

ВЫЯВЛЕНИЕ ИНФОРМАТИВНЫХ СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ПРИ ДИАГНОСТИКЕ МНГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

А. Н. Парфиевич¹, А. В. Драган², В. А. Сокол³

¹ М. т. н., старший преподаватель кафедры «Машиностроение и эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета, Брест, Беларусь, e-mail: parfievichand@gmail.com

² К. т. н., доцент, доцент кафедры «Машиностроение и эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета, Брест, Беларусь, e-mail: draganav@mail.ru

³ М. т. н., старший преподаватель кафедры «Машиностроение и эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета, Брест, Беларусь, e-mail: sokolva@mail.ru

Реферат

В статье рассмотрена возможность применения методики автоматизированного получения информативных частотных составляющих акустического сигнала с использованием разработанного современного аппаратно-программного комплекса. Она позволяет упростить выявление локального повреждения зуба зубчатого колеса по предложенным критериям в процессе эксплуатации диагностируемого объекта без проведения разборки. Проведена апробация на примере коробки скоростей главного движения токарного станка SN-501.

Ключевые слова: зубчатое колесо, локальный дефект, диагностика, интегральный показатель.

IDENTIFICATION OF INFORMATIVE SPECTRAL CHARACTERISTICS OF THE ACOUSTIC SIGNAL IN THE DIAGNOSIS OF MULTI-SHAFT DRIVES BASED ON STRAIGHT-TOOTHED CYLINDRICAL WHEELS

A. N. Parfievich, A. V. Dragan, V. A. Sokol

Abstract

The article considers the possibility of applying the method of automated generation of informative frequency components of an acoustic signal using the developed modern hardware and software complex. It allows you to simplify the identification of local damage to the tooth of the gear wheel according to the proposed criteria during the operation of the diagnosed object without disassembly. Testing was carried out on the example of the main movement speed box of the SN-501 lathe.

Keywords: gear, local defect, diagnostics, integral indicator.

Введение

Анализ ряда источников [1 – 4], посвящённых оценке технического состояния приводных механизмов на основе зубчатых передач, показал, что наиболее перспективными методами определения их состояния являются методы безразборного контроля динамических характеристик диагностируемого привода. Они дают возможность производить диагностику привода путем постоянного или периодического мониторинга его виброакустических параметров без остановки технологического оборудования и тем самым позволяют сокращать возможные его простои. Кроме того, помимо методов, постоянно развиваются и средства диагностирования, имеющие на данном этапе достаточно широкие функциональные возможности. Однако экспертный анализ достаточно продолжителен и затруднителен, поэтому есть необходимость проведения формализации процедуры диагностирования с сохранением качества анализируемой информации.

