

Измерение пространственных вибраций для диагностики качества сборки шпиндельных узлов

М. П. КОЗОЧКИН, Ф. С. САБИРОВ

Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», Москва, Россия,
e-mail: fanira5057@yandex.ru

Рассмотрены вопросы экспериментального исследования колебаний шпиндельных узлов в металлорежущих станках. Показано, что применение трёхкомпонентных датчиков вибраций повышает точность измерений, расширяет возможности поиска дефектов, позволяет анализировать аттракторы колебательного движения, оценивать качество сборки шпиндельных узлов и вести мониторинг их текущего состояния.

Ключевые слова: пространственные вибрации, диагностический комплекс, шпиндельные узлы, диагностика состояния подшипников, роза вибраций, спектр огибающей.

Considered the issues of experimental investigation of oscillations spindles in machine tools by using a three-component sensors of vibrations. It is shown that their use improves the reliability of the measurements extends the spatial search positions of defects in the bearings, and allows analysis of the attractors of the vibrational motion, to assess the quality of Assembly of the bearing units and monitor their current status.

Key words: spatial vibration, diagnostic complex, spindle units, diagnostics of bearings, rose vibration, spectrum, spectrum envelope

Современные требования к обеспечению надёжности технологического оборудования, функционирующего в условиях автоматизированного производства, включают получение и анализ информации о состоянии его узлов и механизмов, инструмента, заготовок и качестве процесса обработки [1—5]. Одним из распространённых источников подобной информации являются сигналы вибраций, получаемые с помощью акселерометров.

Трёхкомпонентный акселерометр — источник наиболее полной информации о вибрациях в точке закрепления. Анализ трёхмерной информации о вибрациях позволяет получать не только традиционную информацию о спектральных характеристиках [6—8], но и воспроизводить и восстанавливать траектории в пространстве и различных плоскостях вибраций, относящихся к разным формам колебаний [8—12].

Виброакустическая (ВА) диагностика опор шпиндельных узлов широко распространена, у изготовителей особо точного оборудования. Подобные данные могут составлять основу мониторинга качества функционирования технологического оборудования и входить в состав систем его автоматического управления технологическим оборудованием [13, 14]. Например, шпиндельные узлы фирмы «GF AgieCharmilles» (Швейцария) оснащены не только датчиками температуры, но и стационарными акселерометрами. С помощью которых контролируют текущий уровень вибраций при работе узла, позволяющий проводить мониторинг состояния опор.

Простейший контроль шпиндельного узла основан на анализе статистических параметров вибросигнала в том или ином

частотном диапазоне: среднего квадратического значения (СКЗ), пикового значения, пик-фактора (отношение пикового значения к СКЗ), эксцесса [7, 15—19]. Данные параметры несут информацию об общем состоянии узла, но не конкретизируют причину повышенной вибрации. Выявить наиболее актуальные параметры ВА-сигналов можно посредством их регистрации на стадии испытаний и обкатки шпиндельных узлов, а также при эксплуатации технологического оборудования.

Подшипники, входящие в состав шпиндельного узла, в значительной степени определяют его состояние и являются доминирующим источником погрешностей при изготовлении деталей [6, 8, 19, 20]. ВА-сигналы в подшипнике качения возникают из-за несовершенной геометрии контактирующих элементов, процессов трения и ударного взаимодействия тел качения (шариков).

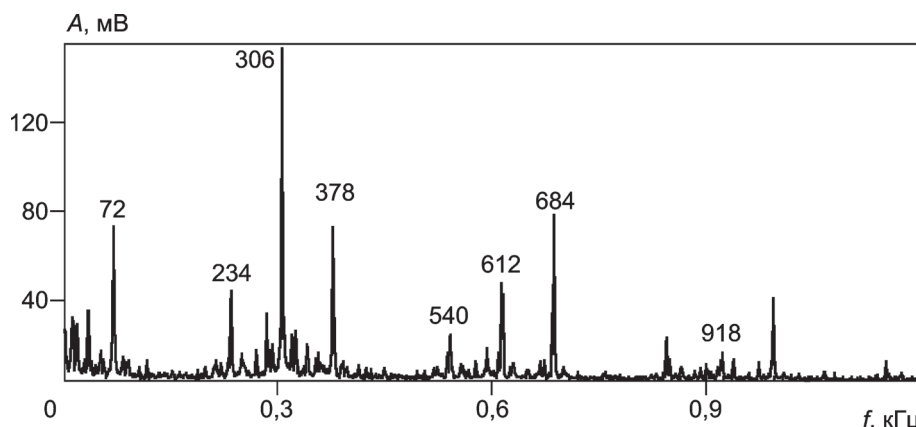


Рис. 1. Спектр огибающей вибрационного сигнала на корпусе шпинделя шлифовального станка с ЧПУ в октаве 4 кГц

