

На правах рукописи

Андросова Елена Борисовна

МЕТОД КОНТРОЛЯ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЁТОМ
ВИБРОУДАРНОГО РЕЖИМА

05.11.13 – Приборы и методы контроля
природной среды, веществ, материалов и изделий

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Орел – 2014

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс» (г. Орёл).

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Мишин Владислав Владимирович

Официальные оппоненты: Шкатов Пётр Николаевич
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Московский государственный
университет приборостроения
и информатики», профессор кафедры
«Материаловедение и технологии
материалов и покрытий»

Шалобаев Евгений Васильевич
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский
национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики
и оптики», профессор кафедры «Компьютерного
проектирования и дизайна»

Ведущая организация: Муромский институт (филиал) федерального
государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального
образования «Владимирский государственный
университет имени Александра Григорьевича
и Николая Григорьевича Столетовых»

Защита состоится «23» декабря 2014 г. в 13:30 на заседании диссертационного совета Д 212.182.01 при ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК» по адресу: 302020, г. Орёл, Наугорское шоссе, д. 29, ауд. 212.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК» и на официальном сайте www.gu-unpk.ru

Материалы по защите диссертации размещены на официальном сайте Госуниверситета – УНПК по адресу: www.gu-unpk.ru/defence

Автореферат разослан «___» ноября 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Волков В.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Подшипники качения являются ответственным звеном практически любой современной машины и в то же время являются самими уязвимыми. Их долговечность ограничивает срок службы механизмов, а безотказность определяет технико-экономическую эффективность и безопасность эксплуатации.

Вследствие отклонений формы и размеров деталей от идеальной, в подшипниках качения могут возникать виброударные взаимодействия, которые создают характерные шумы. Зазоры и люфты создают благоприятные условия для возникновения указанного явления при пульсации сил и моментов, действующих на элементы подшипника. При соударении происходит смятие микронеровностей его поверхностей, а затем упругое сжатие поверхностного слоя. Если возникающие напряжения недостаточны для разрушения связей между частицами поверхностного слоя, то ударного механического разрушения не происходит, а ударная волна распространяется вглубь тела, отразившись, возвращается и приводит к расширению поверхностного слоя, что вызовет отскок тела качения от кольца и возникнут свободные колебания. Виброударным режимом работы любой системы называют колебательное движение, в процессе которого между её отдельными звеньями происходят соударения. Виброударный режим приходится рассматривать как неприятный, но неизбежный побочный эффект. Он нарушает планируемые законы движения подшипника, увеличивает динамические нагрузки, инициирует трещины, возникают усталостные разрушения, что приводит к снижению долговечности и надёжности. Поэтому возникновение этого режима в подшипниках качения является крайне нежелательным.

В настоящее время явление ударных взаимодействий лежит в основе вибрационных методов для диагностирования дефектов подшипников качения. Однако, не существует методов и средств контроля, позволяющих определить возникновение виброударного режима. Поэтому создание методов и средств, выявляющих наличие виброударного режима на этапе жизненного цикла подшипника, является актуальной задачей, решение которой позволит диагностировать реальное состояние работы подшипника. Настоящая работа посвящена разработке метода диагностирования шариковых подшипников для установления факта возникновения виброударного режима.

Объект исследования – электрорезистивный метод диагностирования шариковых подшипников качения, позволяющий выявлять возникновение виброударного режима.

Предмет исследования – модели, принципы, алгоритмы и средства контроля состояния шарикового подшипника с наличием виброударного режима.

Цель исследования – повышение эффективности электрорезистивного метода диагностирования подшипников, заключающееся в дополнительной возможности установления факта возникновения виброударного режима.

В работе решаются следующие задачи:

1) теоретические исследования процесса удара и его характеристик (амплитуда, энергия удара, коэффициент восстановления, скорость соударения, время взаимодействия);

2) обоснование принципа появления виброударного режима и анализ возможных факторов, приводящих к его возникновению;

3) анализ существующих методов диагностирования подшипников качения: достоинства, недостатки и их применимость для контроля возникновения виброударного режима;

4) анализ кинематики подшипника качения и определение границ зоны, в пределах которой возникает виброударный режим;

5) математическое моделирование процессов, происходящих в зоне трения, параметры которых влияют на характеристики удара;

6) разработка математической модели, связывающей параметры процесса соударения с электрическим сопротивлением электрического фрикционного контакта;

7) разработка физического принципа диагностирования подшипника качения с учетом виброударного режима;

8) синтез диагностических параметров:

- частотные;

- временные характеристики;

9) разработка метода и средства диагностирования;

10) проведение экспериментальных исследований по подтверждению правильности теоретических положений, работоспособности и эффективности предложенного метода диагностирования.

Методы исследования. Представленные в работе теоретические исследования базируются на положениях теорий: механических ударов; контактирования шероховатых поверхностей; контактной гидродинамики; упругости; электрической проводимости. Теоретические результаты получены с помощью методов математического анализа, аналитических и численных методов решения систем уравнений. При обработке экспериментальных данных использовались методы спектрального анализа.

Экспериментальные исследования проведены на оригинальных установках с использованием современной измерительной аппаратуры, включающей ряд серийно выпускаемых приборов.

Научная новизна:

- получены теоретические зависимости, базирующиеся на волновой теории удара и на классической теории механического взаимодействия твёрдых тел, которые характеризуют влияние параметров механических соударений элементов подшипника качения, микропроцессов акустической эмиссии и кавитации, характеристик микротопологии поверхностей трибосопряжений на параметры функции электрического сопротивления подшипника качения;

- разработан метод диагностирования шариковых подшипников, основанный на физическом принципе получения электрической диагностической информации из зоны трения, отличающийся возможностью определения наличия виброударного режима с помощью синтезированных диагностических параметров;

- разработан алгоритм обработки сигнала электрического сопротивления зон трения работающего подшипника качения, основанный на статистическом

и спектральном анализе временной функции электрического сопротивления, позволяющий выявить наличие виброударного режима по флуктуациям функции электрического сопротивления подшипника.