Постановка задачи

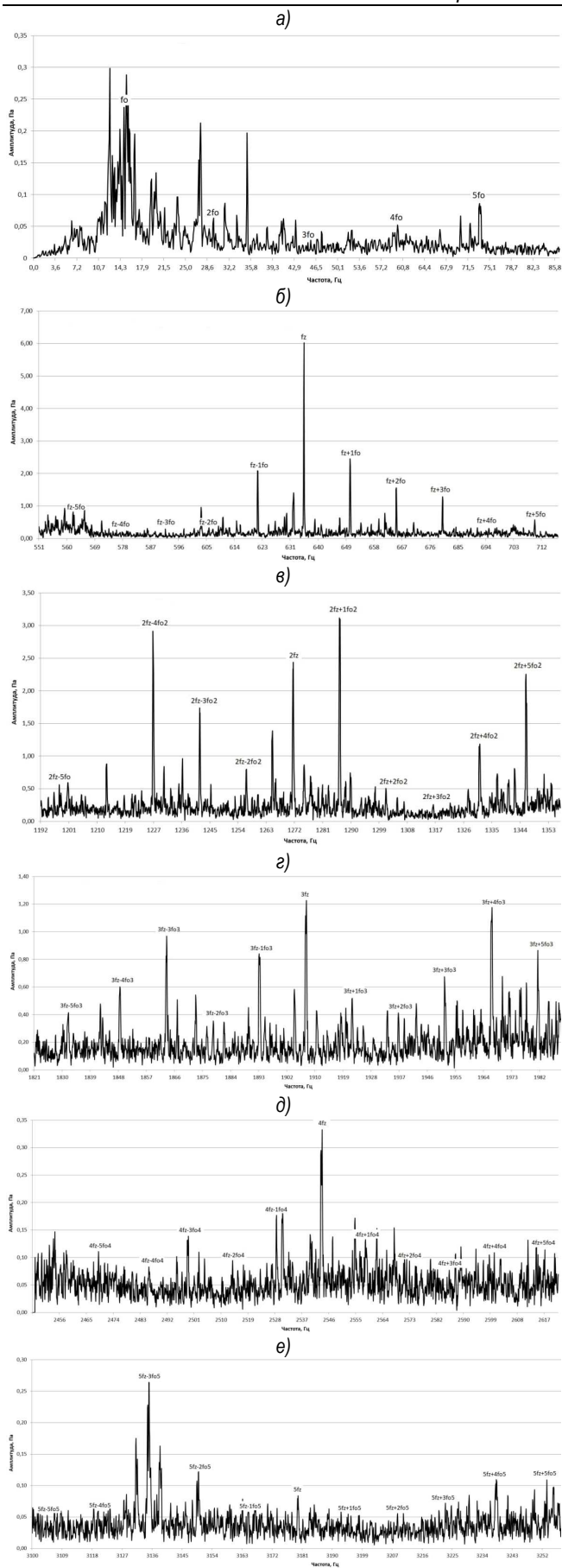
Как следует из ряда литературных источников [5–7], структура колебательного сигнала, фиксируемого при работе зубчатого привода, всегда имеет аналогичные компоненты, обусловленные спецификой работы зубчатых (ударные, сопровождающие вход зубьев в зацепление, и переменные нагрузки, возникающие из-за непостоянства числа зубьев, принимающих участие в передаче крутящего момента; трение контактируемых поверхностей зубьев):

- низкочастотные составляющие, кратные частоте вращения элементов привода $f_{об}$;
- высокочастотные составляющие с частотами пересопряжения зубьев всех зубчатых пар f_z , а также кратные им частоты;
- составляющие колебаний с комбинированными частотами $m \cdot f_z \pm n \cdot f_{об}$, возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала ($m, n=1; 2; 3$ и т. д.) при отклонении состояния зубчатого колеса рассматриваемой передачи от нормального.

Как следует из ряда работ [5, 8, 9], при диагностировании можно производить анализ не только абсолютных значений приведенных выше частотных составляющих анализируемого сигнала, но и соотношения их амплитуд, позволяющих определить фактическое состояние зубчатой пары, которое достаточно очевидно проявляется в спектральных характеристиках.

Также установлено и доказано, что эффективность диагностики напрямую будет зависеть от объема поступающей информации, содержащейся в спектре виброакустического сигнала [8]. 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, который позволяет получать спектральные характеристики с количеством линий до 524000. Это дает возможность добиться разрешения по оси частот не более 0,1 Гц в частотном диапазоне до 20 кГц. Благодаря высокому динамическому диапазону применяемого оборудования, составляющему более 90 дБ, можно 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 [10].

Тем не менее следует отметить, что при таком разрешении спектра экспертный анализ значительно усложняется и затягивается (рис. 1), что требует применение автоматизированных способов получения информативных частотных составляющих и применения новых критериев, которые были разработаны и применены в ходе экспериментальных работ.



а – фрагмент спектра акустического сигнала в области оборотной частоты f_o и кратным ей гармоникам; б – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; в – фрагмент спектра акустического сигнала в области 2-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; д – фрагмент спектра акустического сигнала в области 3-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; е – фрагмент спектра акустического сигнала в области 4-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; ж – фрагмент спектра акустического сигнала в области 5-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$

Рисунок 1 – Фрагменты спектра акустического сигнала

Объект и предмет 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-501, кинематическая схема которого приведена 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.

