

На правах рукописи



Синицин Владимир Владимирович

**АЛГОРИТМЫ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ АСУ ТП**

Специальность 05.13.01 – системный анализ, управление и обработка информации
(промышленность)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Шестаков Александр Леонидович**
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой информационно-измерительной техники ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Официальные оппоненты: **Науменко Александр Петрович**
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры радиотехнических устройств и систем диагностики ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Ясовеев Васих Хаматович
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой информационно-измерительной техники ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева»

Защита состоится 28 декабря 2020 г. в 16:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.03 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», расположенном по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76, ауд. 1007.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», а также на сайте <http://www.susu.ru>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по адресу 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет, тел. (351) 267-91-23.

Автореферат разослан «_____» _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета, д.т.н.



А.В. Голлай

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Затраты на ремонт и техническое обслуживание промышленного оборудования составляют одну из наиболее важных статей расходов на предприятиях, которая оказывает существенное влияние на себестоимость продукции. В соответствии с отчетом “Затраты и преимущества расширенного технического обслуживания в производстве” (2018) национального института стандартов и технологий США, в зависимости от масштаба предприятия и отрасли производства затраты на ремонт и техническое обслуживание могут составлять от 10 до 40%. В свою очередь, тенденции Индустрии 4.0 и Фабрик Будущего (Factory of the Future - FoF) приводят к интенсивной разработке и применению систем мониторинга состояния и прогнозирования остаточного ресурса промышленного оборудования (Герике, 2018; Zabinski, 2019; Lee, 2019).

Акселерометры, закрепленные на корпусе механизма, служат основным и наиболее распространенным источником информации для диагностики исполнительных механизмов (Lacey, 2008; Pan, 2013). Акселерометры измеряют линейные ускорения корпуса механизма вдоль своих взаимно-ортогональных осей чувствительности. Последующая обработка измеренных акселерометрами ускорений позволяет обнаруживать и локализовать разнообразные, в том числе зарождающиеся, дефекты (Герике, 2017; Жернаков, 2015; Кудрявцева, 2019, Ясовеев, 2014). Тем не менее, для некоторых исполнительных механизмов характерна чрезмерная крутильная вибрация, например, насос с приводом от двигателя или центробежный компрессор с турбинным приводом.

Крутильные колебания несут значительную диагностическую информацию о состоянии механизмов. В частности, крутильные колебания в поршневых машинах указывают на неоднородные входные крутящие моменты от разных цилиндров (Boysal, 1997; Mendes, 2008). Оценка мгновенных угловых скоростей вращения позволяет эффективно извлекать информацию, связанную с локальными дефектами зацепления (Fedala, 2013; Park, 2018). Наиболее распространенные методы измерения крутильных вибраций основаны, либо на обработке информации от дорогостоящих торсионных лазерных виброметров, либо на обработке информации от более дешевых и “массовых” энкодеров. При этом, результаты применения энкодеров и торсионных лазерных виброметров для мониторинга локальных дефектов, как показывают исследования, схожи. Однако, применение энкодера как метод получения диагностической информации сопровождается рядом особенностей, таких как помехи дискретизации и проблема квантования (Andre, 2010), высокие требования к точности энкодера, а также зависимость результатов от метода закрепления энкодера к валу.

Помимо традиционных методов получения диагностической информации с корпуса механизма, а также измерения крутильных колебаний вала механизма предложен метод измерения вибраций вала при помощи закрепленных непосредственно на вращающемся элементе, обычно на валу, механизма акселерометров (Bejarano, 2009; Elnady, 2013; Jimnez, 2016). Такой подход позволяет получать информацию о движении вала непосредственно с самого вала в широком динамическом диапазоне (Arebi, 2010). В свою очередь, сравнение данных, полученных тангенциально-ориентированным акселерометром с вала и энкодером, во временной и частотных областях показало, что измеренные акселерометром данные менее зашумлены, чем данные от энкодера (Arebi, 2010). Однако, описанные в литературе разнообразные методы и конструкции, содержащие различное число датчиков с различной ориентацией и внутренней структурой (одноосевые, двухосевые), предполагают, прежде всего, обработку не декомпозированных измеренных сигналов. С другой стороны, не декомпозированные сигналы акселерометра на валу в действительности содержат тангенциальное (угловое), центробежное и линейные ускорения вала. В свою очередь, разнообразные дефекты могут по-разному проявляться не только на различных частотах, но и по измерительным осям. Таким образом, декомпозиция измеряемых сигналов и последующий взаимный анализ де-

композированных сигналов позволит существенно расширить возможности интегрального анализа технического состояния исполнительных механизмов.

В литературе описаны попытки декомпозиции измеренных с вращающегося вала ускорений. Однако для целей “выделения” углового ускорения из не декомпозированного сигнала требуют измерения центростремительного ускорения, что ограничивает допустимую частоту вращения вала, либо требуют установки в геометрическом центре вала, что приводит к существенному ограничению применения метода и усечению возможности получения полезной диагностической информации. Таким образом, актуальным является исследование методов, расширяющих возможности метода получения и обработки вибрационных сигналов непосредственно с вращающегося вала для решения задач системного анализа и диагностики технического состояния механических элементов АСУ ТП.

Цель работы – предложить новые алгоритмы обработки информации для оценки технического состояния подшипников качения и зубчатых передач исполнительных механизмов АСУ ТП на основе расширения методов получения комплексной диагностической информации непосредственно с вращающегося вала.

Задачи исследования, решенные в соответствии с указанной целью:

1. Разработать математическую модель и метод получения высокочувствительной к дефектам диагностической информации о техническом состоянии механических элементов АСУ ТП.
2. Разработать метод обработки полученной информации на основе построенной математической модели для декомпозиции полученной информации на координаты движения.
3. Разработать методы и алгоритмическое обеспечение для обработки измеренной информации и критериев обнаружения и локализации дефектов в подшипнике качения.
4. Разработать метод обработки измеренной информации и критерии обнаружения локального дефекта зубчатой передачи.
5. Выполнить экспериментальную оценку применения разработанных методов обработки информации и критериев обнаружения и локализации дефектов.

Предметом исследования являются методы и алгоритмы обработки информации для оценки технического состояния механических элементов АСУ ТП.

Научная новизна

1. Создана новая математическая модель получения информации непосредственно с вращающегося вала исполнительного механизма, которая использует мгновенные ускорения закрепленных на валу взаимно-ориентированных акселерометров, позволяющая определить линейные и угловые ускорения вала с учетом его мгновенного угла поворота.
2. Разработаны новые метод и критерий, основанные на математической модели получения информации, позволяющие декомпозировать измеренную непосредственно с вращающегося вала информацию на линейные и угловые компоненты. Декомпозиция выполняется через линейную комбинацию и взаимную фильтрацию измеренных ускорений.
3. Разработаны новые метод обработки информации и критерий, позволяющие по декомпозированному угловому ускорению обнаруживать дефект в подшипнике качения. Обнаружение дефекта основано на оценке значения суммы спектральных компонент декомпозированного углового ускорения в области одной из крутильных частот вала.

4. Разработаны алгоритмическое обеспечение для обработки информации и критерии, позволяющие по декомпозированным линейным ускорениям локализовать дефект в подшипнике качения. Локализация дефекта основана на совместной оценке амплитуд частотных компонент сигналов, полученных применением метода огибающей в области каждой собственной частоты механизма, выявленной методом ударного отклика, каждого декомпозированного линейного ускорения.
5. Разработаны новые методы обработки информации и критерии, позволяющие по декомпозированному угловому ускорению выходного вала обнаруживать локальные дефекты ведущего колеса зубчатой передачи типа “скол” и “поломка” зуба. Обнаружение дефекта основано на оценке значения амплитуд гармоник частоты вращения ведущего колеса в декомпозированном угловом ускорении.

Теоретическая значимость работы заключается в созданной математической модели получения информации непосредственно с вращающегося вала, которая позволяет разделить мгновенные линейные и угловые ускорения вала с учетом его мгновенного угла поворота, в разработанных методе измерения (патент РФ №142934) с вращающегося вала ускорений, в разработанных методе и критерии декомпозиции измеренной информации на угловые и линейные компоненты, а также в разработанных методах и критериях обнаружения и локализации дефектов по декомпозированным угловому и линейным ускорениям.

Практическая значимость работы заключается в созданном программно-аппаратном комплексе, в котором реализованы разработанные методы и алгоритмическое обеспечение для обнаружения дефектов механических элементов АСУ ТП. Программно-аппаратный комплекс был внедрен в деятельности ЗАО “Завод Минплита” (г. Челябинск), а также были использованы при выполнении НИР по проекту «Разработка, исследование и реализация алгоритмов обработки данных динамических измерений пространственно-распределенных объектов» (в рамках базовой части государственного задания Минобрнауки РФ, техническое задание 8.9692.2017/8.9 от 17.02.2017).

Методология и методы исследования основаны на теории механических колебаний, системного анализа, теории автоматического управления, алгоритмов, цифровой обработки сигналов, а также методах теоретической механики, спектрального анализа сигналов, вычислительной математики, элементов теории планирования эксперимента. Для моделирования и обработки сигналов был применен высокоуровневый язык и интерактивная среда для программирования, численных расчетов и визуализации результатов MATLAB.