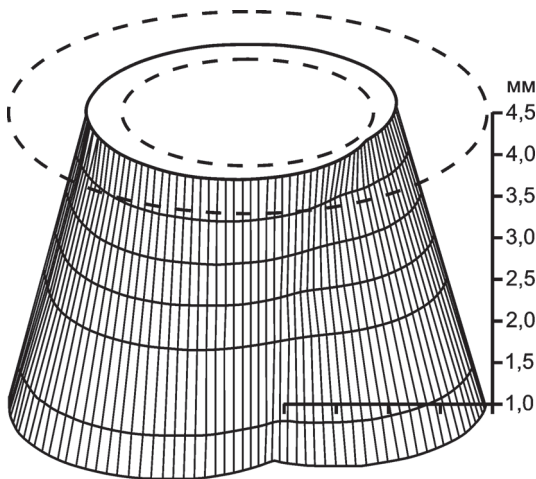


Рис. 2. Изображение «слепок» дорожки качения наружного кольца подшипника

В качестве примера измерений и анализа ВА-сигналов шпиндельных узлов на рис. 1 приведены результаты исследований вибраций на корпусе шпиндельного узла шлифовального станка с числовым программным управлением.

Рассмотрим спектр огибающей вибрационного сигнала в октаве 4 кГц при частоте вращения шпинделя 2447 мин^{-1} . На частотах ниже 72 Гц проявляются амплитуды колебаний A на частотах вращения сепаратора и кратных гармоник. Частота 72 Гц — четвёртая гармоника сепаратора. Огибающая записи ВА-сигнала представляет совокупность пиков, где каждый пик отображает прохождение шариков по дефекту подшипника. Череда пиков имеет модуляцию. Из расчётов следует, что периоды, модулирующие записи ВА-сигналов, соответствуют четверти периода вращения сепаратора. Эта зависимость свидетельствует о перекосе сепаратора относительно внешнего кольца подшипника и дефекте на его наружном кольце [15, 19]. При соударении шариков с дефектом возникают импульсы ВА-сигнала, соответствующие частоте движения шариков по наружному кольцу. На рис. 1 эта частота составляет 306 Гц. Модуляция сигнала, имеюще-

го четырёхкратную частоту вращения сепаратора, порождает боковые частоты 234 и 378 Гц. Подобную ситуацию наблюдают на двойной (612 Гц) и тройной (918 Гц) частотах движения шариков по наружному кольцу. Принято считать, что такие данные свидетельствуют о деградации подшипника и развитии дефекте.

После разборки шпиндельного узла визуальный осмотр и предварительные измерения колец подшипника не выявили дефектов и отклонений, выходящих за рамки допуска. При более тщательной обкатке дорожек качения в нескольких сечениях на приборе Serfcom 1800D-12 (Япония) был синтезирован «слепок» дорожки наружного кольца (рис. 2). Исследования подтвердили, что дорожка качения имеет локальное искажение формы, размеры которой не выходят за рамки допуска и варьируются при смещении траекторий по беговой дорожке из-за перекоса сепаратора. Таким образом, когда шарики пересекают участок с искажённой формой дорожки, они испытывают повышенный натяг, так как выступ на дорожке наружного кольца направлен в сторону шариков. Смещение траекторий по «гребню» выступа приводит к вариации натяга, поскольку изменяется поперечный размер искажения. При локальном повышении натяга тело качения и вся упругая система подшипника дополнительно деформируются. Попадая в зону «разряжения» (отрицательного натяга), энергия упругих деформаций частично переходит в кинетическую энергию тела качения. Соударение шариков с дорожками качения подшипника вызывает импульсы ВА-сигналов в широком спектре виброускорения, фиксируемого акселерометром. При установке подшипника в корпус шпиндельного узла деформируется наружное кольцо, что может дополнительно увеличить натяг в зоне выступа.

