

ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС НА БАЗЕ ПЕРСОНАЛЬНОГО КОМПЬЮТЕРА

БОКУТЬ В. В., докт. техн. наук КАРПИЕВИЧ Ю. Д., канд. техн. наук КУНОВСКИЙ Э. Б.

РУП МАЗ, Белорусский национальный технический университет

Широкий круг вопросов, с которыми приходится иметь дело специалистам по виброакустике автомобиля, не позволяет в полной мере воспользоваться стандартными приборами для вибродиагностики, которые можно приобрести у фирмы SRF [1] или российской фирмы АО ВАТС [2], поскольку эти приборы ориентированы главным образом на диагностику подшипников и имеют соответствующую базу данных. Их можно использовать при дополнении имеющейся базы данных, но они достаточно дороги даже в одноканальном варианте, который не позволяет рассчитать простейшую передаточную амплитудно-частотную характеристику.

Авторами создан вибродиагностический комплекс на базе мобильного компьютера и двухканального микропроцессорного измерительного блока. Структурная схема вибродиагностического комплекса представлена на рис. 1.

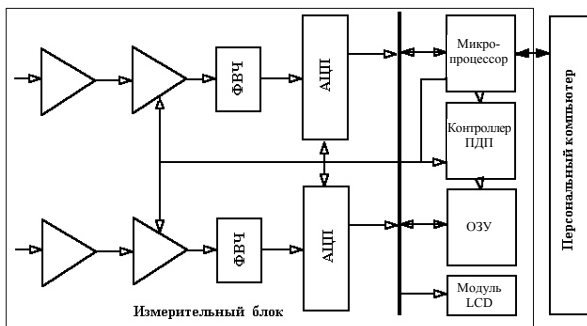


Рис. 1. Структурная схема вибродиагностического комплекса

Комплекс содержит два канала измерения вибраций и может работать с вибродатчиками фирм «Брюль и Кьер», «Ларсен и Девис» или RFT. При использовании микрофонных пред-

варительных усилителей, которыми комплектуется измерительный блок, можно организовать два акустических канала или один акустический канал и один канал измерения вибраций.

Для расширения динамического диапазона входных сигналов в каждом из каналов предусмотрен программируемый усилитель. На входах шестнадцатиразрядных аналого-цифровых преобразователей включены антиэлайзинговые перестраиваемые фильтры верхних частот с граничной частотой до 20 кГц. Управление работой измерительного блока ведет микропроцессор фирмы ATMEЛ в соответствии с записанными в его ПЗУ микропрограммами и установками, передаваемыми в SETUP из мобильного компьютера.

Спектральный анализ диагностического комплекса реализован на основе алгоритма быстрого преобразования Хартли – Фурье, который защищен авторскими свидетельствами СССР [3, 4]. Алгоритм имеет некоторые преимущества по сравнению с классическим алгоритмом быстрого преобразования Фурье по количеству арифметических операций, и следовательно, по ошибкам округления, которые приобретают существенное значение при работе с длинными временными последовательностями, необходимыми для высокого разрешения по частоте.

Уместно будет сказать несколько слов об алгоритме Хартли. Приведем пару преобразований Хартли:

$$H(v) = N^{-1} \sum_{\tau=0}^{N-1} h(\tau) \left(\cos \frac{2\pi v \tau}{N} + \sin \frac{2\pi v \tau}{N} \right), \quad v = \overline{0, N-1};$$

$$h(\tau) = \sum_{v=0}^{N-1} H(v) \left(\cos \frac{2\pi v \tau}{N} + \sin \frac{2\pi v \tau}{N} \right), \quad \tau = \overline{0, N-1},$$

где N – число отсчета дискретных последовательностей в частотной и временной областях, из которого видно, что она очень похожа на преобразование Фурье, но базис ортогональных функций не содержит комплексности.