Положения, выносимые на защиту:

1. Модель датчика, позволяющего получать расширенную, в сравнении с традиционными методами, высокочувствительную к дефектам диагностическую информацию о состоянии узлов механизмов;
2. Метод обработки информации, который позволяет декомпозировать измеренные ускорения на угловое и линейные ускорения, а также декомпозировать линейные ускорения на ортогональные оси в поперечном сечении вала, что позволяет повысить достоверность обнаружения и локализации дефектов;
3. Метод обработки информации и критерий обнаружения дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированного углового ускорения;
4. Алгоритмическое обеспечение для обработки информации и критерии локализации дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений;
5. Метод обработки информации и критерий обнаружения локального дефекта ведущего колеса зубчатой передачи по сигналам декомпозированного углового ускорения.

Достоверность результатов работы подтверждена корректной постановкой задачи; взаимным соответствием результатов математического и физического моделирования датчика; экспериментальными результатами обнаружения и локализации дефектов.

Апробация результатов работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на следующих конференциях и семинарах: II международная научно-техническая конференция Пром-Инжиниринг (г. Челябинск, 2016г.); 14-й международный семинар по технической диагностике ИМЕКО TC10: новые перспективы в измерениях, инструментах и методах для надежности, ремонтпригодности и безопасности систем (14th IМЕКО TC10 Workshop on Technical Diagnostics 2016: New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for Systems Reliability, Maintainability and Safety, г. Милан, Италия, 2016г.); 15-й международный семинар по технической диагностике ИМЕКО TC10: техническая диагностика в кибер-физическую эпоху (15th IМЕКО TC10 Workshop on Technical Diagnostics 2017: Technical Diagnostics in CyberPhysical Era, г. Будапешт, Венгрия, 2017г.); Международная конференция ИМЕКО TC21 – Передовые математические и вычислительные инструменты в метрологии и тестировании (ИМЕКО TC21 Conference 2017 – Advanced Mathematical and Computational Tools in Metrology and Testing, г. Глазго, Великобритания, 2017г.); 1-я IEEE Международная конференция по промышленным кибер-физическим системам (1st IEEE International Conference on Industrial Cyber-Physical Systems, г. Санкт-Петербург, 2018г.); XXII Всероссийская научно-техническая конференция по неразрушающему контролю и технической диагностике (г. Москва, 2020г.).

Реализация результатов исследования. Полученные результаты диссертационной работы внедрены в деятельности ЗАО “Завод Минплита”, г. Челябинск. Полученные в работе результаты использованы при выполнении НИР по проекту «Разработка, исследование и реализация алгоритмов обработки данных динамических измерений пространственно-распределенных объектов» (в рамках базовой части государственного задания Минобрнауки РФ, техническое задание 8.9692.2017/8.9 от 17.02.2017).

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 10 работ, в том числе 3 в изданиях из перечня ВАК [1-3], 5 статей в рецензируемых зарубежных изданиях, индексируемых наукометрической базой Scopus [4-8]. Получен патент на полезную модель [9].

Личный вклад автора. Содержание диссертации и основные положения, выносимые на защиту, отражают персональный вклад автора в опубликованные работы. Подготовка к публикации полученных результатов проводилась совместно с соавторами, причем вклад диссертанта был определяющим.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, обзора литературы, 5 глав, заключения и библиографии. Общий объем диссертации 156 страниц, из них 133 страниц текста, включая 84 рисунка. Библиография включает 156 наименований на 20 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении обоснована актуальность диссертационной работы, сформулирована цель и отражена научная новизна исследований, показана практическая значимость полученных результатов, представлены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе выполнен анализ методов измерения и обработки вибрационных процессов механических элементов АСУ ТП. Отмечено, что измеренные вибрационные сигналы, всегда являются комбинацией влияния источника и тракта передачи.

Выполнен анализ методов измерения линейных колебаний, таких как перемещение, скорость и ускорение, а также анализ методов обработки линейных колебаний таких как дискретное преобразование Фурье, быстрое преобразование Фурье, оконное преобразование Фурье, преобразование Вигнера-Вилла, непрерывное вейвлет-преобразование, преобразование Гиль-

берта-Хуанга для диагностики исполнительных механизмов АСУ ТП. Отмечены особенности применения каждого из методов.

Выполнен анализ методов анализа огибающей сигнала, которые имеют широкое применение, такие как куртограмма, усиленная куртограмма, улучшенная куртограмма и спарсограмма. Отмечены особенности применения каждого из методов огибающей с фокусом на применение для обнаружения дефектов в подшипниках качения.

Выполнен анализ методов измерения и обработки крутильных колебаний механических элементов АСУ ТП. Описаны преимущества оценки крутильных колебаний над оценкой линейных колебаний в задачах диагностики исполнительных механизмов. В свою очередь, приведен сравнительный анализ таких методов измерения крутильных колебаний как торсионные лазерные виброметры, энкодеры и акселерометры на вращающемся валу механизмов. Показаны “сильные” и “слабые” стороны каждого из методов. Сделан вывод о перспективности применения метода “акселерометр на вращающемся валу” в связи с тем, что метод позволяет получать информацию о движении вала непосредственно с самого вала в широком динамическом диапазоне, и, таким образом, обладает большими потенциальными возможностями. Однако, описанные разнообразные конструкции, содержащие различное число датчиков с различной ориентацией и внутренней структурой (одноосевые, двухосевые) не в полной мере раскрывают возможности данного метода. Таким образом, работа посвящена расширению возможностей методов получения и обработки вибрационных сигналов непосредственно с вращающегося вала для решения задач диагностики технического состояния механических элементов АСУ ТП. Сформулированы цели и задачи исследования.

Во второй главе предложен метод получения расширенной, в сравнении с традиционными методами, высокочувствительной к дефектам интегральной диагностической информации с вращающегося вала через закрепление непосредственно на вращающемся валу трех равноудаленных от центра вала одноосевых акселерометров с тангенциальной ориентацией осей чувствительности (рис. 1). Для разработки метода декомпозиции диагностической информации на независимые координаты движения сформулирована математическая модель датчика ускорений с учетом допущений: установленные акселерометры – одинаковые, направление осей чувствительности $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ акселерометров 1–3 – против часовой стрелки, то есть положительное (рис. 2). P_1, P_2, P_3 – точки начального (нулевого) положения чувствительной массы акселерометров 1–3, соответственно.

При построении математической модели поведения каждого акселерометра принято во внимание, что описанная выше механическая система имеет четыре степени свободы и находится в потенциальном силовом поле. Таким образом, в качестве обобщенных координат выбраны перемещения x, y, λ и угол поворота φ , для которых записаны уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q \quad (i = 1, 2, 3, 4), \quad (1)$$

где L – функция Лагранжа

$$L = T - \Pi, \quad (2)$$

T – кинетическая энергия системы, Π – потенциальная энергия системы,

$$q_1 = x, \quad q_2 = y, \quad q_3 = \varphi, \quad q_4 = \lambda.$$

Принимая допущение, что измерения акселерометра – квазистатические, уравнение движения чувствительной массы акселерометра

$$b\lambda = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi) + \dot{\varphi} (\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{y} \sin(\varphi)), \quad (3)$$

где $b = \frac{ka}{m}$.

Таким образом, $a = b\lambda$ – ускорения, которые измеряет акселерометр, закрепленный на диске.

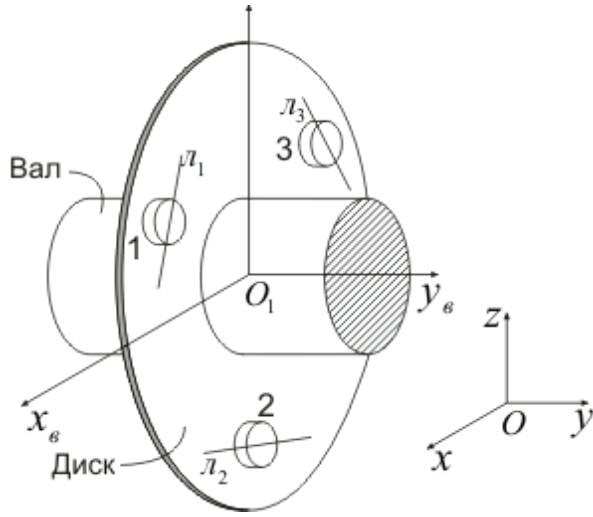


Рис. 1. Диск с акселерометрами

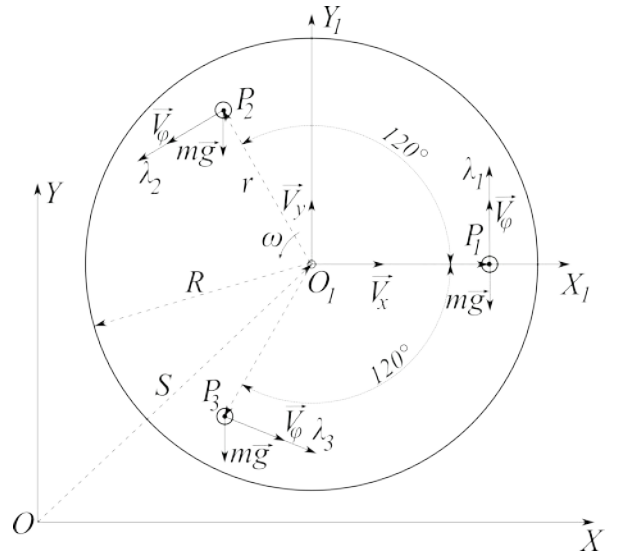


Рис. 2. Диск с акселерометрами в плоскости Oxz

В результате,

$$a_i = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi + \phi_0) - \ddot{y} \cos(\varphi + \phi_0) - g \cos(\varphi + \phi_0) + \dot{\varphi}(\dot{x} \cos(\varphi + \phi_0) + \dot{y} \sin(\varphi + \phi_0)), \quad (4)$$

где ϕ_0 – начальное положение (угол) акселерометра относительно оси O_1x .

