

личину f , а відношення $f/f_{ст}$ є коефіцієнтом динамічності μ .

З урахуванням (13)

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{mV^2}{2\sqrt{kEJ}}}}. \quad (25)$$

З ростом швидкості V коефіцієнт динамічності збільшується і при швидкості

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{2\sqrt{kEJ}}{m}} \quad (26)$$

прямує до безкінечності. Це значення швидкості є критичним і визначає час руху $t_{кр}$. Отже, при значеннях V , що менші критичного, рухома хвиля біжучої дислокації має форму синусоїди, що затухає. Затухання амплітуд визначається множителем $e^{-\alpha\xi}$ в рівнянні (22). З наближенням швидкості до її критичного значення параметр α згідно з (18) прямує до нуля і при критичній швидкості стає рівним нулю. Відповідно цьому крива (22) виявляє все менше затухання і при критичній швидкості стає чистою синусоїдою.

Формули (10)-(26) представляють собою математичну модель процесу руху дислокації в поверхневих шарах, що, по суті, і є процесом самоорганізації фізико-механічних властивостей матеріалів зубчастої пари.

Висновки.

1. Розроблено фізичну модель реологічних та синергетичних явищ (за „принципом гусениці”) в поверхневих шарах зубчастих пар під навантаженням в процесі експлуатації і відповідну їй математичну модель, що описує дію рухомої дислокації на безкінечну балку, що лежить на суцільній пружній основі (модифікована авторами модель Вінклера).

2. Визначено критичну швидкість руху дислокацій в поверхневих шарах і час цього руху, що, безумовно, допоможе при виборі контактних та згинних допустимих напружень для матеріалів зубчастих пар.

3. Критична швидкість та час руху дислокацій в поверхневих шарах дозволяють переглянути традиційний підхід до вибору матеріалів зубчастих коліс. Вочевидь, раціональним буде використання матеріалу, для якого $V_{кр}, t_{кр} \rightarrow \min$.

Список літератури: 1. *Хакен Г.* Синергетика / Иерархии неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах // Под ред. Ю.Л. Климонтовича. – М.: Мир, 1985. – 419 с. 2. *Николис Г., Пригожин И.* Самоорганизация в неравновесных системах / Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 597 с. 3. *Синергетика:* Сб. статей. / Пер. с англ. // Под ред. Б.Б. Кадомцева. – М.: Мир, 1984. – 624 с. 4. *Бокштейн Б.С.* Атомы блуждают по кристаллу. – М.: Наука, 1987. – 207 с.

5. *Волькенштейн М.В.* Энтропия и информация. – М.: Наука, 1986. – 191 с. 6. *Цеснек Л.С.* Механика и микрофизика истирания поверхностей. – М.: Машиностроение, 1979. – 263 с. 7. *Протасов Б.В.* Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности. – Саратов: Изд. Саратов. ун-та, 1979. – 152 с. 8. *Королев В.И.* Уруго-пластические деформации оболочек. – М.: Машиностроение, 1971. – 303 с. 9. *Приймаков А.Г.* Контактные напряжения в зубчатых передачах. – Харьков: Основа, 1986. – 297 с. 10. *Приймаков А.Г., Рудницкий В.И.* Определение приведенного модуля упругости двухслойного металлополимерного гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1984. – Вып.39. – С.49-51. 11. *Приймаков А.Г., Рудницкий В.И.* Напряженно-деформированное состояние и усталостная прочность силовых трехволновых передач с металлополимерными гибкими колесами // Вестник машиностроения. – 1984. – №.6. – С.25–27. 12. *Работнов Ю.Н.* Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966. – 752 с.

Поступила в редколлегию 01.02.07

УДК 62.233.27

А.В. ЧЕРНЫШЕНКО, А.А. ПАВЛОВА, канд. техн. наук,
В.П. ПЕТРУШАК, канд. техн. наук, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков

К ВОПРОСУ ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Розглянуті питання вібродіагностики дефектів підшипників кочення. Запропоновані загальна спрощена схема пристрою для зняття сигналів вібродатчика та метод подальшої обробки спектрограми, що дозволило з мінімальними витратами, але з чималою вірогідністю проводити вібраційну оцінку підшипників.