Преобразование Хартли впервые опубликовано в 1942 г. [5] под названием «Более симметричное преобразование Фурье...», а продолжение было сделано в 1983 г. английским ученым Брейсуэлом [6], который первым отыскал быстрый алгоритм преобразования и назвал его в честь родоначальника этих преобразований. Далее работы были продолжены белорусскими авторами [7, 8]. Алгоритм Хартли имеет дело с действительными временными последовательностями и определен в базисе действительных ортогональных функций, следовательно, работает только с действительными, а не с комплексными величинами в отличие от классического преобразования Фурье, и уже в силу этого имеет вычислительные преимущества. Алгоритм имеет высокую регулярность структуры, подобно классическому алгоритму Фурье, легко может быть реализован аппаратно или на микропрограммном уровне в микропроцессоре.

Применение алгоритма Хартли позволило работать с временными последовательностями длиной 64 кслова. Обычно при создании обору-дования для спектрального анализа используется 2,56 отсчета на период верхней частоты, во всяком случае, так реализованы анализаторы спектра фирм «Брюль и Кьер», «Ларсен – Девис» и ряд компьютерных программ, что позволяет в нашем случае получить 25000 спектральных линий и при верхней частоте анализируемых сигналов в 20 кГц, дает разрешение по частоте меньше 1 Гц. Наиболее распространенные анализаторы спектра при таком частотном диапазоне анализа обеспечивают разрешение по частоте 25 Гц.

Как уже указывалось, верхнюю частоту анализа можно уменьшать в два, четыре и так далее раз за счет изменения настройки анти-элайзинговых фильтров и частоты опроса АЦП, или за счет режима «zoom», используя для анализа прореженные временные последовательности, при этом разрешение по частоте с уменьшением верхней частотной границы анализа остается неизменным.

Программное обеспечение вибродиагностического комплекса включает в себя, помимо спектрального анализа, расчет на основе конструктивных особенностей возможных частот, которые могут сформировать подшипники качения при том или ином дефекте, а также расчет зубцовых частот роторных механизмов. Формулы для расчета частот подшипников качения приведены в табл. 1, а пример реализации одной из программ – на рис. 2.

Таблица 1

Формулы для расчета частот, генерируемых подшипниками

Частота вращения сепаратора	$f_{\text{сеп}} = \frac{f_p}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
Частота вращения тел качения	$f_{\text{т.к}} = \frac{f_p D}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos \beta \right)$
Частота мельканий тел качения по наружному кольцу	$f_n = z \frac{f_p}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
Частота мельканий тел качения по внутреннему кольцу	$f_b = z \frac{f_p}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
Частота, вызванная дефектом формы тел качения	$f_1 = \left(\frac{D+d}{d} \right) \left(\frac{D-d}{d} \right) \frac{n}{30}$
Частота, вызванная изменением формы внутренней дорожки	$f_2 = \left(\frac{D+d}{d} \right) \frac{nz}{120}$
Частота, вызванная изменением формы внешней дорожки	$f_3 = \left(\frac{D-d}{d} \right) \frac{nz}{120}$

В формулах приняты следующие обозначения: $f_p = n/60$ – частота вращения ротора подшипника; n – обороты ротора, мин⁻¹; d – средний диаметр тела качения; $D = (D_b + D_n)/2$ – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения; D_b и D_n – соответственно средние диаметры внутреннего и наружного колец подшипников; β – угол наклона, град.; z – число тел качения.

Для обеспечения расчета спектров огибающей сигналов используется линейная аппроксимация, которая реализована программно. Здесь предусмотрено несколько режимов работы. Можно по выбору экспериментатора задать режим анализа положительных или отрицательных полувольт сигнала, по ним построить

огибающую и далее рассчитать спектры. Эту же процедуру можно провести по полной огибающей сигнала, когда для расчета используются и положительная и отрицательная полу-волны сигнала.