По мере приработки контактирующих элементов подшипников натяг может уменьшаться, при этом снижается деформация упругих элементов и интенсивность ударных импульсов. Снижение натяга приводит к появлению участков, где локальный натяг сменяется зазором. На этих участках будет происходить ударное взаимодействие тел качения. Это

не свидетельствует о деградации подшипника, но является фактором ускоренного износа из-за снижения равномерности распределения рабочей нагрузки по телам качения [20].

Учитывая сказанное выше, при диагностике подшипника необходимо не только отслеживать угловые перекосы его элементов и состояние дорожек качения, но и учитывать симметрию ВА-сигналов, сопровождающих работу.

Следующий пример связан с исследованием двух высокоскоростных шлифовальных шпиндельных узлов №1, №2 на обкаточном стенде. На рис. 3 приведены спектры огибающей ВА-сигналов в октаве 4 кГц для этих узлов. Оба шпиндельных узла прошли тестовые испытания. В спектрах выде-

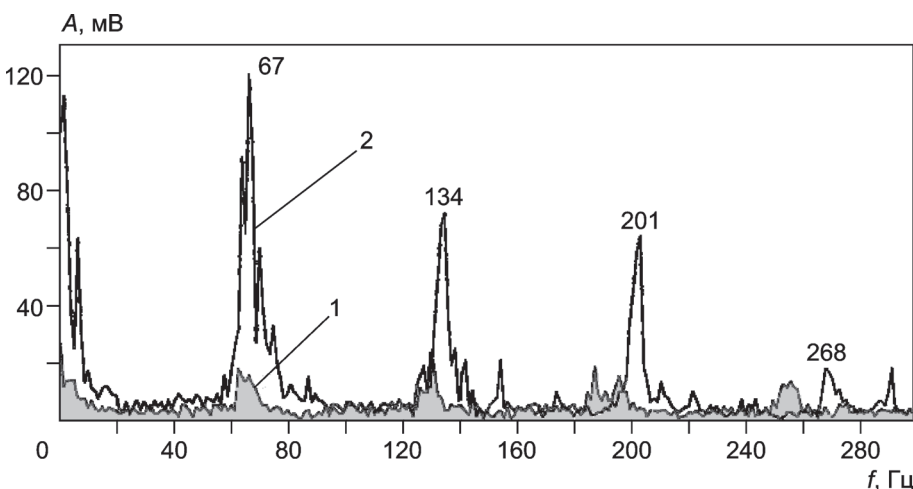


Рис. 3. Спектры огибающей ВА-сигналов шлифовальных шпинделей № 1 (1) и № 2 (2)

ляются амплитуды на частоте вращения сепаратора 67 Гц и соответствующие высшие гармоники 134; 201; 268 Гц. Как и в случае, представленном на рис. 1, у шпиндельного узла №2 проявляется повышенный перекося сепаратора. Для анализа пространственного распределения вибраций, сопровождающих работу подшипников, были построены пространственные «розы» вибраций. Розы вибраций строили по результатам записи сигналов с трёхкомпонентного акселерометра, установленного на корпусе шпиндельного узла около опоры. Роза вибраций шпинделя №2 вытянута по вертикальной оси (рис. 4). Размах колебаний шпиндельного узла №2 на 80 % превышает размах колебаний шпиндельного узла №1, у которого форма пространственной розы вибраций имеет шарообразный вид. При тестовых испытаниях (обкатке) в течение рабочей смены, на частоте вращения 9000 мин⁻¹, температура на корпусе шпиндельного узла №2 (у передней опоры) превышала на 15 °С температуру шпиндельного узла №1. Можно сделать вывод о том, что на одном участке траектории тела качения имеют повышенный натяг, ведущий к дополнительному разогреву подшипника и шпиндельного узла, который сменяется зазором, располагающимся около вертикальной оси, где и происходит ударное взаимодействие элементов подшипника. Это подтверждают амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) шпиндельного узла №2, построенные при импульсном воздействии динамометрическим молотком на консольную часть шпиндельного узла по горизонтальному и вертикальному направлениям [16, 17]. Данные АЧХ отображают динамическую податливость (ускоряемость) для разных частот возмущающего воздействия. На радиальном направлении с меньшим натягом доминирует частота 1257 Гц. Эти характеристики по радиальной оси, перпендикулярной первой, имеет доминирующую составляющую на частоте 1613 Гц. Здесь значение АЧХ на 80 % меньше. Учитывая конструктивную симметрию шпиндельного узла, можно предположить, что изменение его динамической жёсткости по разным направлениям вызвано разницей в жёсткости опоры по этим направлениям.