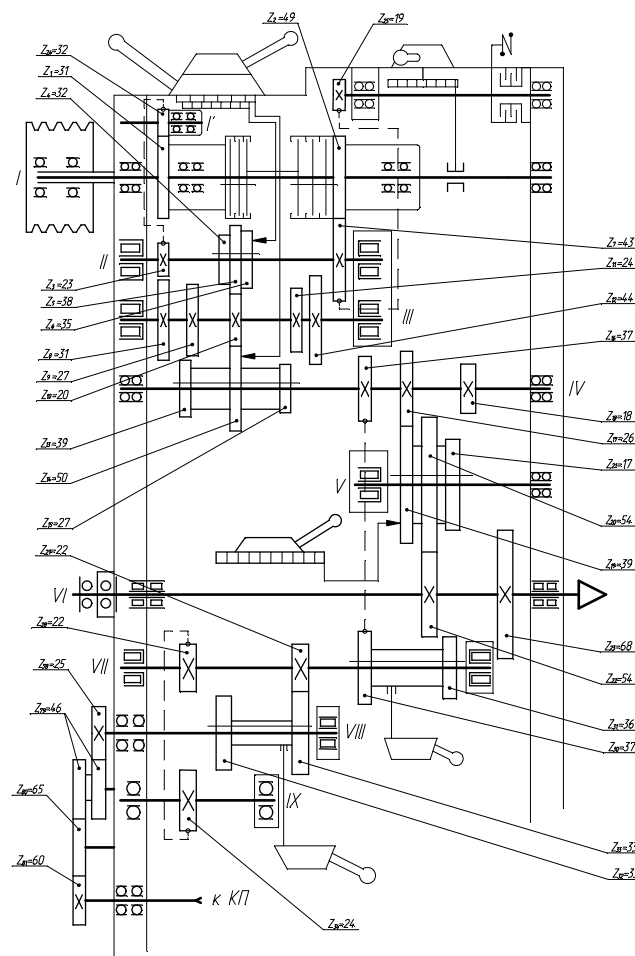
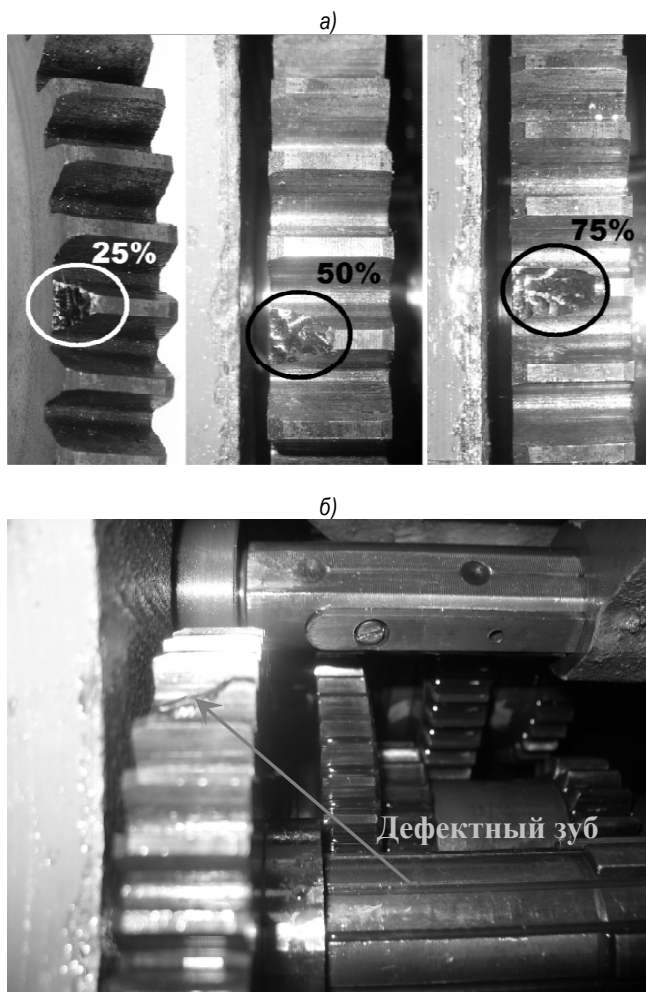


Рисунок 2 – Кинематическая схема коробки скоростей привода главного движения токарного станка SN-501

а – фрагмент спектра акустического сигнала в области оборотной частоты f_o и кратным ей гармоникам; б – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; в – фрагмент спектра акустического сигнала в области 2-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; д – фрагмент спектра акустического сигнала в области 3-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; е – фрагмент спектра акустического сигнала в области 4-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$; ж – фрагмент спектра акустического сигнала в области 5-й гармоники зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_o$

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.

