

2. Sutton M.A., Wolters W.J., Peters W.H., Ranson W.F., McNeil S.R. Determination of displacements using an improved digital image correlation method, *Image Vision Computing*. – 1982. – V. 1. – № 3. – P. 133–139.
3. Панин В.Е., Плешанов В.С., Кибиткин В.В., Сапожников С.В. Анализ полей векторов смещений и диагностика усталостного разрушения алюминиевого сплава на мезоуровне // *Дефектоскопия*. – 1998. – № 2. – С. 80–87.
4. Kibitkin V.V., Pleshanov V.S., Lebedeva N.A., Panin V.E. Mechanical state diagnosis and prefracture of welded joints under fatiguing on the basis of mesoscale criteria, *CORUS 2004 (Materials science): Proceedings of the 8<sup>th</sup> Korea – Russia International Symposium on Science and Technology*. – June 26 – July 3, 2004, Tomsk Polytechnic University & University of Ulsan & Novosibirsk State Technical University, Russia. – V. 3. – P. 119–121.
5. Плешанов В.С., Панин В.Е., Кибиткин В.В., Лебедева Н.А. Эволюция мезоструктуры и кинетика накопления усталостных повреждений в сварных соединениях конструкционной стали в условиях, близких к плоскому напряженному состоянию // *Физическая мезомеханика*. – 2001. – Т. 4. – № 6. – С. 105–117.
6. Плешанов В.С., Панин В.Е., Кибиткин В.В., Лебедева Н.А. Мезомасштабные критерии диагностики механического состояния и предразрушения циклически нагруженных сварных соединений // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2003. – № 2. – С. 117–124.
7. Dugdale D.S. Yielding of steel sheets containing slits // *J. Mechanics and Physics of Solids*. – 1960. – V. 8. – № 2. – P. 100–108.
8. *Механика разрушения и прочность материалов: справ. пособие / под ред. В.В. Панасюка*. – Т. 4. – Киев: Наукова думка, 1990. – 680 с.

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ДЛЯ БЕСКОНТАКТНЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ**

*О.С. Качин  
Томск, Россия*

*В публикации рассмотрена методика определения вибрационных параметров работы подшипниковых узлов в динамических режимах при помощи измерительных систем для контактного или бесконтактного контроля механического состояния элементов машин.*

Определение вибрационных параметров работы подшипниковых узлов, а также динамики их изменения во времени является актуальной проблемой в диагностике элементов машин и механизмов, а также в прогнозировании их ресурса.

В данной публикации рассмотрена методика определения радиального перемещения, скорости и ускорения внутреннего кольца подшипника относительно внешнего (или наоборот) в динамических режимах работы при помощи созданного в Томском политехническом университете (ТПУ) программно-аппаратного измерительного комплекса для бесконтактного контроля механического состояния элементов машин [1]. Следует отметить, что данная методика может быть использована и для других бесконтактных измерительных систем, реализованных на основе вихретоковых, оптических или иных типов измерительных датчиков, позволяющих определять расстояние до контролируемой поверхности. Методика также может быть применена и для контактных измерительных систем.

При измерении зазора между датчиком и вращающейся контролируемой поверхностью в динамических режимах массив результатов дискретных измерений несет в себе как информацию о реальном профиле контролируемой поверхности, так и информацию о вибрациях самого объекта измерений (вала, коллектора и т. п.) вследствие наличия механической неидентичности положения вала в подшипниковых узлах от оборота к обороту. Разделение выходного массива измерений на реальный профиль контролируемой поверхности и вибрации в подшипниковых узлах представляет собой достаточно сложную инженерную задачу. Данная задача может быть решена с помощью нового метода измерений, разработанного в ТПУ [2]. С применением данного метода становится возможным выделение профиля контролируемой поверхности  $u_{\text{выд}}$  из исходного массива результатов измерений  $u_{\text{исх}}$ .