Расчет подшипников качения

Зубчатые передачи Подшипники

Параметры для расчета

Делительный диаметр подшипника (D) мм

Число тел качения (z)

Диаметр тела качения (d) мм

Угол контакта (beta) градусы

Частота вращения ротора об/мин

Передаточное число

Результаты расчета

Основные частоты возбуждения

Частота вращения ротора Гц

Частота вращения сепаратора Гц

Частота вращения тел качения Гц

Частота мелькания тел качения по наружному кольцу Гц

Частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу Гц

Дополнительные частоты возбуждения

Из-за дефекта формы тел качения Гц

Из-за изменения формы внутренней дорожки Гц

Из-за изменения формы внешней дорожки Гц

Рис. 2. Пример реализации программы для расчета частот, генерируемых подшипниками качения

Приведем результаты использования диагностического комплекса для исследования подшипников качения, применяемых в ведущих мостах автобусов. Проведены сравнительные испытания влияния на шум и вибрацию моста 104-2400012-60 подшипников фирм SKF, Europart, FAG, МПЗ. Измерения проводились в условиях стендового участка отдела стендовых испытаний Испытательного центра МАЗ. Замеры уровня шума и вибраций осуществляли при использовании масла Нафтан-Т. Температура картера моста при испытаниях доводилась путем обкатки до 40 °С.

Замеры уровня шума проводились на расстоянии 100 мм от поверхности крышки банджо и 100 мм от крышки колесной передачи (рис. 3), датчики ускорений устанавливались над подшипниками хвостовика моста (рис. 4).

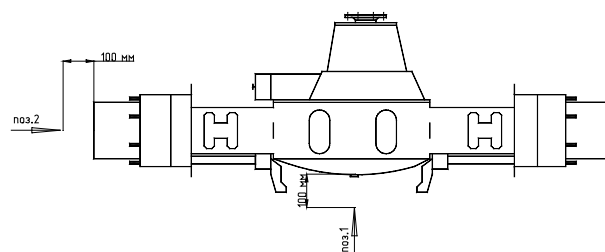


Рис. 3. Схема установки микрофонов

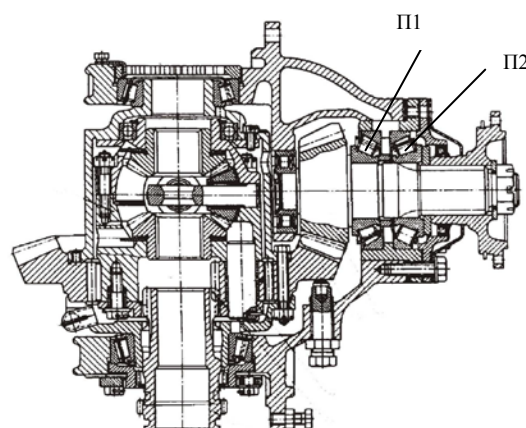


Рис. 4. Схема расположения подшипников центрального редуктора моста

При измерениях шума использовались шумомер типа 814 и микрофонный калибратор типа CAL200 фирмы «Ларсен и Девис». Для измерений уровней вибраций помимо диагностического комплекса применялся датчик ускорения фирмы «Ларсен и Девис» типа PCB 353 M198 чувствительностью 100 mv/g.

Результаты измерения шума моста 104-2400012-60 и шума колесных передач того же моста представлены в табл. 2 и 3.

Таблица 2

Уровни шума у банджо моста 104-2400012-60, дБ А

Обороты приводного карданного вала, мин ⁻¹	Фирма – производитель подшипника			
	Europart	SKF	FAG	МПЗ
1000	90,7	89,6	89,8	89,4
1500	95,0	92,0	92,2	93,2
2000	96,9	95,1	95,2	95,3

По уровням шума моста 104-2400012-60 явно большие значения отмечаются только при использовании подшипников фирмы Europart, значения шума при применении подшипников фирм SKF, FAG и МПЗ находятся в пределах погрешности измерений.

Таблица 3
Уровни шума у колесных передач моста
104-2400012-60, дБ А

Обороты приводного вала, мин ⁻¹	У левой колесной передачи				У правой колесной передачи			
	Фирма – производитель подшипника				Фирма – производитель подшипника			
	Euro-part	SKF	FAG	МПЗ	Euro-part	SKF	FAG	МПЗ
1000	88,8	88,9	89,0	87,2	91	88,0	88,2	88,4
1500	91,4	90,8	90,9	90,2	94,6	92,3	92,2	92,8
2000	94,6	93,5	93,4	93,0	96,9	93,0	93,1	93,5

Для выяснения качества подшипников дополнительно проведена вибродиагностика на основе выражений, приведенных в табл. 1.