На рис. 4 ось X направлена по оси шпиндельного узла. Проекция розы вибраций шпиндельного узла №2 на плоскость XY наклонена относительно его оси. Можно предположить, что наклон вызван соответствующими угловыми смещениями элементов подшипника относительно друг друга.

Как правило информации о вибрационной активности опор шпиндельного узла бывает достаточно для оценки качества их работы после сборки. Объёмные изображения роз вибраций в разных частотных диапазонах представляют дополнительную информацию. Анализ пространственных параметров вибраций позволяет более точно выявлять типичные дефекты изготовления и сборки шпиндельных узлов и вносить коррективы в технологию изготовления и сборки.

Перераспределение деформаций элементов подшипника, связанное с их приработкой и износом, может временно менять характер нагружения тел качения и даже улучшать

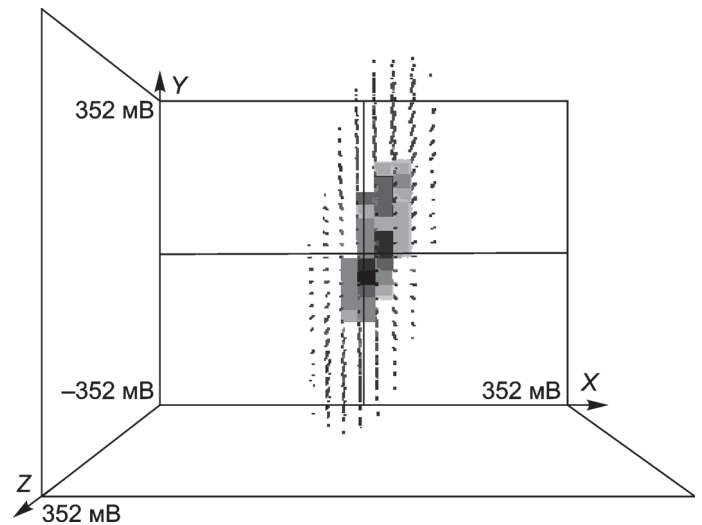


Рис. 4. Пространственная роза вибраций на корпусе шпинделя № 2

картину генерируемых вибрационных полей. Однако начальная неравномерность натяга тел качения в любом случае будет негативно влиять на скорость износа опор шпиндельных узлов.

Т а б л и ц а

Анализ спектральных максимумов в спектре огибающей октавы 8 кГц (мВ)

Период исследований	Ось	Частоты вынужденных колебаний							
		f_0	$2f_0$	$3f_0$	$4f_0$	$f_H - 2f_0$	$f_H - f_0$	f_H	$f_H + f_0$
Исходное состояние	Z	20,0	14,0	7,0	8,0	5,0	12,0	46,0	12,0
	Y	13,0	12,0	6,0	4,0	6,0	6,0	25,0	3,0
Через 6 месяцев	Z	16,0	5,4	5,7	5,2	3,5	6,2	10,8	5,0
	Y	2,2	2,5	3,8	5,0	4,7	1,5	11,6	2,4
Через год	Z	49,0	29,0	17,0	16,0	16,0	23,0	57,0	15,0
	Y	29,0	14,0	8,0	8,0	7,0	23,0	44,0	7,0

Результаты измерений спектральных максимумов на частотах вынужденных колебаний подшипника [7, 15, 19] для токарного станка с ЧПУ «Monforts RNC400» (Германия) представлены в таблице. Это амплитуды на оборотной частоте f_0 и частотах её гармоник $2f_0$, $3f_0$, $4f_0$; на частоте движения тел качения по наружному кольцу f_H и на боковых частотах: $f_H - 2f_0$; $f_H - f_0$; $f_H + f_0$. Измерения для двух радиальных осей проводили на станке, работающем в цеху в две смены. Ко второму измерению амплитуды уменьшились, как и асимметрия колебаний по радиальным осям. Однако при последнем измерении асимметрия увеличилась вместе с ростом амплитуды.

