

УДК 629.3.083.4(047.31) **ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АКУСТИЧЕСКОЙ АКТИВНОСТИ**

А.Н. Парфиевич

Учреждение образования «Брестский государственный технический университет».
ул. Московская, д. 267, г. Брест, Республика Беларусь, 224017.
parfievichand@gmail.com

В статье рассматривается возможность упрощения процедуры диагностирования механических приводов на основе анализа изменений интегральных показателей с использованием возможностей современных аппаратно-программных средств.

Ключевые слова: Диагностика; зубчатое колесо; дефект; интегральный показатель.

Введение

В основе акустической диагностики технического состояния машин и механизмов лежит предположение о функциональной зависимости между параметрами состояния $x_1, x_2 \dots x_n$ и диагностическими признаками y_i . В качестве параметров x_n берутся величины, характеризующие состояние машин (износ деталей, ошибки их изготовления и монтажа, зазоры в кинематических парах, дисбалансы вращающихся валов и др.). Все эти параметры влияют на шумообразование в процессе эксплуатации механизма, что находит прямое отображение в теории и практике акустической диагностики машин.

Постановка задачи

Известно, что практически все виды дефектов, определяющих ресурс используемого оборудования, изменяют техническое состояние и амплитуды следующих частотных составляющих анализируемого акустического сигнала [1,2]:

- низкочастотные составляющие, кратные частоте вращения элементов привода f_0 ;
- высокочастотные составляющие с частотами пересопряжения зубьев всех зубчатых пар f_z , а также на кратных им частотах;

- составляющие колебаний с комбинированными частотами $lf_z \pm nf_0$, возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала (1, $n=0,5; 1; 1,5; 2$ и т.д.).

Из анализа ряда литературных источников, например [1, 2], следует, что не только абсолютные данные амплитуд составляющих акустического сигнала, но и соотношение их амплитуд отображают состояние исследуемых зубчатых передач, что явно проявляется в спектральных характеристиках.

Эффективность диагностики и мониторинга текущего состояния исследуемого объекта зависит от числа составляющих анализируемого сигнала, доступных для измерения и его анализа с представлением в виде спектра посредством преобразования Фурье [1]. В наиболее часто применяемых анализаторах разрешение спектра составляет 4000-8000 линий, что приводит к потере некоторых составляющих, которые могут нести важную информацию о техническом состоянии исследуемого объекта. Однако, оценивая результаты собственных экспериментальных исследований и представленную в литературных источниках информацию, можно сделать вывод о недостаточности такого разрешения по частоте. В связи с отмеченным, в БрГТУ совместно со специалистами БГУ создан и активно используется в экспериментальных

исследованиях аппаратно-программный комплекс (рисунок 1), который позволяет получать спектральные характеристики с количеством линий до 524000. Это дает возможность добиться разрешения по оси частот не более 0,1Гц в частотном диапазоне до 20 кГц. Благодаря высокому динамическому диапазону применяемого оборудования, составляющему более 90дБ, позволяют зафиксировать мельчайшие по амплитуде частотные составляющие во всех частотных диапазонах. Аппаратно-программный комплекс позволяет с высокой степенью точности производить снятие информации об акустических процессах, возникающих в процессе эксплуатации многовальных зубчатых приводов [3].



Рисунок 1. Макетный образец аппаратно-программного комплекса

Объект экспериментальных исследований

Одним из объектов экспериментальных исследований, в ходе которых были предложены способы формализации спектральных характеристик, являлась коробка скоростей привода главного движения токарного станка SN-401, кинематическая схема которого изображена на рисунке 2. Следует отметить, что при работе привода находятся в движении и другие его элементы, не влияющие на вращение шпинделя и не отображенные на

его кинематической схеме (приводы гитары сменных колес, реверса, тормозного механизма и паразитные шестерни), но оказывающие влияние на формирование итогового акустического сигнала работы привода. Это приводит к возникновению на спектре большого количества дополнительных составляющих, затрудняющих выявление и анализ гармоник на интересующих частотах.

В качестве источника информации использовался акустический сигнал, сформированный аппаратно-программным комплексом на основе данных, полученных с измерительного микрофона с капсулом M101, установленного на расстоянии 300 мм от корпуса коробки скоростей в горизонтальной плоскости.