Практическая ценность:

- предложена методика диагностирования виброударного режима подшипников качения во время эксплуатации;
- разработан принцип построения и структурная схема реализующего метода средства диагностирования;
- разработаны конструкции элементов средств диагностирования: приспособления для крепления, нагружения, вращения колец подшипника при его испытании и исследовании.

Реализация работы. Результаты исследований прошли апробацию в ОАО «ГМС Насосы» (г. Ливны). Метод, электронные средства диагностирования и установка моделирования виброударного режима в подшипниках качения прошли опытно-промышленную проверку на предприятии ЗАО «Счётприбор» города Орёл. Установка и методика диагностирования внедрены на данном предприятии. Внедрение установки и методики оказало положительное влияние на расчётный экономический эффект, что подтверждено актом внедрения. Также методика прошла опытно-промышленную апробацию на производственной базе МУП «Трамвайно-троллейбусное предприятие» города Орёл.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 4 печатных работы в журналах рекомендованных ВАК, получен патент на полезную модель. Результаты диссертационных исследований докладывались и обсуждались на научных конференциях.

Положения, выносимые на защиту:

- обобщенная схема возникновения соударений элементов подшипника качения и математические модели процессов, происходящие в зоне нагружения подшипника;
- теоретические и экспериментальные зависимости параметров функции электрического сопротивления подшипника качения при наличии виброударного режима работы;
- метод диагностирования подшипника качения с возможностью контроля виброударного режима, позволяющий получить оценку технического состояния подшипника, включающий в себя:
 - синтезированные диагностические параметры;
 - алгоритм диагностирования виброударного режима.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 165 страницах основного машинописного текста, содержит 64 иллюстрации и 18 таблиц. Она состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 204 наименования, приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, отражены научная новизна, практическая ценность и результаты реализации, приведены научные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе анализ состояния вопроса показал, что ударные процессы в подшипнике качения и вибрация являются неотъемлемой его частью, вызванные несовершенством элементов и условиями работы смазочного материала. Изучением удара занимались Галилей, Ньютон, Гюйгенс, Декарт, Марион, Лейбниц, Герц, Сен-Венан и др. Под механическим ударом было принято понимать кратковременное механическое воздействие твердых тел при их столкновении между собой и сопутствующие этому процессу явления, а под вибрацией - механические колебания. Соударение тел качения и колец подшипника - сложный процесс, поэтому принцип работы подшипника в виброударном режиме было принято строить совместно на 2-х теориях: классической теории удара и волновой теории удара Бусинеску и Сен-Венана. Т.е. тело качения, войдя в зону нагружения подшипника, где оно оказывается зажатым между кольцами, под воздействием внешних факторов выходит из состояния равновесия и начинает совершать свободные колебания за счёт упругих волн сжатия. При этом исследуемый режим характеризуется параметрами из классической теории удара: импульсом, скоростью, временем взаимодействия, амплитудой, частотой, фазой, энергией и коэффициентом восстановления. Таким образом, проанализировав и совместив 2 теории, были приняты следующие допущения: тело качения считается абсолютно твёрдым, а деформации подвергаются кольца подшипника; скорость упругой деформации при ударе не может быть выше скорости, с которой тело налетает на препятствие; существует предел деформации кольца, до которого тело ведет себя как упругое, а выше которого наступают пластические деформации или хрупкое разрушение; деформация кольца при ударе наступает не сразу во всем теле, а постепенно по мере достижения предела деформации; общая деформация тела при ударе оказывается такая же, как при статическом нагружении (величина деформации определяется из обобщенного закона Гука, при условии, что вся кинетическая энергия тела качения переходит в упругую энергию сжатия); при ударе наблюдается два вида деформации сжатия – это упругие деформации со скоростью удара и «звуковые» деформации со скоростью звука. Основная формула вычисления, объединяющая в себе положения 2-х теорий, это коэффициент восстановления, который характеризует твёрдость материала:

$$k = \frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{h}{H}}, \quad (1)$$

u_1 - скорость тела до соударения; u_2 - скорость тела после соударения;

H - расстояние, пройденное телом до соударения; h - расстояние, тела пройденное при отскоке.

Коэффициент восстановления подшипниковых сталей составляет от 0,73 до 0,8, время соударения будет довольно мало, поэтому удар можно предста-

вить в виде импульса. Таким образом, виброударный режим будет носить импульсный характер с высокой частотой.

В настоящее время вибрацию подшипников диагностируют в рамках вибро-акустических методов. Однако, проведенный обзор методов контроля состояния подшипника с точки зрения их точности, стабильности и воспроизводимости, простоты процесса реализации и возможности применения для диагностики виброударного режима, показал недостатки существующих подходов. Существующие преобразователи вибрации работают в диапазоне 10 Гц – 150 кГц и будут не чувствительны к высокочастотному виброударному режиму. Из приведённого анализа было выявлено, что приоритетными являются электрические методы, в основу которых заложено использование различных оценок электрических параметров флуктуирующих процессов и явлений в подшипнике. Они позволяют получить объективную информацию о состоянии подшипника непосредственно из зон трения его деталей в форме электрического сигнала, что позволяет создавать практически безынерционные, по отношению к процессу трения, высокочувствительные методы контроля. Наиболее разработанными в теоретическом и прикладном плане являются электрорезистивные методы, существенный вклад в разработку которых внесли Д. Снидекер, Дж. Кеннел, Т. Тэллиан, С.Ф. Корндорф, А.И. Свириденко, К.В. Подмастерьев, П.Н. Шкатов, В.Я. Варгашкин, В.В. Мишин, Е.В. Пахолкин, А.Ф. Блинов, А.А. Бобченко, Ю.М. Санько, С.А. Чижик и ряд других ученых. Показана возможность и целесообразность использования электрического сопротивления в качестве диагностического признака в разрабатываемом методе.