Уравнение (4) – уравнение, измеряемых каждым акселерометром ускорений в общем виде.

Исходя из заданного центрального угла между акселерометрами, а также отсекая компоненты связанная с гироскопическими моментами вала (рассматривая случая низкоскоростных систем) сформирована система уравнений (5), которая описывает измеряемые ускорения a_1, a_2, a_3 акселерометрами 1–3, соответственно.

$$\begin{cases} a_1 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi), \\ a_2 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) + \ddot{y} \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) + g \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right), \\ a_3 = -\ddot{\varphi}r - \ddot{x} \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) - \ddot{y} \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) - g \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right). \end{cases} \quad (5)$$

Таким образом, предложенная конструкция для низкоскоростных систем позволяет измерять ускорения и декомпозировать их на независимые координаты движения по двум линейным и одной угловой координате одновременно.

Линейная комбинация измеренных акселерометрами ускорений соответствует угловому ускорению

$$\ddot{\varphi} = -\frac{a_1 + a_2 + a_3}{3r}. \quad (6)$$

Рассматривая первую пару уравнений системы (5), а также принимая, что мгновенный угол поворота вала φ известен, измеренные ускорения могут быть декомпозированы на неза-

визимые координаты движения

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} = -\frac{1}{3r}(a_1 + a_2 + a_3), \\ \ddot{x} = \frac{2}{\sqrt{3}}\left(a_2 \cos(\varphi) - a_1 \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right)\right) + \frac{2}{\sqrt{3}}\ddot{\varphi}r\left(\cos(\varphi) - \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right)\right), \\ \ddot{y} = \frac{2}{\sqrt{3}}\left(a_2 \sin(\varphi) - a_1 \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right)\right) + \frac{2}{\sqrt{3}}\ddot{\varphi}r\left(\sin(\varphi) - \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right)\right) - g. \end{cases} \quad (7)$$

Предложен метод определения мгновенного угла поворота через выделение составляющей ускорения свободного падения g из измеренных ускорений. Метод применим в случае горизонтально ориентированной оси вращения датчика.

Система уравнений измеряемых ускорений (5), принимая, что угловое ускорение $\ddot{\varphi}$ найдено через (6), преобразована таким образом, чтобы

$$\frac{a_1 + \ddot{\varphi}r}{g} = \psi_1, \quad \frac{a_2 + \ddot{\varphi}r}{g} = \psi_2, \quad \frac{a_3 + \ddot{\varphi}r}{g} = \psi_3, \quad (8)$$

где ψ_1, ψ_2, ψ_3 определяют комбинацию линейных ускорений и угла поворота вала. Причем, для модельных данных вклад косинусов угла поворота вала в ψ_1, ψ_2 и ψ_3 наиболее существенный. Применение фильтров $H_{f_1}, H_{f_2}, H_{f_3}$ к соответствующим ускорениям ψ_1, ψ_2, ψ_3 позволяет найти приближенное значение косинуса угла поворота вала

$$\Psi_i = H_{f_i}(s)\psi_i, \quad i = \overline{1, 3}, \quad (9)$$

где Ψ_i – приближенное значение косинуса угла поворота вала измеренного соответствующим сенсором датчика. Параметры и тип фильтров $H_{f_1}, H_{f_2}, H_{f_3}$ определяют точность найденных косинусов угла поворота и, соответственно, определяют точность нахождения ускорений \ddot{x} и \ddot{y} .

Предложен критерий S_Ψ определения параметров фильтров $H_{f_1}, H_{f_2}, H_{f_3}$ (фильтрации), основанный на минимизации рассеивания значений восстановленных углов поворота (с учетом их начальной фазы) из отфильтрованных косинусов углов $\Psi_i, i = \overline{1, 3}$. Критерий основан на том факте, что каждый сенсор датчика фиксирует один и тот же угол поворота вала (с учетом начальной фазы)

$$S_\Psi = \min \left(\sqrt{\frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 (\varphi_i^\Psi - \overline{\varphi^\Psi})^2} \right), \quad (10)$$

где

$$\varphi_1^\Psi = \arccos(-\Psi_1), \quad \varphi_2^\Psi = \arccos(-\Psi_2) - \frac{2\pi}{3}, \quad \varphi_3^\Psi = \arccos(-\Psi_3) + \frac{2\pi}{3},$$

$\overline{\varphi^\Psi}$ – среднее арифметическое значение восстановленных углов поворота φ_i^Ψ .

Другими словами, минимизация среднеквадратического отклонения (СКО) восстановленных углов поворота вала. При этом, необходимо учитывать, что множество значений Ψ_i должно принадлежать множеству $E(\Psi_i) = [-1, 1]$, так как множество значений косинуса угла – $E(\cos(\varphi)) = [-1, 1]$. Более того, локальный максимум приближенного значения косинуса должен удовлетворять $|\Psi_i| = 1$. Данные требования могут быть достигнуты через нормирование Ψ_i к абсолютному максимуму Ψ_i на каждом интервале между двумя переходами Ψ_i через ноль. То есть,

$$\begin{aligned} \Psi_i^k &= \frac{\Psi_i^{j_k}}{\Psi_i^{k, \max}}, \quad \Psi_i^{k, \max} = \max(|\Psi_i^{j_k}|), \quad j_k \in [j^{(k-1)}, j^{(k)}], \quad i = \overline{1, 3}, \\ j^{(k)} : \Psi_i(j^{(k)}) &= 0, \quad k = \overline{0, T}, \quad j^{(k)} > j^{(k-1)}, \quad j^{(0)} = 0, \quad j^{(T)} = t, \end{aligned} \quad (11)$$

где t – конечное время.

Проблема восстановления углов поворота также осложнена тем, что \cos – периодическая функция с периодом $[0; \pi]$ и, таким образом, восстановление угла на полном обороте вала без дополнительной информации невозможно. Однако, угол может быть восстановлен если одновременно учитывать значение двух других косинусов. Например, для определения угла поворота вала φ_1^Ψ , измеренного первым сенсором датчика,

$$\varphi_1^\Psi = \begin{cases} \arccos(-\Psi_1), & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 \leq -0,5) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \leq 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \in [0; 0,5]) \cap (-\Psi_3 > 0)), \\ 2\pi - \arccos(-\Psi_1), & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \geq 0,5) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 \leq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 > 0) \cap (-\Psi_2 \in (-0,5; 0]) \cap (-\Psi_3 < 0)). \end{cases} \quad (12)$$

В связи с тем, что предложенный метод декомпозиции ускорений требует значений тригонометрических функций угла поворота, предложен критерий определения параметров фильтров H_{f_1} , H_{f_2} , H_{f_3} (фильтрации), основанный на минимизации рассеивания значений косинусы восстановленных углов C_i вместо самих восстановленных углов поворота вала φ_i^Ψ .

$$C_i = \cos(\varphi_i^\Psi), \quad i = \overline{1, 3}.$$

В связи с тем, что рассматриваемые данные имеют конечный шаг времени, предложен критерий \overline{S}_j определения параметров фильтров H_{f_1} , H_{f_2} , H_{f_3} (фильтрации), основанный на минимизации среднего значения рассеивания косинусов C_i^j восстановленных углов поворота на один временной отсчет j .

$$\overline{S}_j = \min \left(\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sqrt{\frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 (C_i^j - \overline{C}^j)^2} \right), \quad (13)$$

где \overline{C}^j – среднее арифметическое значение косинусов C_i^j для каждого временного отсчета j . Другими словами, в качестве критерия применена минимизация среднего значения СКО косинусов восстановленных углов поворота для каждого временного отсчета j на интервале $\overline{1, m}$.