Для оценки эффективности разрабатываемой методики определения информативных частотных составляющих многовального зубчатого привода были изготовлены экспериментальные зубчатые колеса, на которых моделировалось локальное повреждение рабочей поверхности зуба различной степени развитости (повреждение 25%, 50% и 75% поверхности зуба, которые могут быть восстановлены с помощью наплавки с последующей термической обработкой) и отсутствие зуба шестерни $z=43$ (рисунок 3).



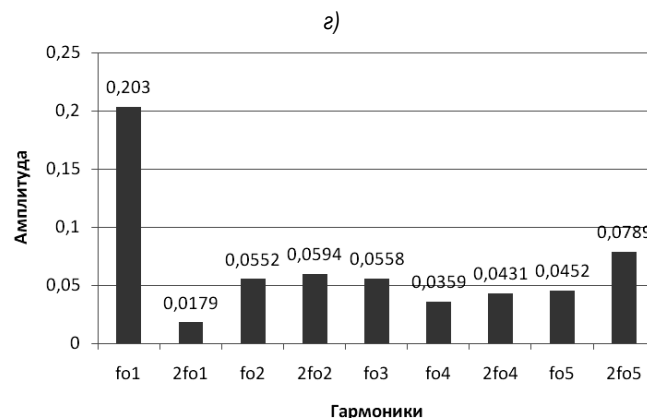
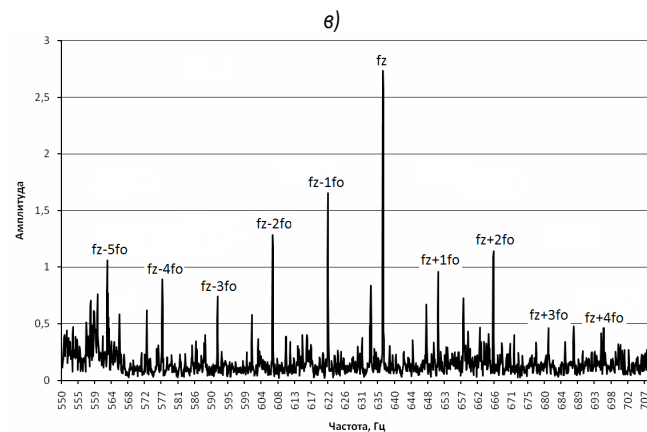
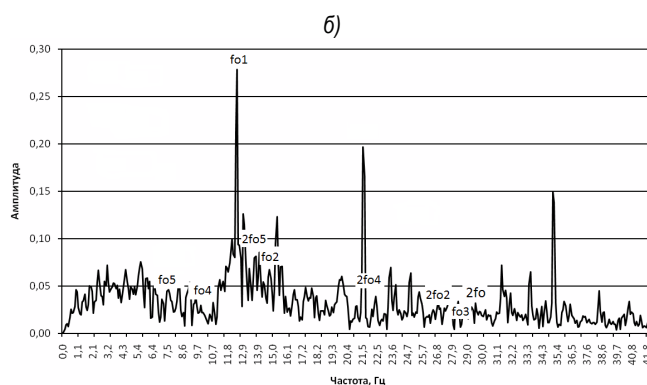
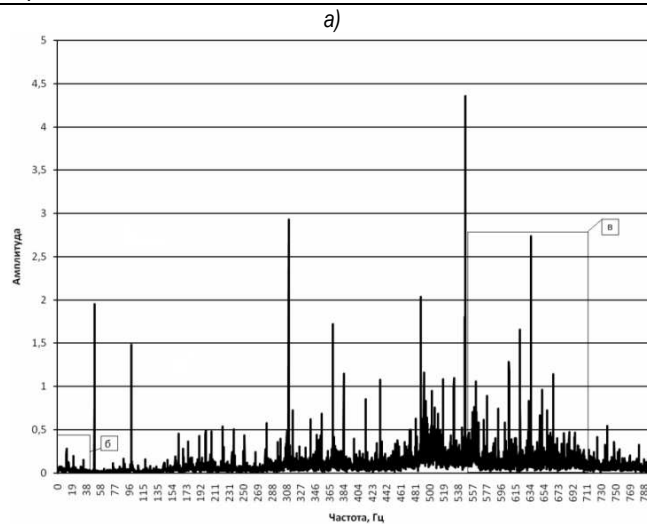
а – локальный дефект в 25%, 50% и 75% от ширины зубчатого венца экспериментального зубчатого колеса $Z=43$; б – экспериментальное зубчатое колесо $Z=43$ с локальным дефектом 75% от ширины зубчатого венца в коробке скоростей токарного станка модели SN-501