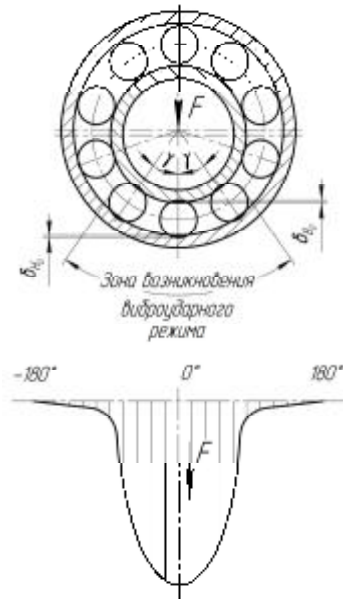
На основе проведенного обзора и анализа научных работ по рассматриваемой проблеме сформулированы цели и задачи диссертационного исследования.

Во второй главе проанализирована кинематика и динамика подшипников качения. На рисунке 1 показано действие радиальной нагрузки F в шариковом подшипнике и её распределение по телам качения. Количество тел качения, несущих основную радиальную нагрузку F , в процессе работы изменяется от 2-х до 3-х и 3-х до 2-х, что и определяет границы зоны нагружения, где возникает виброударный режим.

В исследуемой зоне нагружения шарикового подшипника реализуется 2 вида трения: качения и скольжения. В работах Коуртней-Пратта и Эйснера показано, что трение скольжения возникает с ростом тангенциальной силы, приложенной к телам. Отмечено также, что в этом процессе не обязательно смазочный слой должен быть разрушен в местах касания, хотя некоторое проникновение в пленку действительно может происходить. Согласно рисунку 1, тело качения, входя в зону нагружения подшипника, зажимается кольцами подшипника и происходит проскальзывание. При этом проскальзывание происходит не по металлу, а по окисным пленкам. Поэтому основные потери энергии и длительный разрыв смазочного слоя происходят при трении скольжения.

Предполагается, что при наличии проскальзывания микронеровности поверхностей будут деформироваться пластически, а волны - упруго. При пластической деформации материал, выдавливаемый с поверхности вершин микроне-

ровностей, поступает во впадины между микронеровностями и постепенно заполняет их. При этом происходит постепенное изменение средней величины высоты микронеровностей контактирующих поверхностей трибосопряжения и изменение площади контакта.



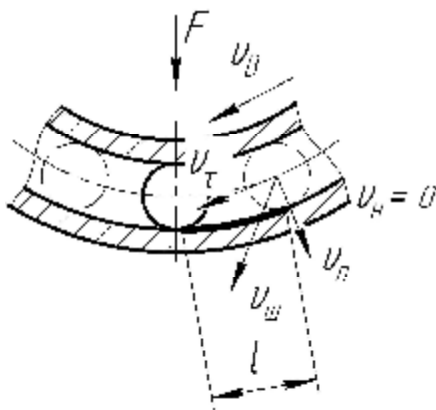
d_{H_0} - сближение наиболее нагруженного шарика с наружным кольцом подшипника;

d_{B_0} - сближение наиболее нагруженного шарика с внутренним кольцом подшипника;

F - радиальная нагрузка;
 g - угловое расстояние между двумя смежными шариками

Рисунок 1 – Схема распределения радиальной нагрузки по телам качения в шариковом подшипнике

На рисунке 2 показана модель шарикового подшипника с наличием проскальзывания.



F - радиальная нагрузка;

l - протяжённость проскальзывания;

u_B - линейная скорость вращения внутреннего кольца;

u_H - скорость вращения внешнего кольца;

$u_{ш}$ - скорость движения тела качения;

u_t - тангенциальная составляющая скорости движения тела качения;

u_n - нормальная составляющая скорости движения тела качения

Рисунок 2 – Модель шарикового подшипника с наличием проскальзывания

Протяжённость проскальзывания определяется следующими факторами:

- 1) протяжённость проскальзывания при наличии локальных дефектов (выкрашивание поверхности, абразивный износ, фреттинг-коррозия, бриннелирование, натир, задиры на поверхности, выбоины поверхности) будет соизмерима с этими дефектами;
- 2) протяжённость проскальзывания по волнистости дорожки качения;
- 3) протяжённость соизмерима с размерами тел качения;
- 4) протяжённость смены пятна контакта.

Наиболее разрушительное воздействие на подшипники качения оказывает сочетание проскальзывания тел качения с их последующим соударением с кольцами, т.е. возникновением виброударного режима.

Предложена схема возникновения виброударного режима, которая может быть описана последовательностью: «первичные удары → звуковая эмиссия → частицы разрушения микронеровностей на стадии приработки → кавитация → разрыв смазочной плёнки → соударения». Далее соударения приводят к звуковой эмиссии, кавитации, повреждению смазочного слоя. Процесс происходит циклически, вызывая новые многочисленные соударения.