Предложен критерий оценки точности восстановления угла поворота, основанный на превышении порогового значения \overline{S}_{j_Border}

$$\overline{S}_{j_Border} \geq \min \left(\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sqrt{\frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 (C_i^j - \overline{C}^j)^2} \right). \quad (14)$$

В качестве порогового значения оценки точности восстановления угла \overline{S}_{j_Border} принято

$$\overline{S}_{j_Border} = 0,02. \quad (15)$$

В случае непрерывного вращения вала в одну сторону, может быть введен дополнительное условие – монотонность функции Ψ_i

$$\begin{aligned} C_i \text{ не убывает при} & \quad \varphi_i^\Psi \in [-\pi + 2\pi n; 2\pi n], n \in \mathbf{Z}, \\ C_i \text{ не возрастает при} & \quad \varphi_i^\Psi \in [2\pi n; \pi + 2\pi n], n \in \mathbf{Z}. \end{aligned} \quad (16)$$

Синусы угла, необходимые для нахождения линейных ускорений (в соответствии с (7)), могут быть найдены из восстановленных углов поворота вала φ_i^Ψ , либо через формулы сложения (вычитания) тригонометрических функций

$$\begin{aligned}\sin(\varphi) &= \frac{1}{\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)} \left(\cos(\varphi) \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right), \\ \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) &= \sin(\varphi) \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) + \cos(\varphi) \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right).\end{aligned}$$

Таким образом, в соответствии с (9),

$$\begin{aligned}S_{\Psi_1} &= \frac{1}{\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)} \left(-\Psi_1 \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) + \Psi_2 \right) \approx \sin(\varphi), \\ S_{\Psi_2} &= S_{\Psi_1} \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \Psi_1 \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \approx \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right).\end{aligned}\tag{17}$$

В третьей главе описан разработанный прототип датчика ускорений в котором реализован предложенный метод получения расширенной информации для диагностики (рис. 3). Испытания прототипа датчика на стенде симулирования дефектов компонентов исполнитель-

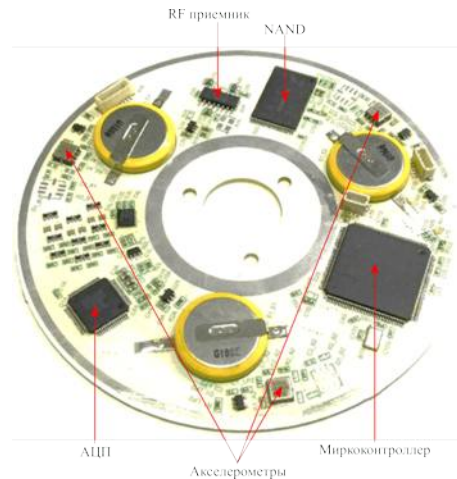


Рис. 3. Прототип датчика ускорений

ных механизмов MFS-Magnum показали, что датчик обладает высокой чувствительностью к собственным частотам механической системы.

Для сравнения сигналов сенсоров прототипа датчика с аттестованным измерительным оборудованием реализована физическая модель (ФМ) предложенного метода на основе ИСР-акселерометров и оправки с лысками для ориентации акселерометров, а также аттестованной 24-разрядной измерительной системы LMS SCADAS Mobile (компания Siemens) (рис. 4). Оси чувствительности акселерометров 1 (закреплен на валу) и 4 (закреплен на опоре) сонаправлены, что позволяет сравнить “сырые” отклики на валу и опоре (рис. 5).

Отчетливо видно, что амплитуды откликов близки только для оси O_1Z_1 (вдоль оси вала), в отличие от осей O_1X_1 и O_1Y_1 (в диаметральной плоскости вала). Амплитуда отклика вала вдоль осей O_1X_1 и O_1Y_1 существенно превышает амплитуду отклика опоры. Более того, время затухания вала существенно больше, чем у опоры.

Применяя к измеренным акселерометрами 1-3 (установлены на валу) ускорениям метод декомпозиции ускорений на угловое и линейные ускорения (7), получены проекции на соответствующие оси отклика удара по валу (рис. 6).

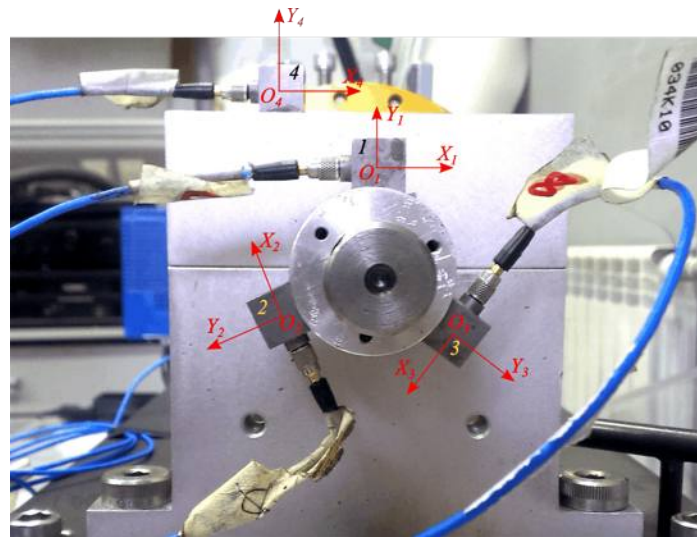


Рис. 4. Физическая модель датчика (акселерометры 1–3)

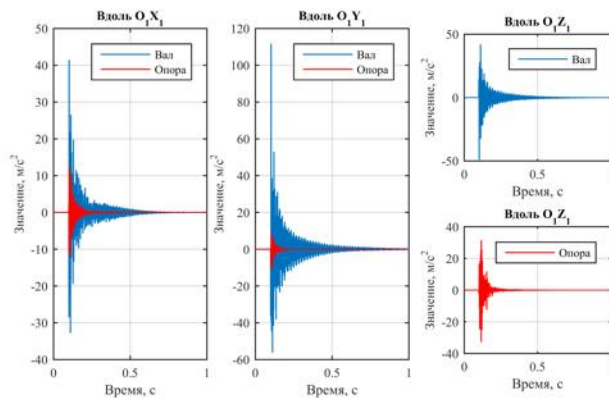


Рис. 5. “Сырой” отклик опоры и вала на удар по концу вала

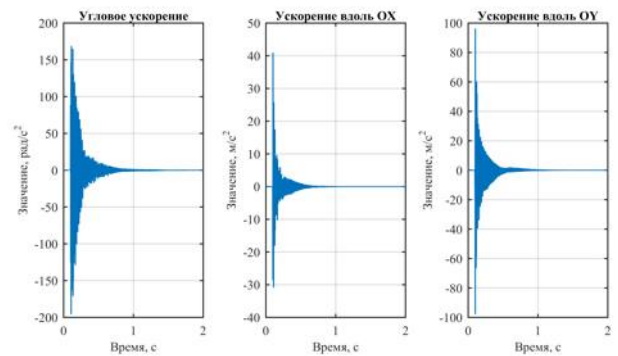


Рис. 6. Отклик вала по линейным и угловой оси на удар по валу

Вычисленные отклики вала вдоль осей OX и OY практически совпадают (по амплитуде и времени затухания) с соответствующими измеренными “сырыми” колебаниями вдоль осей O_1X_1 и O_1Y_1 (рис. 5). Однако, также выявлен ненулевой отклик вала вокруг оси его вращения – затухающее угловое колебание вала. Причем, время затухания декомпозированных угловых колебаний вала не меньше, чем декомпозированных линейных колебаний.

Частотные спектры декомпозированного отклика вдоль осей OX и OY имеют схожий набор компонент, что и спектры “сырого” отклика вала. Однако, компоненты углового ускорения, присутствовавшие в спектре “сырого” отклика вдоль OX , отсутствуют в спектрах вычисленных откликов вдоль OX и OY . (рис. 7).

В виду наличия проводов у ФМ получение данных и последующее сравнение было реализовано по отклику на ударное воздействие механической системы. Измеренные прототипом и ФМ сигналы откликов были сравнены в частотной области. В результате, частотные спектры откликов удара по валу от соответствующих со-направленных акселерометров имеют схожий вид. Поэтому, применяя к ИСР-акселерометрам 1-3 и акселерометрам датчика метод разделения ускорений на угловое и линейные ускорения, получены ударные отклики по соответствующим осям для ИСР-акселерометров и экспериментального датчика (рис. 7).

В силу более высокой чувствительности ИСР-акселерометров уровень спектра ускорений физической модели (ИСР на рис. 7) выше спектра ускорений экспериментального образца

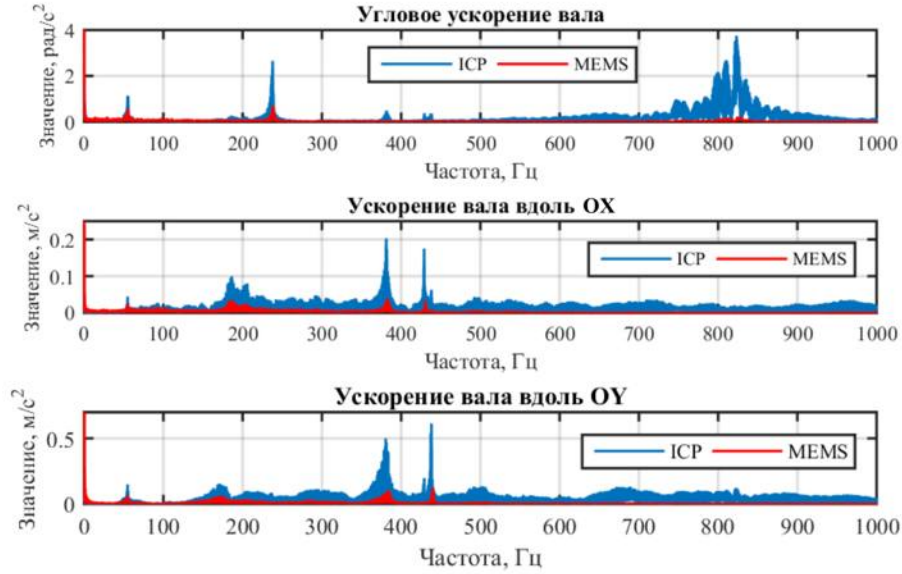


Рис. 7. Спектры отклика вала по линейным и угловой оси по данным ФМ (ICP) и прототипа датчика ускорений (MEMS)

предложенного датчика (MEMS на рис. 7). Однако, экспериментальный образец позволяет более точно декомпозировать ускорения благодаря более точной тангенциальной ориентации акселерометров. Данный факт отчетливо виден на парах частот (между 400 и 450 Гц) поперечных колебаний вала – спектр датчика содержит одну компоненту вдоль OX и другую компоненту вдоль OY . Таким образом, предложенный метод обеспечивает декомпозицию ускорений на ортогональные оси.