The questions of vibration-based diagnostics of frictionless bearings defects are considered. The general simplified scheme of device for the taking down of vibration detector signals and method of further treatment of spectrogram are offered, that allowed to make the vibration estimation of bearings with minimum expenses, but with large enough probability.

Актуальность проблемы. Одной из серьезных проблем вибрационной диагностики является определение технического состояния подшипников качения, установленных на тихоходных валах. Такой тип оборудования, имеющий невысокую частоту вращения рабочего и промежуточных валов, встречается достаточно часто (подшипники колес механизмов передвижения кранов, механизма подъема кранов, механизма передвижения крановых тележек, полиспасты и т.д.). Во многих случаях безаварийность работы данного оборудования в большой степени зависит от состояния подшипников качения и влияет не только на технологический процесс, но и на безопасность работы установки, агрегата, цеха. Таким образом, решение вопроса диагностики таких узлов является весьма актуальной задачей.

Состояние вопроса. В настоящий момент существует много устройств и приборов, которые позволяют более или менее успешно проводить диагно-

стику подшипников. Большинство из них портативные, удобны в обращении и имеют малые размеры. Однако такие приборы имеют небольшой период регистрации вибрационного сигнала и, следовательно, не пригодны к диагностике тихоходных подшипников. Остальные устройства, которые позволяют успешно проводить диагностику тихоходных подшипников, весьма громоздки, дороги, неудобны в обращении и монтаже на транспортных машинах (кранах, погрузчиках и т.п.) и требуют дорогого обслуживания.

Анализ вибраций в подшипниках качения. При обкатывании телами качения механических дефектов на обоямах подшипника, как и при дефектах на самих телах качения, в подшипнике возникают вибрационные процессы. Причиной возникновения вибраций является единичное импульсное возбуждение. Как аналог этого импульсного возбуждения можно рассмотреть удар при прохождении стыка двух рельс колесом вагона движущегося поезда. В этом случае колесо вагона является аналогом тела качения, а стык – дефекта на внешней обойме подшипника. Время действия возбуждающего усилия очень мало и составляет чаще всего доли или единицы миллисекунд.

Каждое импульсное усилие от дефекта, возбуждаемое в элементах подшипника и в элементах механической конструкции агрегата, рассматривается как свободное затухающее колебание. Поскольку возбуждающее усилие носит кратковременный характер, то спектр частот возникающих свободных колебаний очень широк и может занимать полосу частот от сотен герц до сотен килогерц. Именно этим объясняется успешное применение для диагностики подшипников качения различных методов диагностики, анализирующих вибрации как в зоне слышимых частот, так и в зоне ультразвука и выше.

Здесь очень важно уточнить, что частоты вибрации от дефектов подшипников качения мало зависят от частот вращения самих подшипников, т.к. свободные колебания механической конструкции от импульсного возбуждения определяются только резонансными свойствами самой конструкции. Т.е. с какой бы частотой не наносились удары по подшипнику, частота свободных колебаний элементов подшипника не меняется. Следствием этого заключения является то, что с изменением частоты вращения контролируемого дефектного подшипника (конструкции) частота свободных колебаний не изменяется. Происходит только некоторое смещение распределения мощности в спектре вибрации. У быстроходных подшипников большая часть мощности сосредоточена в высокочастотной зоне, у тихоходных подшипников больший вес имеют более низкие частоты. В любом случае частоты свободных колебаний не опускаются ниже нескольких сотен герц.

Вибродиагностика дефектов подшипников. Как было показано, частота регистрации прибором вибросигналов, необходимых для диагностики подшипников качения, должна быть в диапазоне от нескольких герц до нескольких тысяч герц. Нижняя граница регистрируемых частот ограничена значением примерно в 100 герц, что допускает применение практически любых виброанализаторов и датчиков (достаточно даже стандартного минимального значения частоты в 10 герц). Верхняя граница регистрируемых сиг-

налов должна быть не менее 2 килогерц [1], хотя, чаще всего, достаточно одного килогерца. Никаких низкочастотных датчиков с нижней частотой до 0.1 герц не требуется. Виброанализатор с датчиками, работающими в диапазоне частот 5–5000 герц, идеально подходит для диагностики низкооборотных агрегатов, оснащенных подшипниками качения.