Для расчета спектральных составляющих, связанных с работой подшипников, использованы данные, приведенные в табл. 4.

Таблица 4
Ориентировочные параметры подшипников,
полученные в результате их обмеров без разборки

№ подшипника	Количество тел качения z	Диаметр окружности D, мм	Средний диаметр тела качения d, мм	Угол наклона β, град.
323116A, Euro-part	15	118–121	21–22,5	12–18
32316, SKF	16	118–121	20,5–21,5	12–18
6-27616 A1, МПЗ	18	118–121	18,5–20	12–18
32316, FAG	17	123	19,038	20

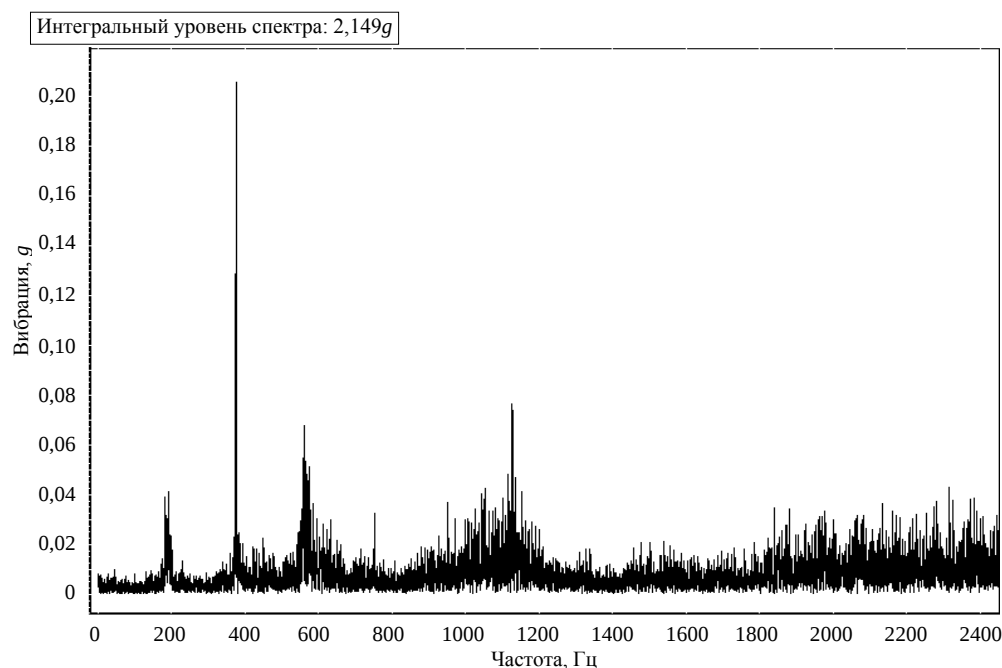


Рис. 5. Виброускорение над вторым от хвостовика моста 104-2400012-60 подшипником фирмы Euro-part при оборотах 1500 мин⁻¹

На рис. 5 и 6 представлены спектры виброускорений моста 104-2400012-60 в сборе в точке над вторым подшипником от хвостовика с подшипниками Euro-part и МПЗ соответственно.

Анализ спектров вибраций показывает, что на всех спектрах хорошо читаются первая и третья гармоники зубцовой частоты (обороты приводного вала, умноженные на количество зубцов ведущей шестерни: $25 \cdot 15 = 375$ Гц; $375 \cdot 3 = 1125$). При использовании подшипников фирмы Euro-part количество тел качения совпадает с числом зубцов ведущей шестерни и наблюдается резонансное явление на частоте 375 Гц, что приводит к резкому возрастанию вибраций на этой частоте. Высокое качество подшипников фирмы SKF приводит к тому, что частота 375 Гц на спектрах вибраций (чтобы не перегружать статью, рисунок не приведен) имеет самую маленькую амплитуду. По спектрам виброускорений, зафиксированным на хвостовике моста, можно сделать вывод о том, что подшипники фирмы Euro-part крайне нежелательно использовать на мостах с данным передаточным отношением.