В четвертой главе предложены методы и критерии обнаружения и локализации дефектов в подшипнике качения.

Предложен метод и критерий обнаружения дефекта в подшипнике качения по сигналам углового ускорения, декомпозированного из измеренных с вращающегося вала ускорений вала. В основе метода лежит импульсная модель виброакустических процессов. Модель основана на представлении процессов возбуждения колебаний в виде периодической последовательности импульсов определенной формы. Такие колебания, как правило, возникают при внутренних ударах, например, при локальных дефектах в подшипниках. Попадание локального дефекта в зону контакта или в момент схватывания контактирующих поверхностей приводит к ударной пульсации нагрузки, которые вызывают отклик механической системы на собственной частоте дефектного узла ω_c в виде осциллирующих затухающих колебаний. При этом, спектр отклика системы на периодическую последовательность импульсов с частотой повторения дефекта Ω содержит комбинационные частоты $\omega_c \pm k\Omega$ с огибающей в форме резонансной кривой гармонического осциллятора (Генкин, 1987).

Как было отмечено выше, предложенный метод получения информации обладает высокой чувствительностью к собственным частотам механизма в сравнении с традиционным методом (с опоры) (рис. 5). В связи с этим, предложен метод обнаружения дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированного углового ускорения вала, основанная на оценке суммы $L^{\dot{\varphi}}$ спектральных компонент углового ускорения P_j в окрестности частоты собственных крутильных колебаний вала механизма на диапазоне $[f_k; f_m]$ Гц (рис. 8)

$$L^{\dot{\varphi}} = \sum_{j=f_k}^{f_m} P_j, \quad (18)$$

где P_j – j -я спектральная компонента, f_k – частота начала диапазона, f_m – частота конца диапазона.

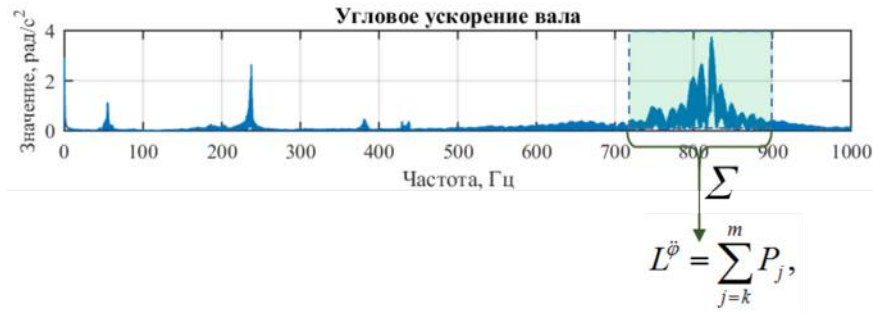


Рис. 8. Схема предложенного метода обработки измеренных сигналов для обнаружения дефектов в подшипниках качения

Предложен критерий обнаружения дефекта в подшипнике основан на превышении порогового значения L_{Border}

$$\sum_{j=k}^m P_j \geq L_{\text{Border}}. \quad (19)$$

В качестве порогового значения обнаружения дефекта L_{Border} в подшипнике принято

$$L_{\text{Border}}^{\phi} = k_l \cdot L_{\text{Norm}}^{\phi}, \quad (20)$$

где k_l – коэффициент запаса, введенный для предотвращения “случайных (ложных) срабатываний”.

Выполнена экспериментальная оценка применения предложенных метода и критериев на наборе подшипников ER-12K, которые содержали различные дефекты. Для экспериментального случая $f_k = 720$, $f_m = 900$. Анализ применения показал, что предложенные метод и критерий позволяют обнаруживать дефекты в подшипнике механизмов в диапазоне частот вращения от 8 Гц до 20 Гц (рис. 9).

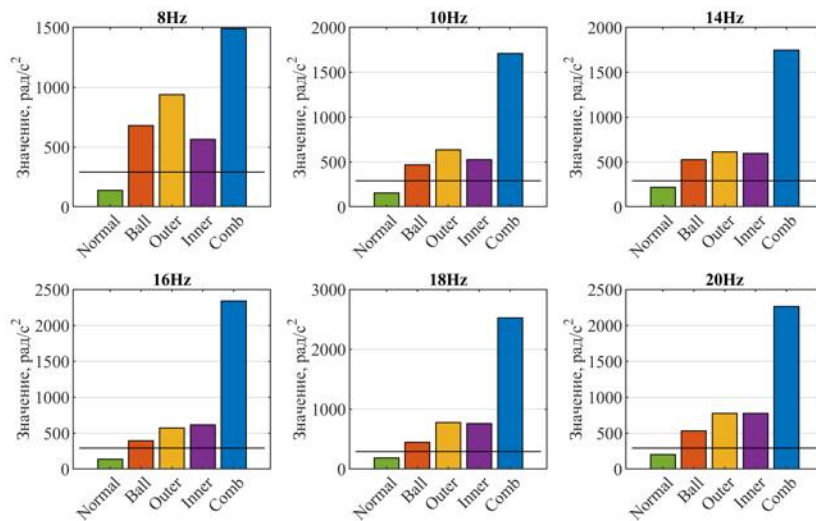


Рис. 9. Значения L^{ϕ} для различных частот вращения вала. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект. Черная линия – значение L_{Border}^{ϕ}

Более того, экспериментально подтверждена устойчивость предложенных метода и критерия к наличию “посторонних” дефектов таких как “дисбаланс”: дисбалансирующая масса от 4,3 до 17,2 грамм на расстоянии 71 мм от центра вала (рис. 10).

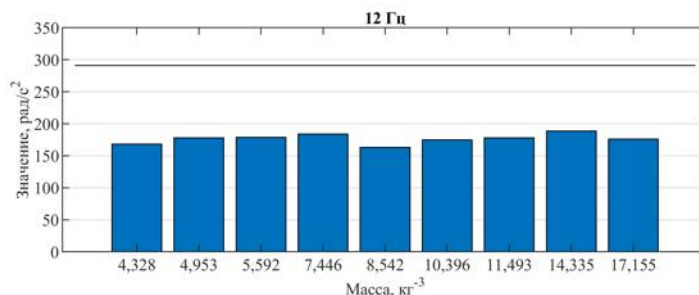


Рис. 10. Значения суммы спектральных компонент L^{φ} для частоты вращения вала 12 Гц при различных дисбалансах ротора. Подшипник качения без дефектов. Черная горизонтальная линия – значение $L_{\text{Border}}^{\varphi}$

Простота метода обеспечивает надежное обнаружение дефектов в подшипниках роторных механизмов, в том числе при работе механизма в нестационарном режиме.

Кроме метода обнаружения дефектов в подшипниках качения предложены алгоритмическое обеспечение и критерии локализации дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений вала. Алгоритмическое обеспечение основано на методе огибающей. Метод огибающей состоит из нескольких шагов, а именно, полосовая фильтрация в высокочастотном диапазоне, демодуляция по амплитуде и анализ спектрального состава демодулированного сигнала. Демодуляция, следующая за полосовой фильтрацией, полученного отфильтрованного сигнала приводит к переносу спектра фильтрованного сигнала в низкочастотную область. В результате демодуляции, полоса спектра демодулированного сигнала соответствует половине ширины полосы фильтрованного сигнала. Процесс демодуляции – процесс построения во временной области огибающей отфильтрованного сигнала, которая, в свою очередь, содержит диагностическую информацию.

Существуют разнообразные подходы к определению наиболее подходящей полосы фильтра для демодуляции сигналов. Тем не менее, каждый из них в своей основе исходит из идеи поиска в частотной области структурного резонанса (собственной частоты) механизма. В свою очередь, предложенный метод получения диагностической информации обладает высокой чувствительностью к собственным частотам колебаний механизма. В связи с этим, предложено алгоритмическое обеспечение локализации дефектов в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений вала основана на применении метода огибающей для каждой выявленной собственной частоты механизма, что позволяет получить расширенный набор диагностической информации (рис. 11).