Вторым диагностическим параметром вибрации, возникающим из-за дефектов подшипника качения, является частота повторения ударов. Наличие дефекта предполагает следование ударов через повторяющиеся промежутки времени. Длительность этих интервалов времени зависит от соотношения геометрических размеров подшипника и скорости вращения вала. В среднем можно считать, что минимальное значение частоты следования ударов, возникающих при дефектах сепаратора подшипника, чуть больше 40% от частоты вращения поддерживаемого подшипником вала. Максимальная частота следования ударов, возникающих при дефектах тел качения подшипника, редко бывает больше десятикратного значения оборотной частоты вала [2].

Для достоверного диагностирования любого стационарного дефекта необходимо подряд или с одним пропуском зарегистрировать несколько импульсов одной природы (не менее 2-3). Это предполагает проведение непрерывной регистрации вибросигналов в течение достаточно длительного времени, за которое теоретически дефект должен несколько раз проявить себя. За это время контролируемый вал в исследуемом узле должен совершить несколько оборотов. Максимально это составляет примерно 10 оборотов контролируемого вала, если исходить из необходимости диагностики дефектов сепаратора. Для диагностики тихоходных подшипников это требование очень жестко регламентирует необходимые параметры приборов регистрации вибрации.

Для диагностики подшипников качения с малой частотой вращения подходят только те приборы, которые могут проводить регистрацию сигналов в течение длительного интервала времени. Только в этом случае есть уверенность в том, что при обработке сигналов будут выявлены настоящие признаки дефекта, повторяющиеся от оборота к обороту. Единичные импульсы другой природы возникновения будут идентифицированы как случайные, не связанные с работой подшипника качения.

Первое и второе требования к анализаторам вибросигналов противоположны друг другу. Первое требует регистрации на максимально высокой частоте, т. к. частота свободных колебаний конструкции после единичных импульсных воздействий в момент обкатывания дефектов достаточно велика, о чем постоянно говорят специалисты по диагностике подшипников качения при помощи спектра огибающей. При фиксированной длине выборки сигнала в приборе это приводит к сокращению длительности регистрации. Чем выше частота регистрации сигнала, тем короче во времени получаемая выборка. В то же время второе выдвигает необходимость увеличения длины выборки, что при прочих равных условиях достигается уменьшением частоты регистрации сигналов. Особенно остро эта проблема выявляется при диагностике

подшипников ходовых колес кранов и крановых тележек. При работе данных узлов на вибрацию в подшипниках влияют не только внутренние дефекты, но и дефекты колес, рельсов, прохождение колесами стыков рельсов, контакт рейборд колес о рельсы и т. д.

Единственный способ объединить первое и второе требования - использовать прибор с большой памятью, позволяющей регистрировать длинные выборки – сигналы с высокой частотой в течение длительного времени.

Обработка вибрационных сигналов. Соответственно, возникает вопрос использования современной компьютерной техники для регистрации, анализа и обработки результатов записи сигнала.

Преимущества использования компьютерной техники заключаются в относительно малых габаритах и возможности регистрации результатов эксперимента в довольно продолжительном периоде времени (время ограничено емкостью носителя и используемым программным обеспечением). При использовании файловой системы NTFS, поддерживаемой Windows 2000 и XP, время записи результатов эксперимента в звуковом формате MP3 может достигать несколько сотен часов.

Однако при использовании компьютерной техники возникает вопрос об аналого-цифровом преобразователе (АЦП) и устройствах согласования сигнала.

Цена современных АЦП достигает 4000 \$. И их возможности превышают потребности выше поставленных задач. Разработка и создание АЦП для машиностроения представляется также весьма дорогим и экономически неоправданным.