Движение системы (в частности, собственная вибрация) определяется в результате решения уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T(z_k, \mathbf{z}_k)}{\partial \dot{\mathbf{z}}_j} - \frac{\partial T(z_k, \mathbf{z}_k)}{\partial \mathbf{z}_j} = - \frac{\partial \Pi(z_{II})}{\partial z_j} + \Gamma_j(\mathbf{z}) + D_j(\mathbf{z}) + F_j, \quad j = 1, \dots, n, \quad (2)$$

где Γ_j , D_j - гироскопические и диссипативные силы; t - время; z_j - j -я координата вектора z ; n - размерность вектора z ; F_j - вынуждающие силы.

Первичное соударение происходит вследствие отклонений формы элементов подшипника качения, т.е. волнистости, шероховатости и др., энергия которого равна:

$$E = \left(\frac{m \cdot u_1^2}{2} \right) \cdot (1 - k^2), \quad (3)$$

где m - масса тела качения; k - коэффициент восстановления для тела качения при соударении с неподвижным кольцом с начальной скоростью удара u_1 .

Механические напряжения, появляющиеся во время удара, действуют непосредственно на атомную структуру вещества и приводят к возбуждению колебаний атомов решетки. Колебания атомов в системе одноатомной кристаллической решетки рассматриваются как набор независимых квантово-механических осцилляторов. Волновые функции этих гармонических осцилляторов могут быть получены из уравнения:

$$\left[- \frac{\hbar^2}{2m} \frac{d^2}{dx^2} - u(x) \right] y_n(x) = E_n y_n(x), \quad (4)$$

где \hbar - постоянная Планка; m - масса атома; в гармоническом приближении $u(x) = kx^2 / 2$, где k - силовая постоянная, равная mw^2 , w - частота тепловых колебаний; n - главное квантовое число осцилляторов.

Стадия эффективного возбуждения решеточных колебаний - первый необходимый шаг процесса передачи энергии твердому телу механическим ударом. Эта энергия механически индуцированных колебаний может поглотиться решеткой посредством образования структурных несовершенств, если амплитуда этих колебаний будет превышать определенные критические значения. В противном случае энергия этих колебаний расходуется на нагрев и другие радиационные и эмиссионные явления.

Соударения происходят за счёт упруго-пластической деформации поверхностей элементов подшипника, которые ведут к движению в веществе дислокаций и их скоплений. Дислокационные процессы имеют существенно не-

равномерный, и даже прерывистый, характер, что является причиной излучения волн напряжения, т.е. акустической эмиссии. Поэтому акустическая эмиссия имеет «взрывной», импульсный характер. Длительность импульса может составлять 10^{-8} - 10^{-4} с. Уравнение, связывающее акустическую E_a и механическую E (которая зависит от коэффициента восстановления) энергии при ударе:

$$E_a = \frac{E \cdot J}{50 \cdot c}, \quad (5)$$

где J - скорость скольжения, c - скорость распространения звука в металле.

Энергия отдельного импульса составляет от 10^{-9} до 10^{-5} Дж.

Процесс акустической эмиссии является одной из причин возникновения кавитации. Кавитация – это процесс появления пузырьков пара в потоке жидкости, сопровождающийся шумом и гидравлическими ударами и возникает в результате местного понижения давления в жидкости, которое происходит при прохождении акустической волны большой интенсивности во время полупериода разрежения (акустическая кавитация). Различные примеси и включения, которые присутствуют в смазочном слое, являются зародышами кавитации. Поэтому присутствуют пузырьки разного радиуса. Пузырьки малого радиуса образуются на поверхностях и в трещинах малых твердых частиц.

При распространении в жидкости гармонических колебаний без учета P_a и диффузии газа через поверхность пузырька, но с учетом изотермичности процесса роста пузырька с радиусом r , уравнение равновесия записывается как:

$$P_0 - P_a = \left(P_{CT} - P_{II} + \frac{2 \cdot \sigma}{r_0} \right) \cdot \left(\frac{r_0}{r} \right)^3 - \frac{2 \cdot \sigma}{r_0} + r_{II}, \quad (6)$$

где P_0 - начальное давление в пузырьке, Па; P_a - акустическое давление, Па;

r_0 - начальный радиус пузырька; P_{CT} - статическое давление в жидкости, Па.

Пузырек устойчив, пока P_a не достигает критического значения $P_{кр}$. При $P_a > P_{кр}$ пузырек начинает быстро расти, что приводит к разрыву сплошности жидкости.

Максимальный радиус, достигаемый кавитационным пузырьком в стадии расширения, под воздействием звукового поля:

$$r_{\max} = \frac{0,4}{f} \cdot \left(1 - \frac{P_{CT}}{P_{3B}} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{3B}}{r}}, \quad (7)$$

где f - частота звукового поля, Гц; P_{3B} - амплитудное значение звукового давления, Па; r - плотность жидкости.

Для создания кавитационной области используется только часть энергии первичного звукового поля. Это отношение затраченной энергии к полной энергии первичного поля называется коэффициентом кавитационного использования акустической энергии:

$$h = \frac{E_k}{E_a}, \quad (8)$$

где E_k - затраченная акустическая энергия на образование кавитации;

E_a - акустическая энергия.

Порог кавитации и его частотная зависимость определяются объемом жидкости. Величина кавитационной прочности жидкости зависит от наибольшего зародыша из всех имеющихся в объеме жидкости.

Все вышеперечисленные явления вызывают повреждение смазочного слоя, что приводит к последующим соударениям и взаимодействиям элементов подшипников.

Были проведены расчёты и выдвинута гипотеза, что проскальзывание всегда присутствует в работе шарикового подшипника и имеет длительность порядка миллисекунд, а возникновение ударных взаимодействий в зоне проскальзывания – процесс случайный, который зависит от неидеальности элементов, дефектов поверхностей, разрыва смазочного слоя или наличия кавитации в нём, и время одного соударения составляет единицы микросекунд, а частота виброударного режима составляет единицы мегагерц. Вероятность возникновения виброударного режима при высоком коэффициенте восстановления материала элементов подшипника выше, чем при хрупком и «мягком» материале.

