояний. При вероятностном подходе каждый из комплекса признаков лишь с определенной вероятностью может характеризовать состояние системы. Разброс параметров состояния оценивается с помощью дисперсии как меры рассеивания случайных величин или отклонения их от среднего. Для того чтобы задача диагностики была решена, дисперсия внутри одного класса состояний должна быть меньше по значению, чем расстояние между точками, которые принадлежат разным классам состояний технического объекта. В свою очередь, вероятностный подход определения технического состояния подшипников в настоящее время используется редко, поэтому основное внимание в применении уделено детерминистскому подходу [6]. При детерминистском подходе используется два основных метода для определения технического состояния подшипников:

1) диагностирование по изменению коэффициента амплитудной модуляции вибрации в области 10 кГц. Амплитудная модуляция как параметр является изменением амплитуды периодического колебания, осуществляемого низкочастотной модулирующей функцией;

2) диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах. Диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах предполагает расчет частотного спектра вибрации подшипников для каждого вида и типоразмера объекта исследований.

В частности, для железнодорожного транспорта в настоящее время применяется достаточно широкой спектр виброанализаторов, контролирующих один или в лучшем случае два-три диагностических параметра. В свою очередь, программное обеспечение этих диагностических средств пока не в состоянии учесть весь диапазон режимов эксплуатации транспорта. Следствием этого является невысокая точность и невысокая эффективность постановки диагноза. По отношению к виброакустической диагностике колесно-моторных блоков подвижного состава железнодорожного транспорта как наиболее ответственного элемента ходовой части следует отметить, что основными методами диагностики будут являться и использоваться анализ ударных импульсов, анализ сил трения в смазке, измерение полной мощности подшипниковой вибрации машины. Для железнодорожного транспорта, и в частности для колесно-моторных блоков, характерен широкий диапазон рабочих режимов. На текущий момент контроль состояния подшипников проводится во внештатном режиме работы, как правило на стенде, без учета различия жизненных циклов, в которых находятся отдельные детали отремонтированных подшипников, а также без учета скорости развития одного и того же дефекта в них. В настоящий момент ремонтные орга-

низации железной дороги используют диагностическое оборудование, оценивающее состояние подшипников, сепараторов, тел качения по одному, реже по двум параметрам [7]. Как следствие, подобная оценка не сможет обеспечить высокую точность постановки диагноза, прогнозное состояние подшипников и их элементов. Наряду с этим, оценка состояния подшипников по трем или более параметрам влечет за собой повышение трудоемкости и необходимость использования высокой квалификации специалиста. Снизить трудоемкость и, как следствие, временные затраты возможно с помощью систем внешнего или встроенного автоматического мониторинга. Системы автоматического мониторинга обладают функционалом, способным обеспечить самостоятельное принятие решения по состоянию объекта, и основываются на статистическом анализе контролируемых параметров в аналогичных узлах однотипных сборочных единиц. В этом контексте следует отметить, что основная проблема состоит в том, что один дефект может приводить к изменению группы параметров и один параметр может быть изменен в силу появления нескольких дефектов. Следовательно, задача подобной системы мониторинга может состоять в том, чтобы получить пороговые значения, разделяющие значения каждого из параметров на участки бездефектных узлов, узлов с некритичными дефектами, узлов с критичными дефектами, выявить дефект количественно и в итоге качественно, т. е. определить его вид. Как правило, в состав подобной системы включен порог срабатывания, который позволяет зафиксировать дефект или пропустить его. Для снижения вероятности пропуска дефекта необходим специалист высокой квалификации, который в визуализированном режиме оценит результаты и примет решение о состоянии объекта. Таким образом, в условиях неуточненных режимов эксплуатации ко-

лесно-моторных блоков оптимальным представляется симбиоз из решения системы мониторинга, которое, в свою очередь, является базовым для формирования вердикта специалиста.