Вследствие этого предлагается использовать АЦП звуковой платы, подавать сигнал на линейный вход. Чувствительность работы АЦП звуковой платы является достаточной для проведения преобразования аналогового сигнала вибродатчика в цифровой сигнал. С помощью современных программных средств провести спектральный анализ сигнала и сделать выводы о возможных повреждениях в узлах подшипников довольно просто.

Для более качественного преобразования сигнала необходимо произвести согласование выходного сигнала вибродатчика и звуковой платы компьютера.

В процессе исследования разработан портативный преобразователь сигнала вибродатчика в звуковой формат, который приемлем для восприятия звуковой картой компьютера и имеет возможность одновременного подключения двух вибродатчиков. С помощью портативного компьютера через звуковой вход мы можем записать звуковую информацию и просмотреть её в графическом отображении. Так же можно более точно оценить изменения параметров системы. Кроме того, возможно подключение к щеточным тахеграмм, тензостам для определения динамики работы скоростей и ускорений как двигателей, так и машин в целом. Принципиальная схема подключения компьютера представлена на рис. 1.

Запись вибраций в цифровом формате позволяет более точно и без при-

менения специальных приборов оценить уровень вибрации и шума, построить спектрограмму, и провести качественную оценку надежности механизма по степени возрастания вибраций и шумов от первоначальных или регламентированных. Анализ спектрограммы вибрации может не только указать на изношенные детали без разборки механизма, но и предоставить возможность проанализировать причины их износа.

Предлагаемый метод обработки сигналов вибродатчика (спектрограммы) в дальнейшем позволяет получить все данные в формате линейной матрицы. Данные могут быть обработаны как с помощью программы „Осциллоскоп 2,51”, так и с помощью других программных средств. Параметры вибрации, записанные в виде линейной матрицы, позволяют провести как амплитудную, так и спектральную оценку.

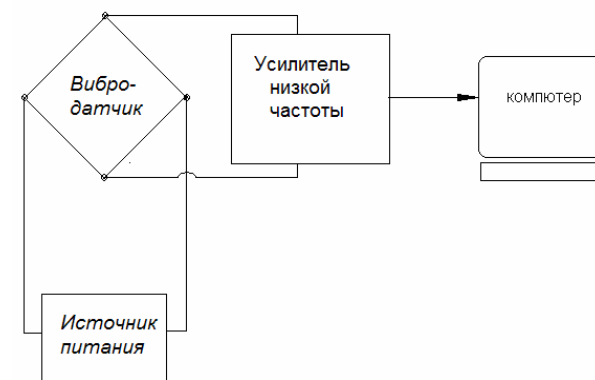


Рис. 1. Схема подключения вибродатчика к компьютеру

Предлагаемое устройство согласования сигнала имеет следующие технические характеристики и параметры:

- одинарная и двойная проекция на прямой цифровой осциллограф памяти (хранения) со спектроскопом;
- ширина полосы частот – 20 Гц-20 кГц;
- координатный способ проекции частоты;
- форма волны, возможность коррекции амплитуды и изменения чувствительности частотного спектра;
- корреляционное измерение коэффициента;
- эмуляция запоминающей трубки.

Минимальные системные требования к компьютерной технике:

- 80486 или более высоких PC, выполняющие Windows95;
- любая звуковая плата с драйверами;
- свободное пространство диска 300 килобайт в течение инсталляции, 150 килобайт для работы.

На рис. 2 приведен пример диалогового отражения работы осциллографа с преобразователем вибрационных измерений. Из рис. 2 видно, что можно четко отследить амплитуду и периодичность изменения параметров вибрационного датчика, произвести запись вибраций и повысить точность исследования, используя масштабирование и изменение чувствительности.

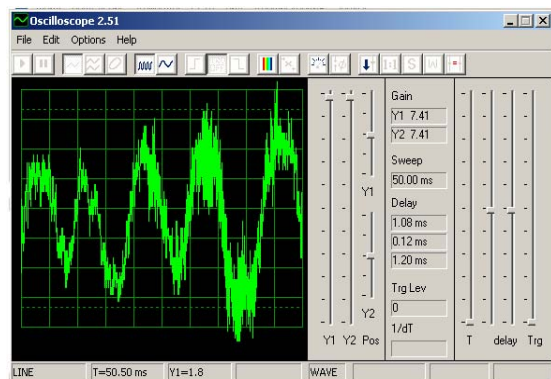


Рис. 2. Пример работы программы „Осциллоскоп 2,51” при подключении вибрационного датчика

Выводы. В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Данная система анализа вибраций позволяет проводить исследование непосредственно на анализируемом узле.
2. При анализе использовать портативные компьютерные системы.
3. Есть возможность записывать вибрационные данные на внешние носители и в последствии анализировать на компьютерной технике.
4. Можно использовать независимое (автономное) питание.