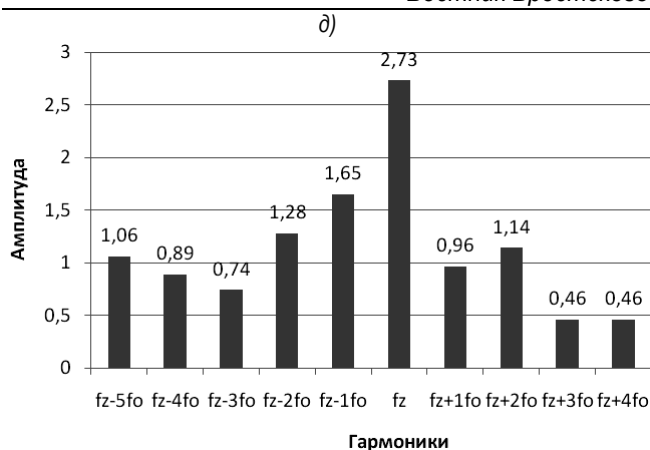
Рисунок 3 – Локальный дефект экспериментального зубчатого колеса $Z=43$

Результаты измерений и обработки данных

Анализ полученных спектров показал, что в сигнале присутствуют составляющие акустической активности практически всех элементов привода [5, 8, 9]:

- в области низких частот наблюдаются оборотные f_0 и кратные им составляющие всех валов кинематической цепи;
- в области пересопряжения зубьев наблюдаются зубцовые f_z , кратные им составляющие целого ряда зубчатых колес, а также другие частотные составляющие, которые могут иметь значение для диагностических целей, например на комбинированных частотах $mf_z \pm nf_0$.





а – фрагмент спектра акустического сигнала многовального привода с разрешением спектра 524000; б – фрагмент спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_o ; в – фрагмент исходного спектра в области частот $(f_z - n \cdot f_o) - (f_z + n \cdot f_o)$ шестерни $Z_2=43$; г – результат обработки спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_o ; д – результат обработки исходного спектра в области частот $(f_z - n \cdot f_o) - (f_z + n \cdot f_o)$ шестерни $Z_2=43$

Рисунок 4 – Результат обработки спектра акустического сигнала с помощью функции аппаратно-программного комплекса «Анализ гармоник»

Принимая во внимание очень большое количество значений характерных частотных составляющих для каждого зубчатого колеса, определение их характеристик «вручную» представляет собой достаточно сложный и продолжительный процесс. Для его автоматизации в программной части комплекса разработана и реализована новая функция «Анализ гармоник», позволяющая автоматически получать значения частот и амплитуд оборотных и зубцовых составляющих спектров каждого зубчатого колеса и кратных гармоник, а также комбинированных составляющих (рисунок 4, б-д). На основе полученных данных были предприняты шаги к формализации процесса применения ограниченного набора частот характерных составляющих с использованием собственных интегральных показателей для оценки состояния анализируемого элемента зубчатого привода.