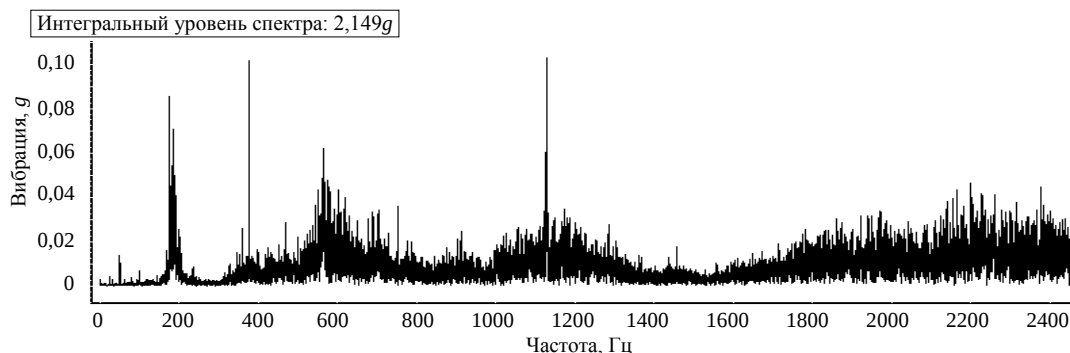


Рис. 6. Виброускорение над вторым от хвостовика моста 104-2400012-60 подшипником фирмы МПЗ при оборотах 1500 мин^{-1}

При анализе спектров, огибающих виброскорости (рис. 7) при использовании подшипников фирмы Europart, наблюдается большой уровень вибраций на частоте вращения сепаратора (около 10 Гц), что является одним из ключевых признаков низкого качества подшипника.

Первый опыт использования диагностического комплекса позволил определить, подшипники каких фирм-изготовителей целесообразно использовать в ведущих мостах автобусов, где вибрации и шумы трансмиссии ока-

зывают достаточно сильное влияние на уровни шума в салоне.

Длинные временные последовательности, с которыми предусмотрена работа диагностического комплекса, позволили реализовать режим выявления собственных частот роторных механизмов. Запись уровней шума или вибраций производится при изменении оборотов механизма в интересующем диапазоне, затем временная реализация делится на порции длиной 1024 или 2048 отсчетов и вычисляются спектры по этим коротким реализациям.

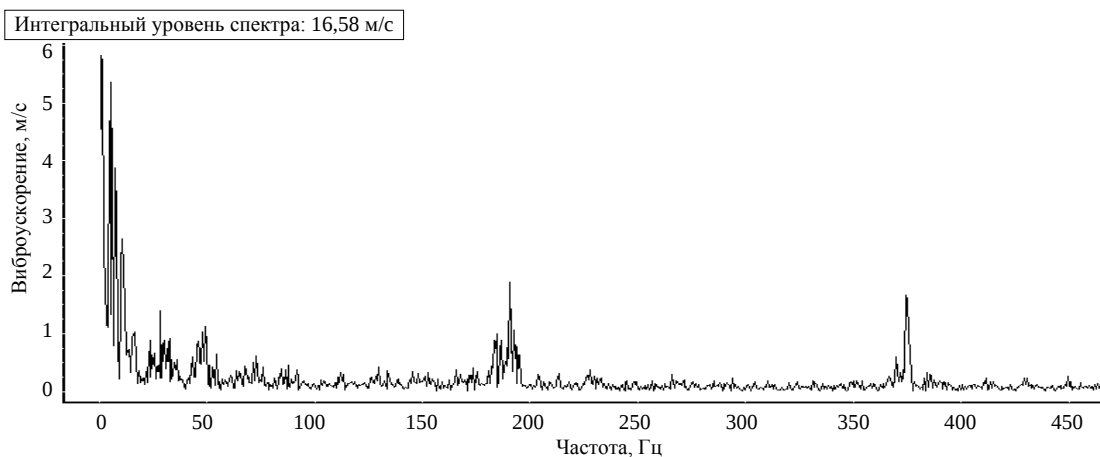


Рис. 7. Огибающая виброскорости над вторым от хвостовика моста 104-2400012-60 подшипником фирмы Europart при 1500 мин^{-1}