Предложено алгоритмическое обеспечение для локализации дефектов в подшипниках качения, заключенное в совместном анализе результатов применения метода огибающей для каждой измерительной оси для индивидуального набора полосовых фильтров H_i^{ξ} , соответствующего числу фиксируемых осью резонансных частот, где ξ – измерительная ось (\ddot{x} или \ddot{y}), i – номер фильтра для оси ξ . В свою очередь, центральная частота $f_{p_i}^{\xi}$ фильтра H_i^{ξ} – i -я резонансная частота механической системы для оси ξ . Для каждого из m (m – число полосовых фильтров для всех измерительных осей) полученных в результате применения метода огибающей сигналов определен вектор A , который содержит амплитуды k кратных гармоник основных частот возбуждения колебаний элементов при работе подшипника качения. Таким образом, получены m векторов A , которые имеют длину n , где n – общее число найденных значений амплитуд кратных гармоник основных частот возбуждения элементов подшипника. Например, в случае $k = 2$, вектор A имеет длину $n = 6$ (при рассмотрении

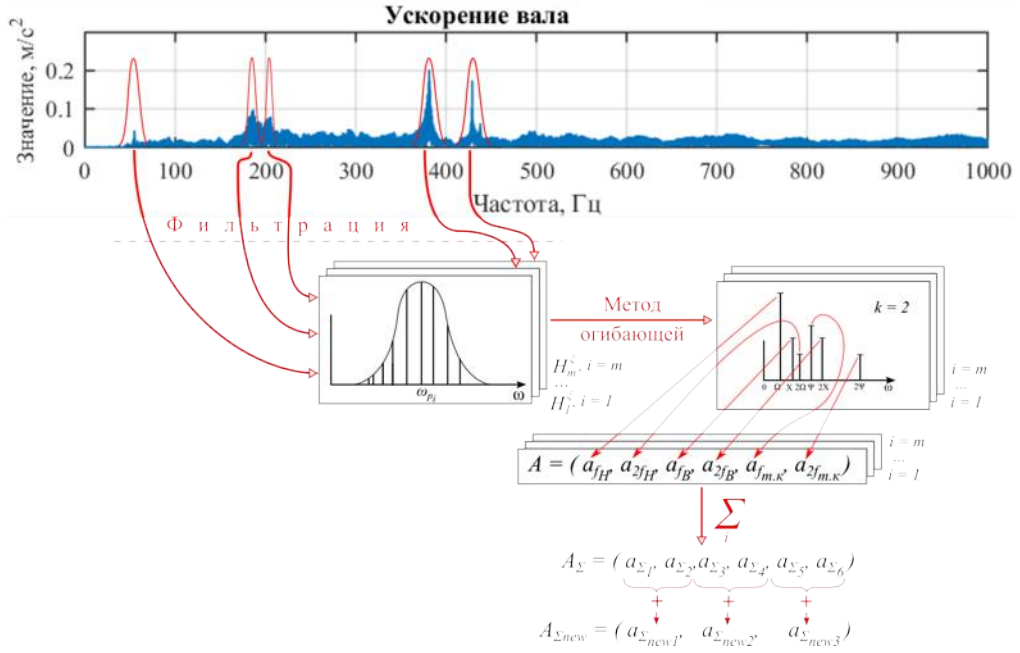


Рис. 11. Схема предложенного алгоритмического обеспечения обработки измеренных сигналов для локализации дефектов в подшипниках качения

основных частот возбуждения внутреннего и внешнего колец, а также тел качения подшипника), соответственно,

$$A = (a_{f_H}, a_{2f_H}, a_{f_B}, a_{2f_B}, a_{f_{т.к}}, a_{2f_{т.к}}). \quad (21)$$

Сумма m векторов A образует суммарный вектор A_{Σ}

$$A_{\Sigma} = (a_{\Sigma 1}, a_{\Sigma 2}, \dots, a_{\Sigma 6}), \quad a_{\Sigma i} = \sum_{i=1}^6 a_i^{H_i^x} + \sum_{i=1}^6 a_i^{H_i^y}, \quad (22)$$

где $a_i^{H_i^x}$ – элемент вектора A соответствующего фильтра H_i^x , $a_i^{H_i^y}$ – элемент вектора A соответствующего фильтра H_i^y .

С целью уменьшения числа элементов вектора, связанных с каждым дефектом вектор A_{Σ} приведен к виду

$$A_{\Sigma_{new}} = (a_{\Sigma_{new1}}, a_{\Sigma_{new2}}, a_{\Sigma_{new3}}) = (a_{\Sigma 1} + a_{\Sigma 2}, a_{\Sigma 3} + a_{\Sigma 4}, a_{\Sigma 5} + a_{\Sigma 6}), \quad (23)$$

где компонент $a_{\Sigma i}$ – i -й компонент соответствующего суммарного диагностического вектора A_{Σ} (22).

Предложен критерий локализации дефектов в подшипнике качения, который основан на комбинации двух критериев. Первый критерий основан на превышении значения элемента $a_{\Sigma_{new_i}}$ вектора $A_{\Sigma_{new}}$ соответствующего значения элемента k_{Σ_i} вектора порогового значения K_{Σ} локализации дефекта в подшипнике

$$a_{\Sigma_{new_i}} \geq k_{\Sigma_i}, \quad i = \overline{1, 3}. \quad (24)$$

В качестве вектора порогового значения K_{Σ} принято

$$K_{\Sigma} = (k_{\Sigma 1}, k_{\Sigma 2}, k_{\Sigma 3}), \quad (25)$$

где k_{Σ_i} – пороговое значение для соответствующего компонента суммарного вектора $A_{\Sigma_{new}}$. В качестве пороговых значений элементов k_{Σ_i} вектора K_{Σ} приняты

$$k_{\Sigma_i} = k_{s_i} \cdot a_{\Sigma_{new_i}}^{Norm}, \quad i = \overline{1, 3}, \quad (26)$$

где k_{s_i} – коэффициент запаса, введенный для предотвращения “случайных (ложных) срабатываний”.

Первый критерий позволяет обнаруживать дефекты и локализовать дефект тела качения. Однако, дефекты колец подшипника приводят к превышению не только связанных с дефектом пороговых значений элементов вектора K_{Σ} , но и других компонентов. Таким образом, для локализации таких дефектов применен второй критерий. Второй критерий основан на оценке значения натурального логарифма L_{diag} отношения значений, связанных с характерными частотами внешнего и внутреннего колец подшипника элементов вектора $A_{\Sigma_{new}}$

$$L_{diag} = \ln \left(\frac{a_{\Sigma_{new(i)}}}{a_{\Sigma_{new(i+1)}}} \right), \quad (27)$$

где $a_{\Sigma_{new(i)}}$ и $a_{\Sigma_{new(i+1)}}$ – элементы вектора $A_{\Sigma_{new}}$ (23), например $a_{\Sigma_{new1}}$ и $a_{\Sigma_{new2}}$. Положение значения L_{diag} относительно пороговых значений K_{span}^{left} и K_{span}^{right} определяет тип дефекта в подшипнике качения.

$$\left[\begin{array}{l} K_{span}^{left} \geq L_{diag} - \text{дефект внутреннего кольца,} \\ K_{span}^{left} < L_{diag} < K_{span}^{right} - \text{комбинированный дефект,} \\ L_{diag} \geq K_{span}^{right} - \text{дефект внешнего кольца,} \end{array} \right. \quad (28)$$

где K_{span}^{left} – пороговое значение локализации дефекта внутреннего кольца подшипника качения, K_{span}^{right} – пороговое значение локализации дефекта внешнего кольца подшипника качения.

Выполнена экспериментальная оценка применения предложенного алгоритмического обеспечения и критериев локализации на наборе подшипников ER-12К, которые содержали различные дефекты.

Анализ применения показал, что предложенные алгоритмическое обеспечение и критерии позволяют локализовать дефекты в диапазоне от 8 Гц до 14 Гц. Первый критерий позволяет обнаружить дефекты и локализовать дефект шарика, например, на частоте вращения 12 Гц (рис. 12) и 8 Гц (рис. 13).

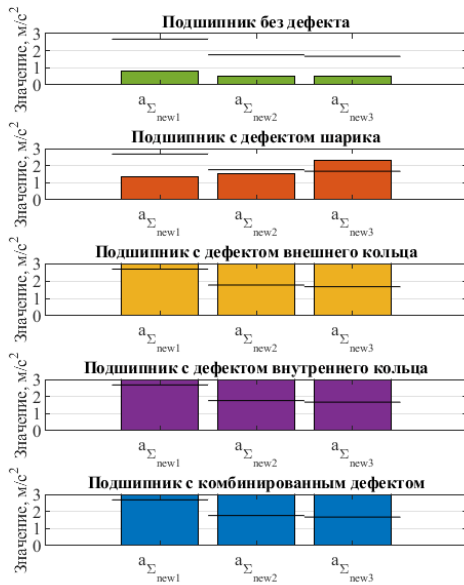


Рис. 12. Значения компонент $A_{\Sigma_{new}}$.
Частота вращения вала 12 Гц

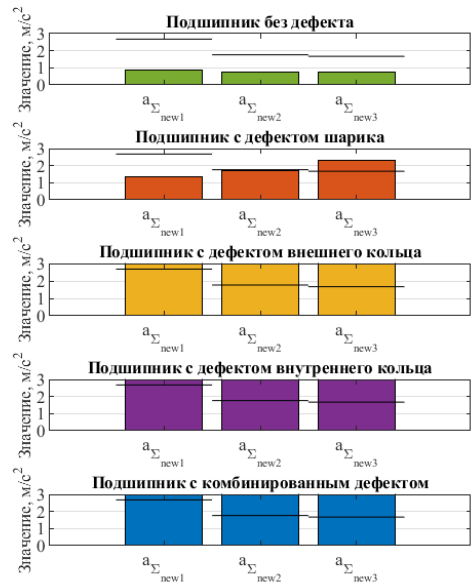


Рис. 13. Значения компонент $A_{\Sigma_{new}}$.
Частота вращения вала 8 Гц

Для всех дефектных случаев, кроме дефекта шарика, все элементы гистограмм, которая содержит компоненты $a_{\Sigma_{new_i}}$ вектора $A_{\Sigma_{new}}$, пересекают пороговые значения, обозначенные горизонтальными черными линиями и соответствующие компонентам k_{Σ_i} вектора локализации дефектов K_{Σ} .