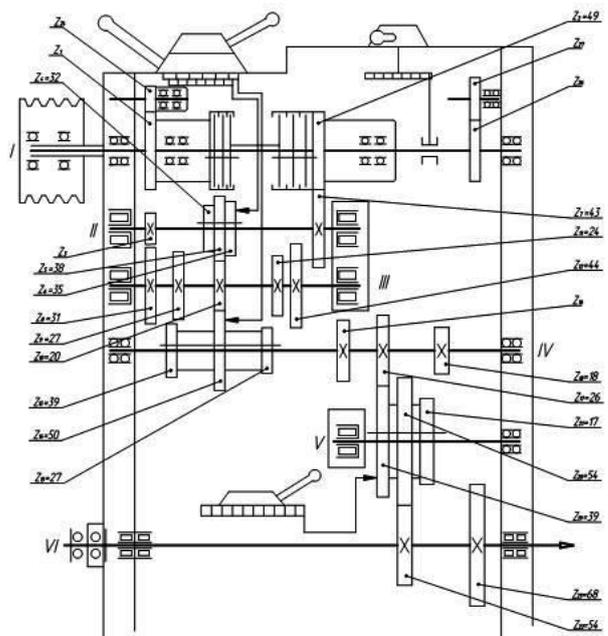


Рисунок 2. Кинематическая схема коробки скоростей привода главного движения токарного станка SN-401

Одновременное применение преобразователей угловых перемещений на входном и выходном валах привода дает возможность с высокой точностью определять частоты вращения входного и выходного вала и частоты характерных составляющих на спектре анализируемого сигнала.

Результаты измерений и обработки данных

Анализ полученных спектров с достаточно высоким разрешением (рисунок 3) показал, что в сигнале присутствуют составляющие акустической активности практически всех элементов привода:

- в области низких частот наблюдаются оборотные и кратные им составляющие всех валов кинематической цепи;
- в области пересопряжения зубьев наблюдаются зубцовые, кратные им составляющие целого ряда зубчатых колес, а также другие частотные составляющие, которые могут иметь значение для диагностических целей, например на комбинированных частотах.