Используя цветовое кодирование и выстраивая спектры последовательно по оси ординат, получаем цветовую карту (рис. 8), на которой вертикальные линии соответствуют собственным частотам, а наклонные – зубцовым. Эту процедуру можно провести, анализируя виброускорения, виброскорость или виброперемещения.

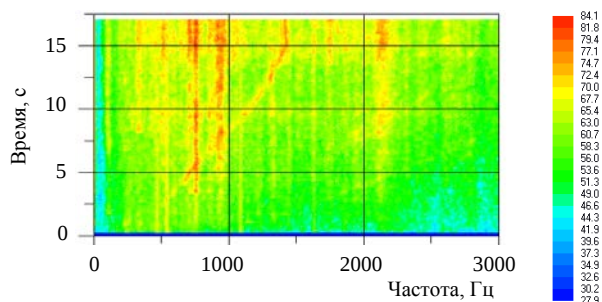


Рис. 8. Мультиспектры шума у банджо моста МА3-437040

К настоящему времени диагностический комплекс внедрен в Испытательном центре МАЗ и ведется наработка программного обеспечения по расширению функциональных возможностей и совершенствованию пользовательского интерфейса.

Другая практическая работа, в которой использовался диагностический комплекс, связана с анализом характеристик опор силовых агрегатов автомобиля.

ВЫВОД

Создан вибродиагностический комплекс на базе мобильного компьютера и двухканального микропроцессорного измерительного блока. Использование алгоритма быстрого преобразования Хартли – Фурье, ориентированного на работу с действительными последовательностями, позволило повысить разрешение по частоте до 25000 спектральных линий. Это дает возможность использовать диагностический комплекс для широкого круга задач диагностирования роторных механизмов. В статье представлены материалы по диагностированию подшипников качения.

ЛИТЕРАТУРА

1. SKF Condition monitoring. CM5057 Product Catalog. 1999.
2. **Боркова, Н. А.** Современное состояние виброакустической диагностики машин. АО ВАС России, 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 22. Публикация по материалам курса лекций.
3. **Устройство** для быстрого действительного преобразования Хартли–Фурье: а. с. 1343424 СССР / И. Ф. Борисов, В. Н. Дашук, С. Н. Демиденко, Э. Б. Куновский, Н. Б. Шихов // Бюл. изобр. – 1987. – № 37.
4. **Устройство** для быстрого действительного преобразования Хартли – Фурье: а. с. 1569847 СССР / С. Н. Демиденко, О. В. Малашенок, Э. Б. Куновский, Е. М. Левин // Бюл. изобр. – 1990. – № 21.
5. **A more symmetrical Fourier analysis applied to transmission problem** / R. V. L. Hartley // Proceeding of the Institution of Radio Engineering. – 1942. – Vol. 30. – P. 144–150.
6. **Bracewell, R. N.** Discrete Hartley Transform / R. N. Bracewell // Journal of the Optical Society of America. 1983. – Vol. 73. – P. 1832–1835.
7. **Шихов, Н. Б.** Дискретное преобразование Хартли для систем автоматизации эксперимента / Н. Б. Шихов. – Минск, 1987. – 62 с. (Препринт / Ин-т техн. кибернетики АН БССР. – № 28.)
8. **Куновский, Э. Б.** Модифицированный алгоритм преобразования Хартли / Э. Б. Куновский // Средства автоматизированных систем испытаний. – Минск, 1992. – С. 101–111.

Поступила 10.01.2007