Второй критерий позволяет локализовать дефекты колец подшипника. Например, на частотах вращения 8, 10, 12 и 14 Гц (рис. 14) отчетливо видно, что все значения L_{diag} (кроме

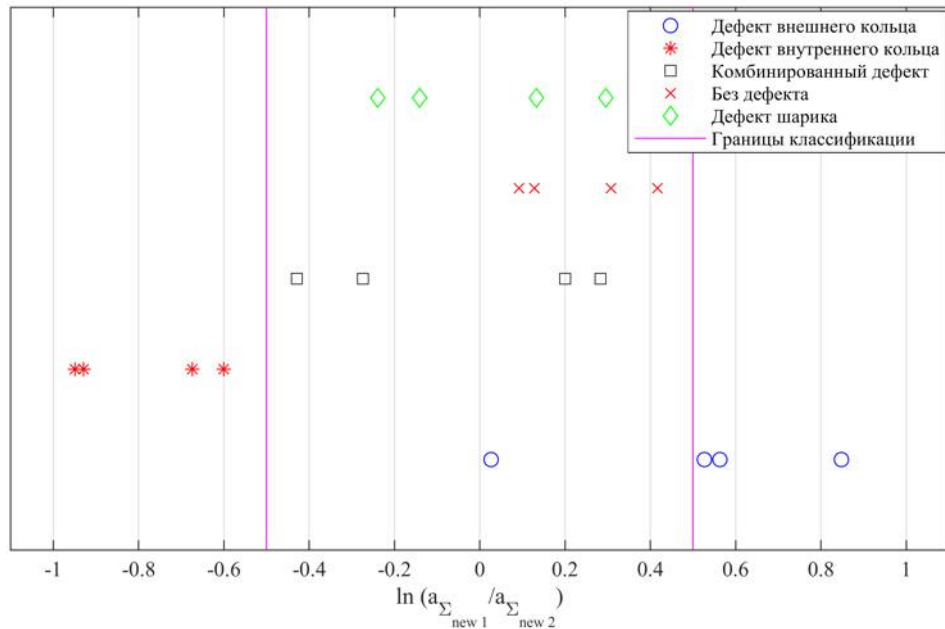


Рис. 14. Локализация дефекта через сравнение логарифма L_{diag}

одного значения, соответствующего дефекту внешнего кольца) расположены в отдельных областях на числовой прямой. Так, соответствующие дефекту внутреннего кольца L_{diag} имеют значения менее $K_{span}^{left} = -0,5$ (левая граница классификации на графике). С другой стороны, соответствующие дефекту внешнего кольца L_{diag} , кроме одного случая, имеют значения более $K_{span}^{right} = 0,5$ (правая граница классификации на графике). В свою очередь, значения L_{diag} для случаев бездефектного подшипника, а также подшипников с дефектом шарика и комбинированным дефектом расположены в интервале $(K_{span}^{left} ; K_{span}^{right})$. Таким образом, экспериментальные результаты показали, что предложенные алгоритмическое обеспечение и критерии позволяют локализовать дефект подшипника качения, в том числе при различных частотах вращения ротора механизма.

В пятой главе предложены метод и два критерия обнаружения локального дефекта типа “скол” и “поломка” зуба ведущего колеса зубчатой передачи по сигналам декомпозированного углового ускорения, измеренного непосредственно с вала механизма. Метод основан на оценке амплитуды первой гармоники частоты вращения ведущего колеса в декомпозированном угловом ускорении выходного вала передачи (редуктора). Теоретическую основу метода составляет анализ поведения динамической модели прямозубой зубчатой передачи с локальными дефектами ведущего колеса с восемью степенями свободы (8-DOF). Механическая жесткость зацепления прямозубой передачи в описанной динамической модели изменяется в зависимости от типа моделируемого дефекта: скол или поломка зуба ведущего колеса. Сходимость модели с экспериментом была описана в ряде научных работ (Tian, 2004; Wu, 2008; Chaari, 2009).

Поведение динамической модели рассмотрено в установившемся режиме. Анализ поведения первой гармоники частоты вращения $f_{1вр}$ дефектного (ведущего) колеса в угловом

ускорении выходного вала (предполагая, что измерения выполнены на выходном валу) показал, что увеличение размера локального дефекта приводит к увеличению уровня первой гармоники частоты вращения $f_{1вр}$ дефектного (ведущего) колеса, то есть, происходит увеличение уровня гармоники частоты прокатывания дефекта $1/T_{вр}$ (рис. 15).

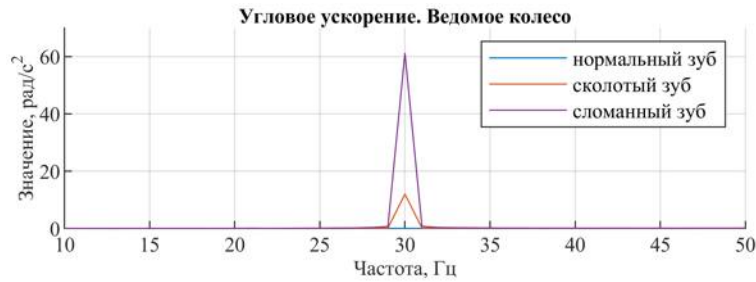


Рис. 15. Первая гармоника частоты вращения дефектного колеса в угловом ускорении при различных локальных дефектах

Таким образом, для стационарного режима работы механизма превышение уровня первой гармоники частоты вращения дефектного колеса в угловом ускорении заданного порогового значения может служить в качестве критерия обнаружения локальных дефектов, типа скол зуба или поломка зуба. С другой стороны, анализ поведения первой гармоники частоты вращения $f_{1вр}$ дефектного (ведущего) колеса в угловом ускорении выходного вала при различных частотах вращения показал, что значение первой гармоники частоты вращения линейно растет с ростом частоты вращения колеса. Таким образом, значение первой гармоники частоты вращения ведущего колеса от частоты вращения может быть связано линейной функцией $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$ от частоты вращения f_{pinion}

$$L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion}) = k_{normal} \cdot f_{pinion} + b_{normal}, \quad (29)$$

где k_{normal} – коэффициент наклона функции, b_{normal} – постоянное смещение функции.

Предложен метод обнаружения локального дефекта в зубчатой передаче по сигналам декомпозированного углового ускорения, которая основана на оценке значения первой гармоники L^{pinion} на частоте вращения f_{pinion} входного вала.

Предложен критерий обнаружения локального дефекта типа “скол зуба” в ведущем зубчатом колесе редуктора, который основан на превышении L^{pinion} значения линейной функции $L_{chipped}^{pinion}(f_{pinion})$ от частоты вращения f_{pinion}

$$L^{pinion}(f_{pinion}) \geq L_{chipped}^{pinion}(f_{pinion}). \quad (30)$$

В качестве порогового значения обнаружения локального дефекта типа “скол зуба” $L_{chipped}^{pinion}$ в зубчатой передаче принята линейная функция

$$\begin{aligned} L_{chipped}^{pinion}(f_{pinion}) &= k_{chipped} \cdot f_{pinion} + b_{chipped}, \\ k_{chipped} &= k_{normal}, \quad b_{chipped} = b_{normal} + b_{shift}^{chipped}. \end{aligned} \quad (31)$$

где $k_{chipped}$ – коэффициент наклона зависимости значения первой гармоники частоты вращения ведущего колеса от частоты вращения, $b_{chipped}$ – постоянное смещение зависимости значения первой гармоники частоты вращения ведущего колеса от частоты вращения, $b_{shift}^{chipped}$ – постоянное смещение функции относительно соответствующего значения функции $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$.

Предложен критерий обнаружения локального дефекта типа “сломанный зуб” в ведущем зубчатом колесе редуктора, который основан на превышении L^{pinion} значения линейной функции $L_{broken}^{pinion}(f_{pinion})$ от частоты вращения f_{pinion}

$$L^{pinion}(f_{pinion}) \geq L_{broken}^{pinion}(f_{pinion}). \quad (32)$$

В качестве порогового значения обнаружения локального дефекта типа “сломанный зуб” L_{broken} в зубчатой передаче принята линейная функция

$$\begin{aligned} L_{broken}^{pinion}(f_{pinion}) &= k_{broken} \cdot f_{broken} + b_{broken}, \\ k_{broken} &= k_{normal}, \quad b_{broken} = b_{normal} + b_{shift}^{broken}. \end{aligned} \quad (33)$$

где k_{broken} – коэффициент наклона зависимости значения первой гармоники частоты вращения ведущего колеса от частоты вращения, b_{broken} – постоянное смещение зависимости значения первой гармоники частоты вращения ведущего колеса от частоты вращения, b_{shift}^{broken} – постоянное смещение функции относительно соответствующего значения функции $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$.

Выполнена экспериментальная оценка применения предложенных методов и критериев на одноступенчатом редукторе с коническими зубчатыми колесами Hub City M2, ведущее колесо которого содержало различные локальные дефекты: скол зуба (рис. 16) и сломанный зуб (рис. 17).