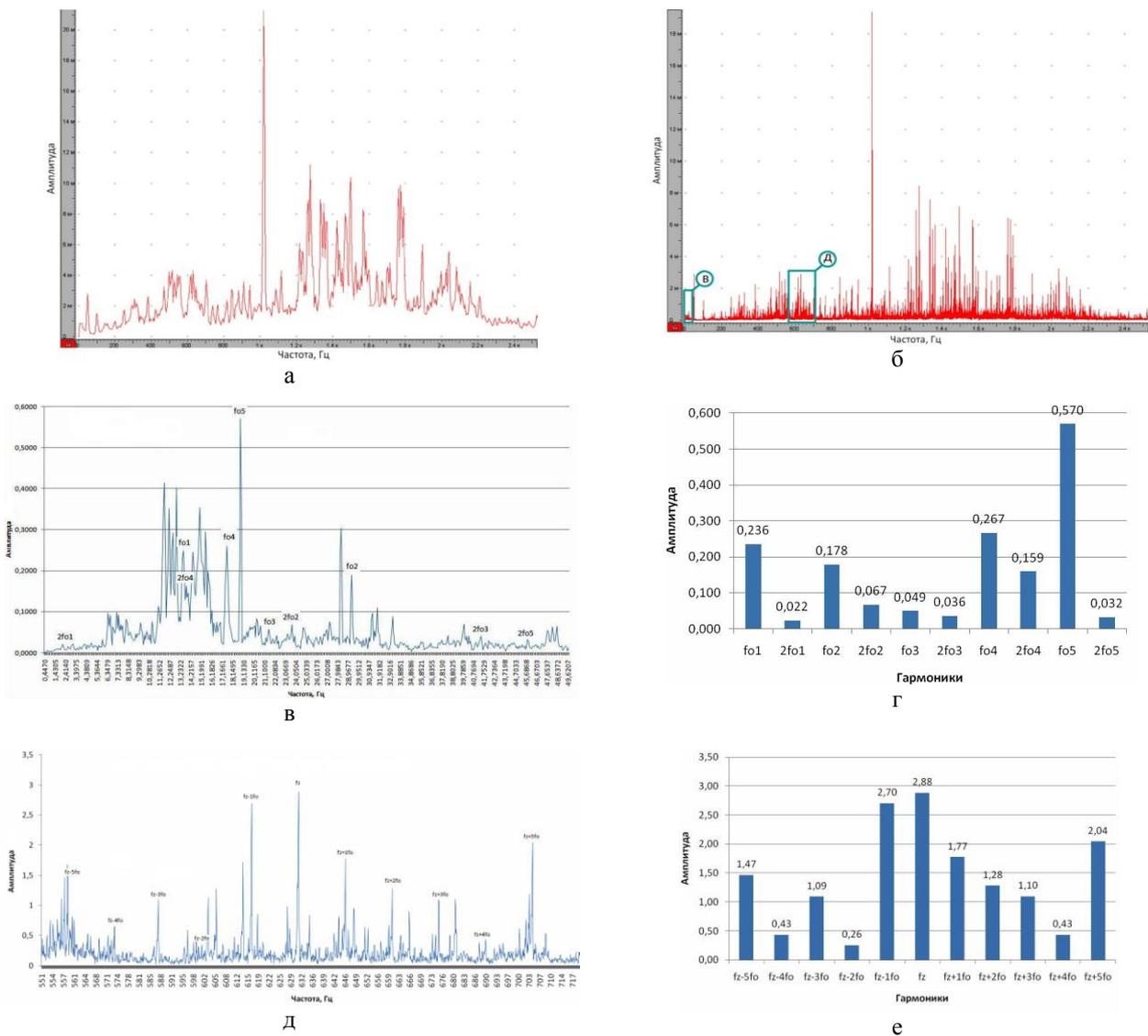


Рисунок 3. Результат обработки спектра акустического сигнала с помощью функции аппаратно-программного комплекса «Анализ гармоник»: а) фрагмент спектра акустического сигнала многовального привода с разрешением спектра 8000; б) фрагмент спектра акустического сигнала многовального привода с разрешением спектра 524000; в) фрагмент спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_0 ; г) результат обработки спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_0 ; д) фрагмент исходного спектра в области частот (f_z-5f_0) - (f_z+5f_0) шестерни $z_2=43$; е) результат обработки исходного спектра в области частот (f_z-5f_0) - (f_z+5f_0) шестерни $z_2=43$

Анализируя полученную акустическую картину, приведенную на рисунке 3б, можно отметить проблему чрезмерной насыщенности спектра различными составляющими от работающих элементов привода. В то же время уменьшение разрешения спектра может привести к утрате данных, которые могут нести в себе диагностическую информацию. Это отчетливо иллюстрируют графики на рисунках 3а и 3б. На первом использовано разрешение, позволяющее реализовать 8000 частотных линий. В результате ряд составляющих, имеющих близкие частоты, неразличимы на спектре и не могут быть использованы при анализе и постановке диагноза. Второй спектр, приведенный на рисунке 3б, лишен данного недостатка, однако его расшифровка традиционными методами более трудоемка.

Принимая во внимание очень большое количество значений характерных частотных составляющих для каждого зубчатого колеса, определение их характеристик «вручную» представляет собой очень кропотливый процесс. Для его автоматизации в программной части комплекса разработана и реализована новая функция, позволяющая автоматически получать значения частот и амплитуд оборотных и зубцовых составляющих спектров каждого зубчатого колеса и кратных гармоник, а также комбинированных составляющих, формирующих диагностические признаки (рисунок 3б-е). На основе полученных данных были предприняты шаги к формализации процесса применения диагностических признаков с использованием интегральных показателей для оценки состояния анализируемого элемента зубчатого привода, например приведенных в источнике [1].

На основе уже известных интегральных показателей произведены попытки использования собственных коэффициентов,

отображающих текущее состояние анализируемого привода:

- соотношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к амплитуде частоты пересопряжения зубьев эталонного колеса K_{zn} :

$$K_{zi} = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{A(f_{zi})_{\dot{y}_0}} \quad (1)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ; f_{zi} и $f_{zi\text{ эт}}$ – i -ая зубцовая частота анализируемого и эталонного зубчатого колеса.

- соотношение сумм амплитуд боковых полос к сумме амплитуд оборотных частот эталонного колеса $K_{оп}$:

$$K_{oi} = \frac{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} \pm n f_o)}{\sum_{i=1}^5 A(f_o)_{\dot{y}_0}} \quad (2)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ; f_z – зубцовая частота эталонного колеса; $f_{zi} \pm n f_o$ – комбинированные частоты анализируемого зубчатого колеса; f_o – оборотная частота зубчатого колеса.

В качестве примера приведены результаты анализа акустического шума, возникающего при эксплуатации коробки скоростей с экспериментальным колесом $Z=43$, находящимся на валу II. Результаты, полученные при использовании серийных колес, приняты в качестве эталонных. На экспериментальной шестерне моделировался скол зуба (25%, 50% и 75% части зуба и без зуба) как наиболее распространенный дефект.

Величины всех интегральных показателей для всех экспериментальных колес в составе многовального привода приведены в таблицах 1-2, а динамика их изменений отображена на рисунках 4-5.