В результате автоматического определения амплитуд колебаний на характерных частотах реализованы некоторые шаги в направлении формализации процесса применения диагностических признаков, например, приведенных в [8, 11]. Так, числовое представление амплитуд всех составляющих, имеющих диагностическую ценность, позволило предложить и апробировать следующие интегральные показатели для оценки состояния рабочей поверхности зуба анализируемой шестерни:

1. Соотношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к сумме амплитуд частот пересопряжения зубьев эталонного колеса K_{ZH} :

$$K_z = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})_{эм}}, \quad (1)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ;

f_{zi} и $f_{zi эм}$ – i -я зубцовая частота анализируемого и эталонного зубчатых колес.

2. Соотношение суммы амплитуд боковых полос к сумме амплитуд боковых полос эталонного колеса $K_{6П}$:

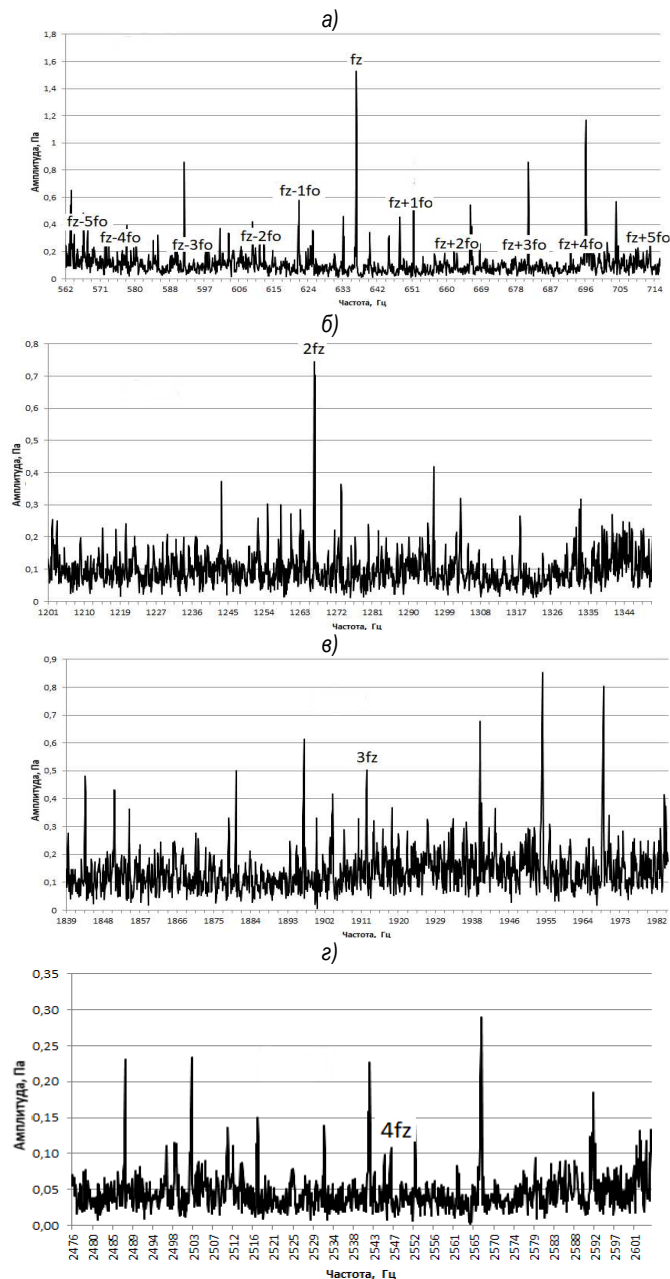
$$K_{6П} = \frac{\sum_{n=5}^5 A(f_{zi \pm n f_o})}{\sum_{l=5}^5 A(f_{zi \pm n f_o})_{эм}}, \quad (2)$$