Профили, описывающие вибрации объекта измерений в подшипниковых узлах  $u_{\text{подш}}$ , могут быть получены путем вычитания выделенного профиля коллектора  $u_{\text{выд}}$  из кривых, составляющих первоначальный массив измерений  $u_{\text{исх}}$ :

$$u_{\text{подш},i} = u_{\text{исх},i} - u_{\text{выд},i} \quad (1)$$

Таким способом можно получить массив кривых, описывающих подшипниковые вибрации. Если детально рассмотреть каждую кривую из данного массива в отдельности, то можно сделать вывод, что некоторые из них возрастающие, а другие спадающие. Поэтому простое усреднение кривых для определения средних параметров работы подшипникового узла неприемлемо, так как результатом будет близкое к нулю значение. Автором была предложена методика, первым шагом которой является разделение результатов дискретных измерений подшипниковых вибраций на два массива, содержащих только возрастающие и только спадающие профили.

Далее необходимо для каждого из возрастающих и спадающих профилей в отдельности произвести следующие действия: выполнить гармонический анализ; найти значения виброперемещений, виброскорости и виброускорения внутреннего кольца подшипника в пределах развертки вибраций за оборот; найти среднее значение для каждого из параметров.

В ходе проведенных исследований было выявлено, что полученные вышеописанным способом средние значения виброперемещений, виброскорости и виброускорения внутреннего кольца подшипника полностью совпадают с аналогичными значениями, полученными из предварительно усредненных возрастающих и спадающих профилей в отдельности. Таким образом, можно значительно сократить машинное время, если сначала найти средний профиль для массива, содержащего возрастающие профили, а уже затем проводить анализ этого профиля. Аналогично поступают и с массивом, содержащим спадающие профили.

При этом следующим этапом будет гармонический анализ и нахождение значений виброскорости и виброускорения внутреннего кольца подшипника на основе усредненных виброперемещений якоря. Для этого сначала необходимо разложить средний возрастающий (спадающий) профиль подшипниковых вибраций в ряд Фурье – на гармонические составляющие. Однако, возрастающий (спадающий) профиль при периодическом повторении имеет пилообразную форму, вследствие чего при разложении в ряд Фурье возникает эффект Гиббса. Указанный эффект всегда имеет место при резких нарушениях монотонности функции. На скачках эффект максимален, во всех других случаях амплитуда пульсаций зависит от характера нарушения монотонности функции. Поэтому, при нахождении ускорений подшипниковых вибраций для возрастающего (спадающего) профиля на краях наблюдается резкое увеличение амплитуды, рис. 1. Указанные всплески достаточно сильно искажают реальное значение виброускорения.

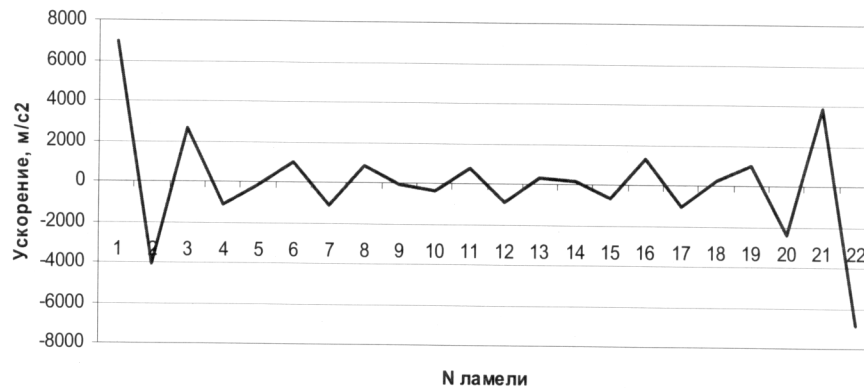


Рис. 1. Виброускорения из необработанного профиля подшипниковых вибраций

Избежать этого нежелательного эффекта, а значит повысить достоверность результатов, помогает метод, предложенный Корнелием Ланцошем [3]. Для этого необходимо выполнить преобразование профиля таким образом, чтобы значение высоты первого измерения совпадало со значением высоты последнего измерения, то есть выполнялось условие:

$$y_1 = y_K, \quad (2)$$

где  $K$  – количество измерений за один оборот.

Для выполнения условия (2) необходимо совершить следующее преобразование:

$$y_{\text{пов}} = y_i - y_1 - (y_K - y_1) \cdot \frac{i-1}{K-1}, \quad (3)$$

где  $y_{\text{пов}}$  – повернутый к оси профиль;

$i = 1 \div K$ ,  $K$  – количество измерений за один оборот.