Таблица 1. Величины K_{ZH} спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-401 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	K_{ZH}
1	2
Эталонное колесо	2,585
25% зуба	3,536
50% зуба	5,4682
75% зуба	7,3944
Без зуба	12,608

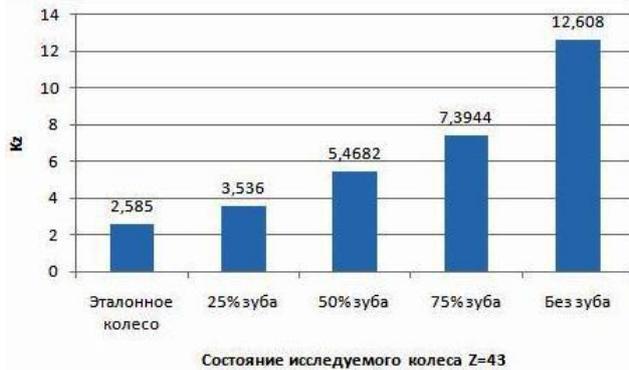


Рисунок 4. Диаграмма изменения показателя K_z для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

Таблица 2. Величины K_{bp} спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-401 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	K_{bp}
Эталонное колесо	4,51
25% зуба	3,38
50% зуба	2,94
75% зуба	4,11
Без зуба	4,70



Рисунок 5. Диаграмма изменения показателя K_{bp} для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

По результатам анализа величин предлагаемых интегральных показателей, приведенных в таблицах и на графиках, можно сделать следующие выводы:

- изменение величины относительного коэффициента K_{ZH} по сравнению с показателем эталонного колеса, свидетельствует о наличии в акустическом сигнале относительно высокоамплитудных гармоник на частотах кратных зубцовой частоте исследуемой шестерни. Причиной такого распределения амплитуд является возникновение локального дефекта отдельного зуба зубчатого колеса: с его развитостью возникает более интенсивный рост амплитуд на данных частотах.

- изменение величины относительного коэффициента K_{bp} по сравнению с показателями эталонного колеса свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинированных частот, отнесенных к сумме амплитуд оборотных частот эталонного колеса f_0 , генерируемых при развитии на одном из колес привода локальных дефектов. Данная особенность может использоваться при идентификации сколов зубьев в ходе акустического контроля.

Следовательно, изменение величин относительных показателей K_{ZH} и K_{bp} и абсолютных величин зубцовых и оборотных частотных составляющих акустического спектра чувствительны к наличию и степени развитости локальных дефектов отдельных зубьев, а их анализ менее трудоемок по

сравнению с анализом спектра и более предпочтителен при применении в производственных условиях на натуральных объектах.

Заключение

Разработанная методика автоматической обработки спектральных характеристик позволяет значительно упростить анализа параметров акустического шума и сформировать относительные показатели K_{zn} и $K_{бп}$, величины которых отображают текущее состояние исследуемого привода и упрощает процедуру диагностирования локальных дефектов зубчатых передач и элементов многовальных приводов в процессе их эксплуатации без проведения разборки.

Список используемых источников

- [1] Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Электронный ресурс] / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm> (дата обращения: 06.11.2016).
- [2] Anil Jacob and Dr. Y. I. Sharaf-Eldeen Диагностирование зубчатой передачи с помощью нового метода контроля состояния роторного оборудования: Перевод с англ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml (дата обращения: 06.11.2016).
- [3] Драган А.В., Стецко И.П., Ромашко Д.А., Левкович Н.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем // Вестник Брестского государственного технического университета, 2006. №4. С. 17—26.
- [4] Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Под ред. М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1984. 119 с.

A.N. Parfievich

Educational establishment «Brest State
Technical University».
267, Moscow street, Brest, Belarus,
224017.
parfievichand@gmail.com

**DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF
MULTISHAFT RACK GEARS ON THE BASIS OF
THE ANALYSIS OF INTEGRAL INDICATORS OF
ACOUSTIC ACTIVITY**

In article the possibility of simplification of procedure of diagnosing of mechanical drives on the basis of the analysis of changes of integral indices with use of opportunities of the modern hardware and software is considered.

Keywords: *Diagnostics; cogwheel; defect; integrated indicator.*

References

- [1] Monitoring and diagnostics of rotor cars on vibration [An electronic resource] / A.V. Barkov, N. A. Barkova, A.Yu. Azovtsev: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm> (Accessed 6 November 2016).
- [2] Diagnosing of a tooth gearing by means of a new control method of a condition of the rotor equipment: The translation with English [An electronic resource]. – Access mode: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml (Accessed 6 November 2016).
- [3] Dragan, A.V., Stetsko, I.P., Romashko, D.A. and Levkovich, N. V. (2006), New hardware and software for research and diagnostics of mechanical systems, the Bulletin of the Brest state technical university, no. 4, pp. 17 — 26.
- [4] Genkin, M.D. (1984), Vibroacoustic diagnostics of the arising defects, in M. D. Genkin (ed.), Science, Moscow, 119 p.