На основе теоретических исследований предложен принцип диагностирования подшипника качения с наличием виброударного. Смазочная плёнка является диэлектриком, которая разделяет трущиеся поверхности в подшипнике. Соударение тела качения и кольца подшипника представляется в виде электрического фрикционного контакта. При ударе повреждается смазочный слой и происходит контактирование металл-металл, что влечёт за собой резкое уменьшение сопротивления. Поэтому оценку процессов происходящих в зоне трения подшипника предложено вести по времени разрыва смазочного слоя, когда сопротивление подшипника резко падает.

Сопротивление фрикционного контакта включает следующие составляющие:

$$R_{\text{общ}} = R_M + R_{\text{ОП}} + R_{\text{СТ}} + R_{\text{СП}}, \quad (9)$$

где $R_M, R_{\text{ОП}}, R_{\text{СТ}}, R_{\text{СП}}$ – соответственно, сопротивление контактирующих тел, окисных плёнок, стягивания и смазочных плёнок.

Предложена модель типового импульса сопротивления в зоне нагружения подшипника с наличием проскальзывания и последующим ударным взаимодействием (рисунок 3).

Модель типового импульса сопротивления подшипника состоит из 5 этапов.

I этап: жидкостной режим работы подшипника, смазочный слой не повреждён.

II этап: тело качения в ходит в зону нагружения подшипника качения и начинается проскальзывание шарика. Тогда сопротивление начинает уменьшаться до определённого уровня, так как на рабочих поверхностях всегда имеются окисные плёнки и смазочный слой до конца не продавливаются, как было описано выше. Далее, в зависимости от совокупности определённых факторов и процессов, может возникнуть ударный режим или установиться режим граничного трения.

III этап: характеризуется либо граничным режимом трения, либо сово-

купностью граничного трения и ударного режима. При граничной смазке сопротивление объекта определяется сопротивлением поверхностных пленок и сопротивлением стягивания. Замыкание контакта происходит в момент, когда происходит касание микровыступов рабочих поверхностей тела качения и двух колец одновременно. Тогда контактное сопротивление уменьшается практически до нуля.

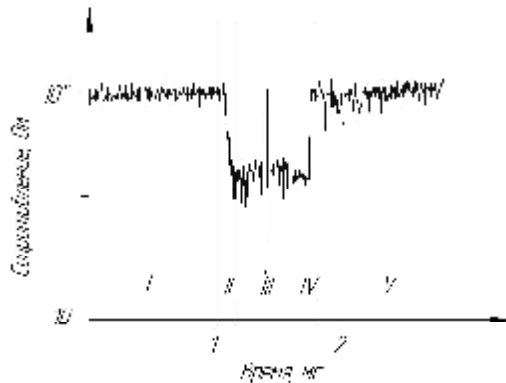


Рисунок 3 – Модель типичного импульса сопротивления подшипника качения с наличием проскальзывания и соударением

IV этап: тело качения выходит из зоны нагружения подшипника качения и сопротивление начинает увеличиваться, так как начинает уменьшаться нагрузка и увеличиваться толщина смазочного слоя.

V этап: выход сопротивления на исходный уровень и установление жидкостного режима работы.

В завершении главы сформулирован физический принцип, заложенный в основу разрабатываемого метода. Для решения задачи диагностирования виброударного режима в качестве диагностических параметров предложено использовать характеристики электрических импульсов сопротивления с разделением их на импульсы проскальзывания и ударные импульсы по параметру длительности импульса и амплитуды импульса. Синтезированы диагностические параметры: R_t , t , $R_{y\delta}$, $t_{y\delta}$, u_R , $u_{y\delta}$, $f_{y\delta}$.

В третьей главе предложен алгоритм диагностирования, позволяющий выявить наличие виброударного режима.

Алгоритм состоит из следующих действий:

1) рассчитываются информационные частоты (частота перекачивания тел качения по кольцам, частота вращения сепаратора, частота соударений элементов подшипника), которые отражают кинематику подшипника, а также возможные значения флуктуации электрического сопротивления R по параметру λ , который зависит от толщины слоя h и шероховатости поверхностей, соответствующая определённому режиму трения (таблица 1).

В таблице 2 приведены расчётные значения сопротивления электрических импульсов при проскальзывании и соударении, их длительность.

Функция сопротивления R включает в себя детерминированные составляющие, вызванные кинематикой подшипника, проявляющиеся на средних частотах (500 – 20000 Гц), а также случайные составляющие, вызванные вибро-

ударным режимом, появляющиеся на высоких частотах (50...1000 кГц).

Таблица 1 – Сопротивление R при соответствующих режимах трения

Критерий	Режим трения	Сопротивление
$I \geq 3$	Жидкостной	$R_{\min} = r_{CM} \cdot \frac{h}{S_h}, \quad (10)$ <p>r_{CM} – удельное сопротивление смазочного материала h – толщина смазочной пленки; S_h – площадь, на которой толщина смазочной пленки равна h.</p>
$3 > I \geq 1,5$	Граничный	$R = 2 \cdot R_{CT} + R_{СП}, \quad (11)$ $R_{CT} = \frac{r}{2 \cdot n_{II} \cdot r_{B(H)}}, \quad (12)$ $\begin{cases} R_{СП} = \frac{r_{нов}}{p \cdot n_{II} \cdot r_{B(H)}^2}, \text{ при } 3 \leq h \leq 10 \text{ нм}; \\ R_{СП} = r_{ГП} \cdot \frac{h}{S_h}, \text{ при } 0,01 \leq h \leq 1 \text{ мкм}. \end{cases} \quad (13)$ <p>$r_{нов}$ – удельное поверхностное сопротивление; $r_{ГП}$ – удельное сопротивление граничной смазочной пленки; $r_{B(H)}$ – радиус пятна металлического контакта; n_{II} – число пятен контакта в контактной зоне.</p>
$1,5 > I \geq 1$	Смешанный	$R = R_{CT} = \frac{r}{2 \cdot n_{II} \cdot r_{B(H)}}. \quad (14)$
$I < 1$	Сухой	$R_{\max} = 2 \cdot R_{CT} = \frac{r}{n_{II} \cdot r_{B(H)}}. \quad (15)$ <p>n_{II} – число пятен контакта в контактной зоне.</p>