Из экспериментальных данных известно, что повернутый к оси профиль виброперемещений часто несимметричен относительно оси  $OX$ , следовательно, значения вычисленных виброускорений с положительными и отрицательными знаками могут различаться. Избежать этого поможет добавление к повернутому профилю зеркально отраженного профиля, полученного согласно выражению:

$$y_{K+n}^{\text{зер}} = -y_{K-n}^{\text{пов}}, \quad (4)$$

где  $n = 1 \div (K-1)$ ,  $K$  – количество измерений за один оборот.

Далее следует заключительный этап – получение обработанного профиля путем объединения повернутого к оси и зеркального профилей:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_n^{\text{пов}}, n = 1 \div K; \\ y_n^{\text{обр}} = \\ y_n^{\text{зер}}, n = (K+1) \div (2K-1). \end{array} \right. \quad (5)$$

Таким образом, получен преобразованный профиль, не имеющий разрывов 1-го рода и свободный от влияния эффекта Гиббса, а значит и полученные впоследствии величины виброускорений являются более достоверными, рис. 2.

На основе предложенной методики возможно определение мгновенных значений виброускорений на протяжении одного оборота объекта измерений, а также средних значений виброускорений, величины которых необходимы для оценки устойчивости работы скользящего контакта щетка-коллектор, а также для прогнозирования ресурса работы КЩУ с применением специального программного продукта.

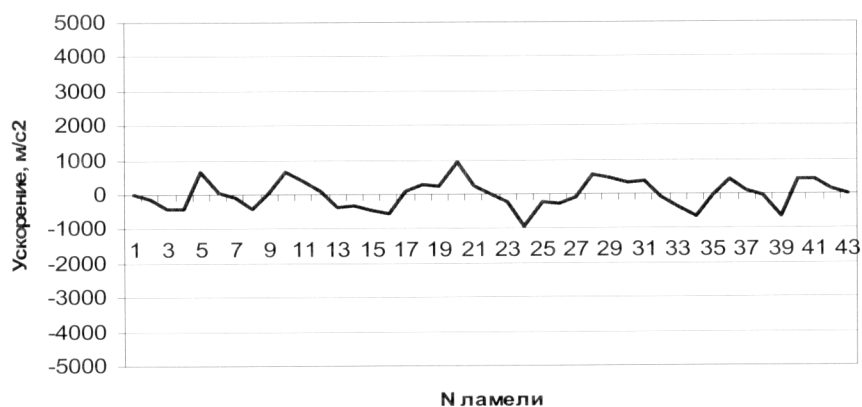


Рис. 2. Виброускорения из обработанного профиля подшипниковых вибраций

С использованием предложенной методики была собрана информация о параметрах вибраций якоря коллекторного высокоскоростного электродвигателя фирмы LG Electronics (модель VCE280E02, 35000 об/мин, 1800 Вт) в процессе наработки на ресурс. За время ресурсных испытаний максимальный размах вибраций якоря возрос в 5,9 раза (с 0,79 мкм до 4,63 мкм), а среднее значение виброускорений якоря электродвигателя увеличилось в 6,6 раза (со 173 м/с<sup>2</sup> до 1141 м/с<sup>2</sup>). Следует отметить, что за время ресурсных испытаний вибрационные воздействия якоря электродвигателя на щетки были в среднем в 1,6 раза выше в сравнении с аналогичными воздействиями профиля коллектора, что, видимо, характерно для высокоскоростных машин.

#### Список литературы

1. Качин О.С. Программно-аппаратный комплекс для бесконтактного контроля микроперемещений элементов машин и механизмов и измерения электрических, тепловых и прочностных характеристик электропроводящих материалов, керамик, наноматериалов и тонкопленочных структур // XIV международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные Техника и Технологии». – Томск: 24–28 марта 2008 г. – С. 373–375.
2. Заявка на Патент РФ № 2007100470 от 09.01.2007. Способ измерения зазора между измерительным преобразователем и контролируемой поверхностью в динамических режимах / О.С. Качин, С.И. Качин.
3. Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с.