Все вышеперечисленные возможности новой системы оценки вибрации подшипников не уступают современным приборам и устройствам того же направления и позволяют более тщательно провести анализ вибраций. По сравнению с приборами для анализа тихоходных подшипников данная система более мобильна и более дешева во время эксплуатации.

Перспективы дальнейших исследований. В дальнейшем вышеизложенным способом возможно проводить исследование не только технического состояния подшипниковых узлов, но и проводить исследования колебаний металлоконструкций и машин в целом. При использовании более совершенных вибродатчиков возможно также проводить исследования и диагностику работы зубчатых передач закрытого типа в различных механизмах. Также при небольшом преобразовании данным способом возможно снимать данные с тензометрических датчиков и исследовать динамику изменения напряжений в металлоконструкциях машин и механизмов.

Список литературы: 1. *Вешкурцев Ю.М.* Автокоррентные устройства измерения случайных процессов. – Омск: ОмГТУ, 1994. – 163 с. 2. *Костюков В.Н.* Патент Российской Федерации № 1280961. Способ виброакустической диагностики машин периодического действия и устройство для его осуществления / Приоритет от 22.10.1982 г. Действует с 22.11.1994 г. 3. *Костюков В.Н.* Ранговый метод виброакустической диагностики и оценки качества машин. – В сб.: Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. – Омск: ОмПИ, 1985. – С.113-124.

Поступила в редколлегию 30.01.2007

УДК 539.3

A. ZOLOCHEVSKY, Dr. Sc., National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, **T.H. HYDE**, Dr., University of Nottingham, Great Britain, **ZHAOJI HU**, Dr., Nanchang University, China

AN INTEGRATED APPROACH TO THE ANALYSIS OF CREEP, CHEMICAL EXPANSION, CREEP DAMAGE AND LIFETIME REDUCTION FOR SOLID OXIDE FUEL CELLS

Теоретичні та чисельні дослідження даної роботи направлено на дослідження впливу явища електрохімічного переносу, дифузійної повзучості та хімічного розпухання в електрохімічній кераміці на рід пошкоджуваності, що обумовлена повзучістю, та зниження часу безвідмовної роботи паливних елементів на твердому оксиді. Також в роботі досліджено, як керуючи електрохімічною дифузиею, процесом повзучості, хімічним розширенням та процесами пошкоджуваності в керамічних матеріалах знизити деградацію батарей нижче 0,1%/1000 годин, забезпечити оптимізацію паливних елементів, конструкції батарей та умов керування, збільшити термін роботи до 40000 годин при стаціонарному використанні та до 5000 годин при використанні в транспортних умовах.

In this paper, a comprehensive theoretical and numerical investigation has been carried out with the main focus directed at the understanding on how electrochemical transport phenomena, diffusional creep and chemical expansion in electrochemical ceramics affect creep damage growth and lifetime reduction for Solid Oxide Fuel Cell systems. Furthermore, focus is put on how the electrochemical diffusion, creep process, chemical expansivity as well as the creep damage growth in ceramic substances may be controlled in order to reduce stack degradation below 0.1% /1,000 hours, optimize cell, stack design and operating conditions, and extend stack lifetime above 40,000 hours for stationary applications and above 5,000 hours for transportation applications.

Introduction. The specific objectives of our international cooperation are:

- to identify the mechanisms of chemical, electrical and mechanical degradation that affect the lifetime reduction of Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) systems, including ceramic cells, interconnects and stacks,
- to develop an integrated micro-meso-macro constitutive framework that will then be used to calculate the time dependent stress distribution and the creep