Таблица 2 – Средняя длительность электрических импульсов t при разных значениях сопротивления R

Время импульса проскальзывания	\bar{R}		\bar{t}
	Граничный режим трения	100 Ом – 100 МОм	
Время ударного импульса	Смешанный режим трения	100 Ом – 100 МОм	$\bar{t}_{уд}$
	$\bar{R}_t = \frac{\bar{R}_{\max}}{2}$		
	Граничный режим трения	100 Ом – 100 МОм	
	Сухое трение	10 Ом – 150 Ом	микросекунды

2) Контролируемый подшипник устанавливают в реальный узел или в ис-

пытательный стенд, имитирующий режимы и условия работы подшипника в изделии (вращение кольца с заданной частотой, требуемый характер нагружения).

3) Получая функцию сопротивления в реальном времени, выделяют и фиксируют для дальнейшей обработки тот участок функции, где возможен виброударный режим, т.е. в зоне нагружения. Для этого контролируют скорость падения сопротивления:

$$u_R = \frac{d\bar{R}(t)}{dt}. \quad (16)$$

Возникновение проскальзывания и виброударного режима происходит при следующих условиях, отражённых в таблице 3.

Таблица 3 – Условия возникновения виброударного режима

Диагностический параметр	Проскальзывание	Виброударный режим
\bar{R}	100 Ом – 1 МОм	50 Ом – 100 Ом
\bar{t}	миллисекунды	микросекунды
$u_R = \frac{d\bar{R}(t)}{dt}$	~ 10 кОм/с	~ 10 МОм/с

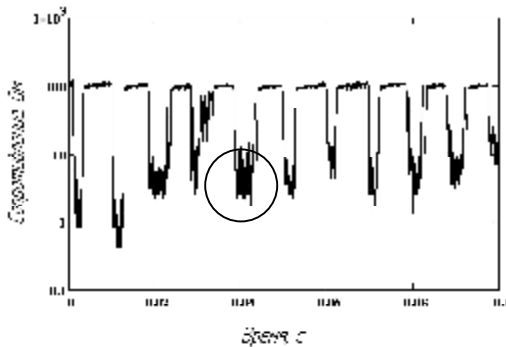
Согласно предложенной гипотезе, тело качения попадая в зону нагружения испытывает проскальзывание, а следовательно, сопротивление будет падать со скоростью ~ 10 кОм/с и фиксируют сигнал при данной скорости до момента увеличения сопротивления с той же скоростью.

4) Производят частотный анализ выделенного участка сигнала сопротивления, строя текущий спектр. Текущий спектр участка полученного сигнала исследуемого подшипника будет иметь пики на высоких частотах 50 кГц – 10 МГц, говорящие о наличии виброударного режима.

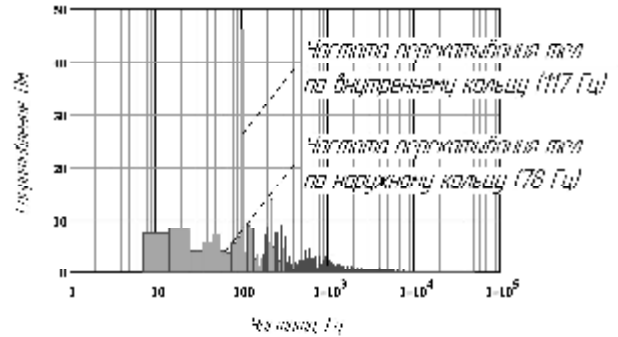
В четвёртой главе приведено подробное описание разработанного специализированного экспериментального оборудования и представлены результаты экспериментальных исследований, посвященных проверке правильности теоретических положений, работоспособности и эффективности предложенного метода. Экспериментальные исследования проводились на изготовленных в заводских условиях подшипниках с требуемыми параметрами, а также оборудовании, позволяющем имитировать факторы, которые непосредственно влияют на появление виброударного режима.

Сигналы сопротивления были получены на специально изготовленных нетокопроводящих кольцах упорного шарикового подшипника типа 8207 ГОСТ 7872-89 с металлическими областями, которые имитировали зону нагружения. Для проверки теоретических исследований и подтверждения работы разработанного метода моделировались различные условия работы подшипника: радиальная грузка 20 Н, частота вращения внутреннего кольца 800 об/мин, отсутствие смазочного материала и наличие смазочного материала И-20, наличие смазочного материала И-20 с воздушными пузырями (имитация кавитации), «мягкий» материал колец подшипника (материал медь для проверки влияния

коэффициента восстановления на вероятность возникновения виброударного режима). Были получены текущие спектры амплитуд электрического сопротивления всего сигнала сопротивления за промежуток времени и участка сигнала сопротивления, отражающего зону нагружения (рисунок 4, рисунок 5).