В целях получения достоверных результатов мониторинга состояния подшипников качения колесно-моторных блоков в соответствии с изложенными предпосылками следует решить несколько задач одновременно. Во-первых, это использование систем для выявления дефектов как минимум нескольких несвязанных диагностических параметров. Подобная задача в системах контроля и мониторинга может решаться с применением диагностических параметров, которые содержатся в спектре ударного импульсного происхождения, а также в спектре, который сгенерирован силами трения. Отдельные неисправности сепаратора можно зафиксировать и по вибрациям, появляющимся из-за сил трения, и по спектру ударного происхождения, когда наблюдается относительный перекося наружного и внутреннего колец, вызывающий перекося сепаратора и, как следствие, ошибки динамического позиционирования тел качения в [8]. Следующей задачей в оценке состояния может являться контроль всех подшипников, конструктивно находящихся в едином сборочном узле колесно-моторного блока с наблюдаемой диагностической точкой. Подобных контрольных точек доступа может быть от пяти до семи. Для этих точек допустимо проводить регулярную диагностику с определенным временным интервалом в нагруженных режимах работы и желательно с динамичной сменой режимов функционирования. Причем диагностирование этих точек необходимо сочетать с проведением операций регламентного технического обслуживания. Существующие ярко выраженные дефекты подшипников или сепараторов после проведения регламентного технического обслуживания не устраняются и имеют стойкий пе-

риодичный характерный выброс амплитудного значения в вибрационном спектре. Последняя задача предполагает дублирующий контроль в удаленном доступе к результатам диагностирования. Как правило, на разных этапах эксплуатации технического объекта может возникать ситуация, требующая привлечения технических экспертов высокой квалификации, формирующих окончательную оценку, когда мнения штатного сотрудника недостаточно [9]. В этом случае вариантом, наилучшим образом подходящим для решения проблемы, являются разработка и внед-

рение встраиваемой системы мониторинга с возможностью передачи данных посредством глобальной сети в экспертный центр для постановки окончательного диагноза. Подобная бортовая система, встраиваемая в общую структуру управления и контроля техническим объектом, может содержать подсистемы получения и преобразования данных, подсистему анализа и принятия решения на основе алгоритмов распознавания образов (АРО) и искусственного интеллекта (ИИ), а также подсистему двухсторонней связи в режиме реального времени.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Цюренко, В. Н.** Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. – Москва: Транспорт, 1982. – 96 с.
2. **Аверин, Н. А.** Исследования нагруженности полиамидных сепараторов для буксовых подшипников методом конечных элементов / Н. А. Аверин, О. А. Русанов, С. Г. Иванов / Вестн. ВНИИЖТ. – 2007. – № 3. – С. 24–26.
3. **Павлов, Б. В.** Акустическая диагностика механизмов / Б. В. Павлов. – Москва: Машиностроение, 1971. – 224 с.
4. **Барков, А. В.** Вибрационная диагностика колесно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. В. Федорищев. – Санкт-Петербург: Севзапучцентр, 2019. – 100 с.
5. **Могильнер, А. И.** Опыт использования системного подхода при решении задач акустической диагностики механизмов / А. И. Могильнер, Д. М. Швецов. – Москва: Машиностроение, 1980. – 285 с.
6. **Генкин, М. Д.** Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва: Машиностроение, 1987. – 288 с.
7. **Костюков, В. Н.** Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учебное пособие / В. Н. Костюков, А. П. Науменко. – 2-е изд. – Новосибирск: СО РАН, 2014. – 378 с.
8. **Барков, А. В.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Санкт-Петербург: СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
9. **Ширман, А. Р.** Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – Москва: Машиностроение, 1996. – 276 с.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Борис Маркович Моргалик, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий. Тел.: +375-222-64-96-76. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.

Дмитрий Михайлович Ковалев, ведущий инженер отдела сигнализации, связи и электроснабжения, РУП «Могилевское отделение Белорусской железной дороги». Тел.: +375-222-39-23-73. E-mail: nodtoi@railway.mogilev.by.

Boris Markovich Morgalik, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Food and Chemical Technologies. Tel.: +375-222-64-96-76. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.

Dmitry Mikhailovich Kovalev, lead engineer of Signaling, Communications and Power Supply Department, RUE Mogilev branch of the Belarusian Railway. Tel.: +375-222-39-23-73. E-mail: nodtoi@railway.mogilev.by.