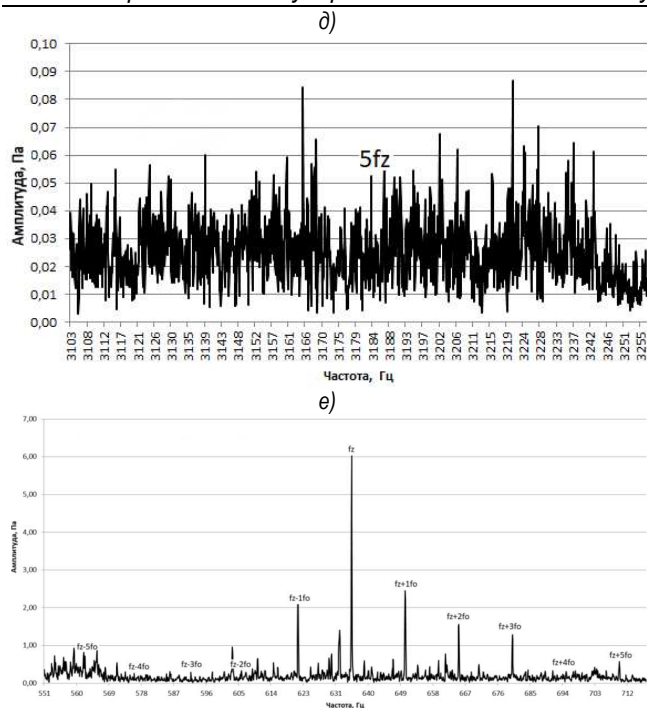
где $A(f_{zi \pm n f_o})$ – амплитуда колебаний на комбинированной частоте анализируемого зубчатого колеса;

$A(f_{zi \pm n f_o})_{эм}$ – амплитуда колебаний на комбинированной частоте эталонного зубчатого колеса;

$m f_{zi \pm n f_o}$ – комбинированная частота анализируемого (эталонного) зубчатого колеса.

При отсутствии повреждения экспериментального зубчатого колеса на спектре присутствуют только зубцовые гармоники $m f_{zi}$ т. к. даже в исправной зубчатой передаче в силу погрешностей изготовления и сборки передачи вход зубьев в зацепление сопровождается ударом (рисунок 5, а, в, г, д). Амплитуды комбинированных гармоник $f_{zi \pm n f_o}$ будут незначительны из-за малой энергии соударения контактируемых поверхностей, а боковые частоты будут слабо различимы на фоне шумовой составляющей акустического сигнала (рисунок 5,а). Но по мере появления и развития локального повреждения зуба будет возрастать энергия, рассеиваемая в зоне контакта, что в свою очередь приведет к росту амплитуд как зубцовых гармоник $m f_{zi}$ так и комбинированных гармоник $f_{zi \pm n f_o}$ (рисунок 5, е). Поэтому данные частотные составляющие, реагирующие на появление в зоне контакта дефекта, легли в основу интегральных показателей K_{ZH} и $K_{6П}$.





а – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_0$ в исправном состоянии зубчатого колеса; б – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты $2f_z$ в исправном состоянии зубчатого колеса; в – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты $3f_z$ в исправном состоянии зубчатого колеса; г – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты $4f_z$ в исправном состоянии зубчатого колеса; д – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты $5f_z$ в исправном состоянии зубчатого колеса; е – фрагмент спектра акустического сигнала в области зубцовой частоты f_z с соответствующим семейством комбинированных частот $mf_z \pm kf_0$ при наличии локального повреждения зуба зубчатого колеса

Рисунок 5 – Фрагменты спектра акустического сигнала

Величины собственных интегральных коэффициентов для экспериментального зубчатого колеса $Z=43$ в составе многовального привода приведены в таблицах 1–2, а динамика их изменений отображена на рисунках 6–7.