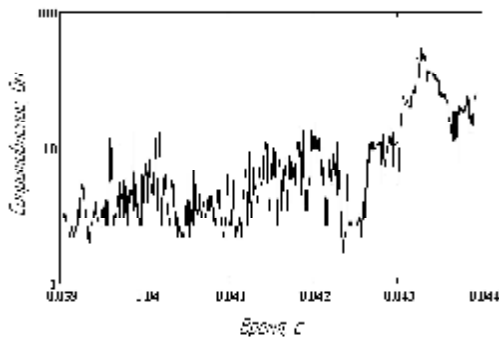


а) Сигнал сопротивления

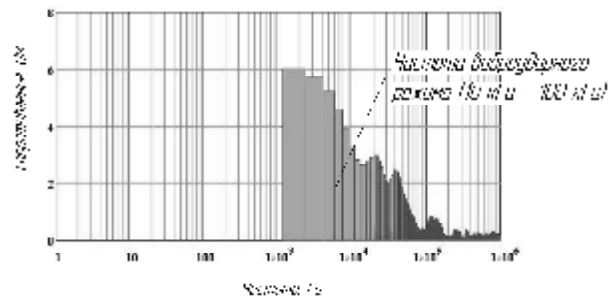


б) Спектр сигнала сопротивления

Рисунок 4 – Сигнал сопротивления и его спектр исследуемого экспериментального упорного подшипника качения



а) Выделенный участок сигнала сопротивления, показанного на рис.4, а)



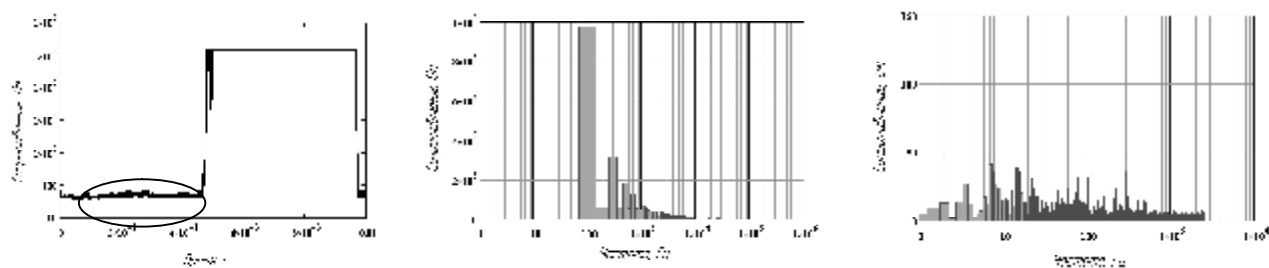
б) Спектр участка сигнала сопротивления

Рисунок 5 – Сигнал сопротивления и его спектр исследуемого экспериментального упорного подшипника качения

Спектр амплитуд всего сигнала сопротивления имеет ярко выраженный пик на частоте перекатывания тел качения упорного подшипника 117 Гц. Текущий спектр участка сигнала сопротивления включают в себя высокочастотные составляющие с большим разбросом по амплитуде, что свидетельствует о наличии виброударного режима 50 кГц – 10 МГц. Также исследования проводились на реальных шариковых подшипниках различных производителей (Китай, Россия).

На рисунке 6 показаны результаты исследований упорных подшипников качения с медными кольцами. По текущему спектру участка сигнала сопротивления видно, что соударений практически не происходило, так как «мягкий» материал медного кольца и его низкий коэффициент восстановления привели к тому, что вся основная энергия соударения перешла в тепловую энергию и в энергию пластической деформации. Очевидно, что тела качения взяли в «мяг-

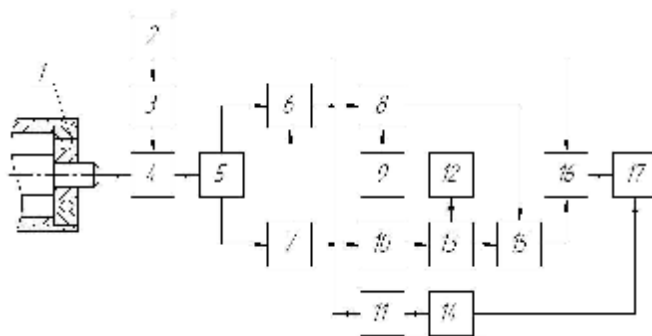
ком» материале и вероятность возникновения виброударного режима была минимальна. Единичные соударения происходили лишь в те моменты времени, когда пластическая деформация была практически завершена и произошло упрочнение поверхностного слоя с увеличением коэффициента восстановления.



а) Сигнал электрического сопротивления б) Спектр всего сигнала сопротивления в) Спектр выделенного участка сопротивления

Рисунок 6 – Сигнал сопротивления и его спектры (на примере медного кольца шарикового упорного подшипника)

На рисунке 7 показана схема средства, реализующего разработанный метод.



1 – исследуемый подшипник; 2 – источник постоянного тока; 3 – ключ;
4 - токосъёмник; 5 – ключ; 6 – дифференциальный усилитель;
7 – устройство выборки-хранения; 8 – компаратор; 9 – устройство задания уровня сопротивления; 10 – дифференциатор; 11 – интегратор;
12 – устройство задания уровня скорости падения сопротивления;
13 – компаратор; 14 – устройство вычисления частот;
15 – логический элемент «И»; 16 – запоминающий осциллограф;
17 – ЭВМ

Рисунок 7 – Схема средства диагностирования реализующего разработанный метод

Устройство содержит источник 2 постоянного электрического тока, который подключён к подшипнику 1 через ключ 3. Подшипник помимо постоянных флуктуаций сопротивления является генератором ЭДС: термо ЭДС, трибо ЭДС, статическое электричество и пр. Суммарная ЭДС поступает с подшипника на вход устройства через токосъёмник 4. Сюда же поступают дополнительные составляющие напряжения (ЭДС) определяемые наводками на кабель, корпус устройства и в других цепях. Для исключения влияния наводок и составляющих ЭДС с подшипника на результаты измерения в цепи предусмотрен режим контроля влияния помехи. При положении ключа 3, когда происходит отклю-