Выводы. Существующие представления о локальных дефектах на дорожках качения подшипников, определяющих вибрации на частотах вынужденных колебаний, рассчитанных на основе информации о геометрии подшипника и частоте вращения вала, не соответствуют реальным данным, полученным на основе анализа измерений вибраций и геометрии дорожек качения подшипников шпиндельных узлов. Вибрации в этих подшипниках чаще вызываются неравномерным по окружности натягом тел качения, который может изменяться по мере приработкой и износа подшипника.

Применение пространственного анализа вибраций позволяет уточнить доминирующее направление ударного взаимодействия тел качения и выявить причину возникшего дефекта.

Статья подготовлена при поддержке Минобрнауки РФ (гос. задание № 9.1429.2014/К).

Л и т е р а т у р а

1. **Кудинов В. А.** Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // СТИН. 1997. № 2. С. 16—22.
2. **Barkov A. V., Barkova N. A., Mitchell J. S.** Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearing // Sound and Vibration. P. 1. 1995. N. 6. P. 10—17.
3. **Юркевич В. В.** Параметрическая точность шпиндельных узлов // СТИН. 1998. № 9. С. 10—12.
4. **Фигатнер А. М.** Повышение точности шпиндельных узлов на подшипниках качения. М.: Машиностроение, 1974.
5. **Козочкин М. П., Сабиров Ф. С.** Проблемы и задачи оперативной диагностики при металлообработке // Вестник МГТУ «Станкин». 2009. № 3. С. 13—17.
6. **Юркевич В. В., Лушников П. В.** Диагностика подшипников качения // Вестник МГТУ «Станкин». 2013. № 3 (26). С. 53—56.
7. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Сабиров Ф. С.** Испытания и диагностика технологического оборудования: учебное пособие. М.: ИЦ МГТУ «Станкин», 2012.
8. **Сабиров Ф. С., Вайнер Л. Г., Ривкин А. В.** Методы диагностики процесса двусторонней торцешлифовальной обработки с использованием виброакустических эффектов // СТИН. 2014. № 12. С. 18—21.
9. **Дурко Е. М., Кудояров Р. Г., Кадыров Р. Р.** Управление виброустойчивостью мехатронной станочной системы // СТИН. 2009. № 9. С. 12—14.

10. **Козочкин М. П., Сабиров Ф. С.** Аттракторы при резании и перспективы их использования в диагностике // Измерительная техника. 2009. № 2. С. 37—41.

11. **Козочкин М. П., Сабиров Ф. С.** Виброакустическая диагностика шпиндельных узлов // СТИН. № 5. 2009. С. 8—12.

12. **Хомяков В. С., Кочинев Н. А., Сабиров Ф. С.** Исследование динамических характеристик шпиндельных узлов // Вестник МГТУ «Станкин». 2008. № 4. С. 15—22.

13. **Браун С., Датнер Б.** Анализ вибраций роликовых и шариковых подшипников // Конструирование и технологии машиностроения. 1979. Т. 101. № 1. С. 65—72.

14. **Козочкин М. П., Порватов А. Н., Сабиров Ф. С.** Вибрационный контроль технологических процессов в автоматизированном станочном оборудовании с использованием беспроводных интерфейсов передачи данных // Метрология. 2013. № 11. С. 27—38.

15. **Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И.** Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. М.: Наука. 1984.

16. **Сабиров Ф. С., Шемякин С. С.** Оперативная оценка виброустойчивости станков и состояния шпиндельных подшипников // Вестник машиностроения. 2015. № 8. С. 14—16.

17. **Игнатьев А. А., Добряков В. А., Игнатьев С. А.** Мониторинг технологического процесса на основе автоматизированного контроля динамических характеристик станков // СТИН. 2005. № 7. С. 3—7.

18. **Kozochkin M. P., Sabirov F. S.** Vibroacoustic diagnostics of spindles // Russian Engineering Research. 2009. 29 (8). P. 827—830.

19. **Генкин М. Д., Соколова А. Г.** Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987.

20. **Фигатнер А. М., Лизогуб В. А.** Влияние посадок колец подшипников на работоспособность шпиндельных узлов // Станки и инструмент. 1971. № 3. С. 17—20.

Дата принятия: 19.02.2016.