Рис. 16. Шестерня со сколотым зубом



Рис. 17. Шестерня со сломанным зубом

Для экспериментального случая

$$k_{normal} = 1,3898, \quad b_{normal} = -7,9864, \quad b_{shift}^{chipped} = 0,5, \quad b_{shift}^{broken} = 11.$$

Анализ применения показал, что предложенные методы и критерии позволяют обнаруживать локальные дефекты типа “скол зуба” (рис. 18) и “сломанный зуб” (рис. 19) в ведущем колесе зубчатой передачи в диапазоне частот вращения ведущего колеса от 8 до 18 Гц.

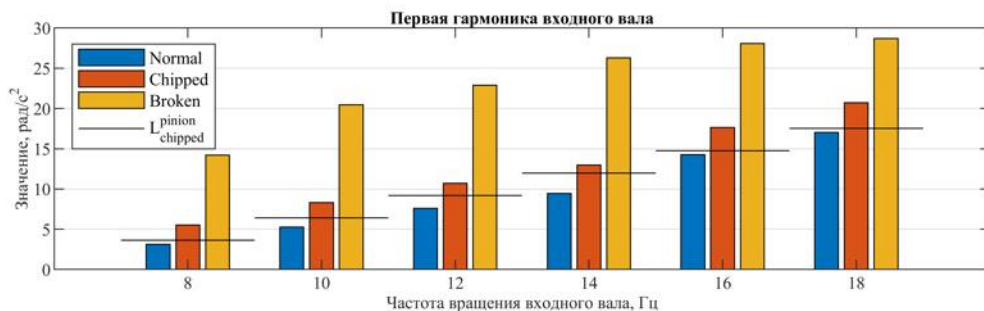


Рис. 18. Значения амплитуды первой гармоники частоты вращения входного колеса в угловом ускорении для различных локальных дефектов. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта, $L_{chipped}^{pinion}$ – график функции обнаружения сколотого зуба при различных частотах вращения

Разница значений амплитуды “сколотого” колеса и значением критерия $L_{chipped}^{pinion}$ для различных частот вращения колеблется между 1 рад/с² и 3,2 рад/с². В свою очередь, разница

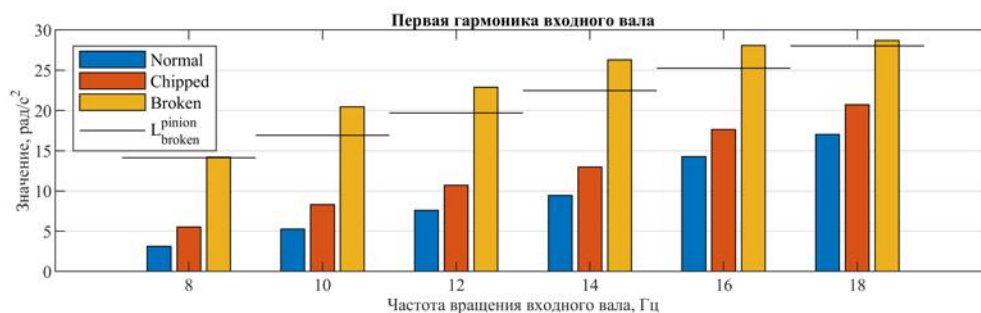


Рис. 19. Значения амплитуды первой гармоники частоты вращения входного колеса в угловом ускорении для различных локальных дефектов. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта, L_{broken}^{pinion} – график функции обнаружения сломанного зуба при различных частотах вращения

значений “сломанного” колеса и значений критерия $L_{chipped}^{pinion}$ для различных частот вращения колеблется между 10,6 рад/с² и 14,3 рад/с². Таким образом, предложенные методы и критерии позволяют обнаруживать локальные дефекты в редукторе.

В Заключение приведены основные выводы и результаты, полученные в ходе выполнения работы.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

По итогам диссертационной работы соискателем получены следующие основные результаты и выводы:

1. Разработана модель получения информации непосредственно с вращающегося вала исполнительного механизма, которая использует мгновенные ускорения закрепленных на вращающемся валу нескольких взаимно-ориентированных акселерометров. Разработанная модель датчика позволяет определить линейные и угловое ускорение вращающегося вала с учетом его мгновенного угла поворота.
2. Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий декомпозиции измеренных ускорений, основанные на разработанной математической модели получения информации, позволяющие декомпозировать измеренные ускорения на угловое и линейные составляющие, а также декомпозировать линейные ускорения на ортогональные оси в поперечном сечении вала. Апробация разработанного метода и предложенного критерия показала, что разработанный метод обработки информации мало чувствителен к шуму.
3. Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий обнаружения дефекта в подшипнике качения из декомпозированного углового ускорения вала, основанный на оценке значения суммы амплитуд спектральных компонент декомпозированного углового ускорения в области одной из крутильных частот вала. Основываясь на экспериментальной оценке применения, метод и критерий позволяют обнаруживать такие дефекты как: дефект тела качения, внутреннего и внешнего кольца, а также одновременное сочетание дефектов тела качения и колец.
4. Разработано алгоритмическое обеспечение для обработки информации, основанное на методе огибающей в области каждой собственной частоты механизма, и предложен критерий локализации дефектов в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений, соответственно. Предложен критерий локализации, основанный

на комбинации двух критериев. Первый критерий основан на превышении порогового значения суммы амплитуд характерных частот дефекта тел качения для каждой собственной частоты и позволяет обнаруживать дефект тел качения. Второй критерий основан на оценке значения натурального логарифма отношения суммы значений, связанных с амплитудами характерных частот внешнего и внутреннего колец подшипника для каждой собственной частоты, и позволяет локализовать дефекты колец подшипника.

5. Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий обнаружения локального дефекта ведущего колеса зубчатой передачи типа “скол” и “поломка” зуба по сигналам декомпозированного углового ускорения, основанные на оценке амплитуды первой гармоники частоты вращения ведущего колеса в декомпозированном угловом ускорении выходного вала передачи и на превышении порогового значения линейной функции от частоты вращения.
6. Результаты диссертационной работы были внедрены в деятельности ЗАО “Завод Минплита”, г. Челябинск.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в ведущих изданиях, рекомендованных ВАК

1. Синицин, В.В. Математическая модель устройства измерения виброускорения подвижных элементов машин и механизмов [Текст] / В.В. Синицин // Вестник Южно-Уральского государственного университета, серия: компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника.—2014.—Т. 14, № 3. — С. 127–133.
2. Sinitsin, V. Determination of shaft rotation angle from accelerations of the wireless sensor by the novel numerical method [Text] / V. Sinitsin, N. Yaparova // Bulletin of the South Ural State University, series: Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics. — 2018. — Vol. 18, no. 3. — P. 143–149.
3. Sinitsin, V.V. An approach to fault diagnosis of gearbox based on an instantaneous angular acceleration experimental study [Text] / V.V. Sinitsin, A.L. Shestakov // Bulletin of the South Ural State University, series: Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics. — 2020. — Vol. 20, no. 1. — P. 89–99.

Публикации в изданиях, индексируемых Scopus

4. Henry, M. Prism signal processing for machine condition monitoring I: Design and simulation [Text] / M. Henry, V. V. Sinitsin // 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). — St. Petersburg, Russia : IEEE, 2018. — May. — P. 452–457.
5. Henry, M. Prism signal processing for machine condition monitoring II: Experimental data and fault detection [Text] / M. Henry, V. V. Sinitsin // 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). — St. Petersburg, Russia : IEEE, 2018. — May. — P. 458–463.
6. Sinitsin, V.V. Roller bearing fault detection by applying wireless sensor of instantaneous accelerations of mechanisms moving elements [Text] / V.V Sinitsin // 15th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics: Technical Diagnostics in Cyber-Physical Era. — Budapest, Hungary : IMEKO, 2017. — P. 62–66.
7. Sinitsin, Vladimir V. Wireless acceleration sensor of moving elements for condition monitoring of mechanisms [Text] / Vladimir V Sinitsin, Aleksandr L Shestakov // Measurement Science and Technology. — 2017. — aug. — Vol. 28, no. 9. — P. 094002.

8. Sinitsin, V.V. Wireless sensor acceleration of moving elements for condition monitoring of mechanisms [Text] / V.V. Sinitsin, A.L. Shestakov // 14th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics: New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for Systems Reliability, Maintainability and Safety. — Milan, Italy : IMEKO, 2016. — P. 24–26.

Патенты

9. Устройство измерения виброускорения подвижных элементов машин и механизмов [Текст] : пат. 142934 Рос. Федерация : МПК7 G 01 P 15/02, G 01 H 9/00 / В.В.(мл.) Сеницин, В.В.(ст.) Сеницин, Семенов А.С., Шестаков А.Л. (РФ) ; ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ"(НИУ) ; Патентный отдел. — № 2014109714/28 ; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 19.

Публикации в других изданиях

10. Сеницин, В.В. Беспроводной датчик ускорений вращающихся валов для мониторинга состояния механизмов [Текст] / В.В. Сеницин // ПРОМИНЖИНИРИНГ труды II международной научно-технической конференции. — Челябинск, Россия : ЮУрГУ, 2016.—С. 475–478.