чение источник тока 2 от цепи, выходное напряжение мостовой схемы определяется только ЭДС и наводками. Их значения фиксируются на устройстве выборки-хранения 7, которое подключено через ключ 5. После записи значений паразитных ЭДС и наводок через ключ 3 подключается источник тока, а ключ 5 при этом переключается в положение, когда сигнал с подшипника начинает поступать на вход дифференциального усилителя 6. Дифференциальный усилитель исключает ошибку путём вычитания значений, записанных на устройстве выборки-хранения 7, из сигнала, оставляя полезную его составляющую. Для дальнейшей обработки полезного сигнала к выходу дифференциального устройства подключены следующие устройства: компаратор 8, дифференциатор 10, интегратор 11. Компаратор 8 выполняет сравнение текущего значения сопротивления с уровнем, заданным устройством 9. Дифференциатор 10 предназначен для определения значения скорости падения сопротивления, с которого сигнал поступает на компаратор 13 для сравнения его значения с уровнем, заданным устройством 12. Значения сигнала, поступающего на компараторы, должны быть меньше заданных пороговых уровней. Выходы компараторов подключены к логическому элементу «И» 15, который сработает при одновременном поступлении импульсов с компараторов. Выход элемента 15 подключён ко входу запоминающего осциллографа 16. Осциллограф начинает запись сигнала с дифференциального усилителя 6 при поступлении импульса на него с логического элемента «И» 15. Зафиксированный сигнал для дальнейшей обработки поступает на ЭВМ 17, которая подключена к запоминающему осциллографу 16. Также на вход ЭВМ поступают данные с устройства вычисления 14, которые требуются для коррекции результатов при обработке сигнала на ЭВМ.

В заключении сформулированы основные результаты работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Теоретически обоснована возможность возникновения виброударного режима в зоне нагружения подшипника под воздействием внешних факторов: неидеальность элементов, кавитация, повреждение смазочного слоя.

2. Проведенный анализ известных методов диагностирования подшипников качения, показал, что в качестве диагностического признака при решении поставленной задачи целесообразно использовать оцениваемую электрическим способом длительность соударения элементов в подшипнике.

3. Разработаны математические модели микропроцессов акустической эмиссии и кавитации, происходящих в зоне нагружения, параметры которых влияют на характер соударений элементов подшипника качения.

4. Разработана математическая модель, связывающая параметры процесса соударения с электрическим сопротивлением, которое резко падает до значений 10 - 100 Ом при возникновении виброударного режима.

5. На основе физического принципа диагностирования виброударного режима были синтезированы диагностические параметры: R_t , t , $R_{y\partial}$, $t_{y\partial}$, u_R , $u_{y\partial}$, $f_{y\partial}$.

6. Разработан метод диагностирования, позволяющий выявлять возникновение виброударного режима в шариковых подшипниках.

7. В рамках метода разработан алгоритм обработки сигнала электрического сопротивления, согласно которому появление высокочастотных составляющих (50 кГц – 10 МГц) в спектре временной функции электрического сопротивления свидетельствует о наличии виброударного режима.

8. Проведены экспериментальные исследования по подтверждению правильности теоретических положений, работоспособности и эффективности предложенного метода диагностирования.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Андросова, Е.Б. Удар металлических тел в шариковых подшипниках качения и причины его возникновения [Текст] / Е.Б.Андросова // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, 2011. - № 1. - С. 102-107.

2. Андросова, Е.Б. Причины, вызывающие нарушение целостности рабочих поверхностей шариковых подшипников качения [Текст] / С.Ф. Корндорф, Е.Б. Андросова // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, - 2012. - № 6. - С. 102 - 106 (личное участие 50%).

3. Андросова, Е.Б. Метод и средство диагностирования подшипника с учётом виброударного взаимодействия колец и тел качения [Текст] / В.В. Мишин, Е.Б.Андросова // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, - 2013. - № 5. - С. 165 – 171 (личное участие 50%).

4. Андросова, Е.Б. Исследование особенностей диагностирования ступичного подшипника автомобиля [Текст] / М.В. Майоров, К.В. Подмастерьев, А.В. Селихов, Е.Б. Андросова // *Мир транспорта и технологических машин*, 2014. - № 2(45). - С. 8 – 13 (личное участие 25%).

Материалы конференций, свидетельства:

5. Андросова, Е.Б. Причины разрушения целостности рабочих поверхностей шариковых подшипников качения [Текст] / Е.Б. Андросова // *Труды XXI междунар. науч.техн. семин. «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации»*. Алушта. 2012. - С. 49.

6. Андросова, Е.Б. Метод диагностирования подшипника качения с учётом виброударного взаимодействия элементов [Текст] / Е.Б. Андросова // *Материалы 3-й международной научно-практической конференции «Современные материалы, техника и технология»*. Юго-Зап. гос. ун-т. В 3-х томах, Том 2., Курск, 2013. - С. 35.

7. Пат. 130076 РФ, МКИ G 01 M13/04. Устройство контроля и испытаний подшипника / Е.Б. Андросова, В.В. Мишин, Н.В. Рыбакова. №2013110126/28; заявл. 06.03.2013; опубл. 10.07.2013 (личное участие 50%).

Подписано к печати 22.10.2014 г. Формат 60x84 1/16.

Объем 1,0 усл. п.л. Тираж 100 экз. Заказ № 184

Отпечатано с готового оригинал-макета на полиграфической базе
ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29.