Таблица 1 – Величины K_{ZH} спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-501 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	K_{ZH}
Эталонное колесо	1,0
Локальный дефект в виде отсутствия 25% длины зуба	1,83
Локальный дефект в виде отсутствия 50% длины зуба	1,95
Локальный дефект в виде отсутствия 75% длины зуба	3,01
Без зуба	4,24

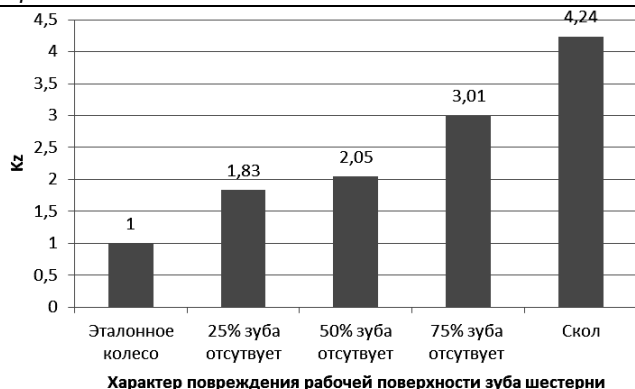


Рисунок 6 – Гистограмма изменения показателя K_Z для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

Таблица 2 – Величины $K_{6П}$ спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-501 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	$K_{6П}$
Эталонное колесо	1,0
Локальный дефект в виде отсутствия 25% длины зуба	3,31
Локальный дефект в виде отсутствия 50% длины зуба	3,42
Локальный дефект в виде отсутствия 75% длины зуба	3,75
Без зуба	4,59

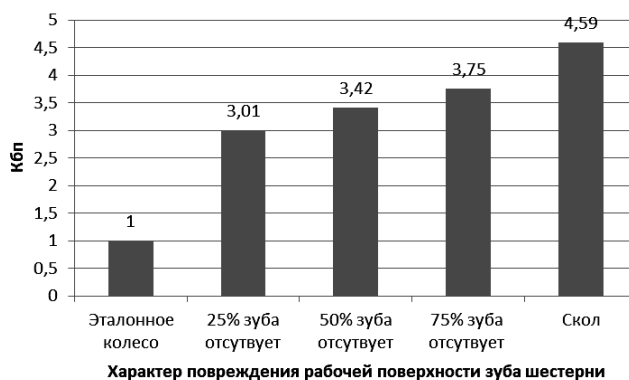


Рисунок 7 – Гистограмма изменения показателя $K_{6П}$ для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

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

- по приведенному интегральному показателю K_{ZH} можно судить о наличии в акустическом сигнале относительно высокоамплитудных гармоник на частотах, кратных зубцовой частоте диагностируемой шестерни $Z=43$, что является одним из признаков проявления на рассматриваемом зубчатом колесе диагностируемого дефекта в виде локального повреждения зуба. Изменение величины K_{ZH} по сравнению с показателем эталонного колеса свидетельствует о появлении локального дефекта отдельного зуба зубчатого колеса: с его развитием возникает более интенсивный рост амплитуд на данных частотах;

- изменение величины интегрального показателя $K_{\text{бп}}$ по сравнению с показателями эталонного колеса свидетельствует о появлении в составе спектра и росте амплитуд боковых комбинированных частот, отнесенных к сумме амплитуд боковых комбинированных частот эталонного колеса, генерируемых при развитии на одном из колес привода локального дефекта. Данная особенность может использоваться при идентификации частичной потери зуба в ходе диагностики.

Следовательно, изменения величин приведенных показателей $K_{\text{зп}}$ и $K_{\text{бп}}$ и абсолютных величин зубцовых и комбинированных частотных составляющих спектра акустического сигнала чувствительны к наличию и степени развитости локальных повреждений отдельных зубьев, а их анализ менее трудоемок по сравнению с анализом спектра и более предпочтителен при применении на натуральных объектах.

Заключение

Разработанная методика автоматизированного получения спектральных характеристик анализируемого сигнала позволяет производить расчет информативных частотных составляющих, несущих важную диагностическую информацию, а также определять значения их абсолютных амплитуд. Это позволяет значительно сократить объем анализируемой информации и упростить саму процедуру диагностирования при выявлении локального повреждения зубьев зубчатых колес в процессе их эксплуатации без проведения разборки.

Используя возможности данной методики, были предложены интегральные показатели, величины которых отображают техническое состояние отдельных зубчатых пар и реагируют на появление в зоне зубозацепления зубчатых колес локального повреждения отдельного зуба. Предварительный анализ полученных результатов исследований показал достаточную эффективность и информативность данных показателей без ущерба к качеству производимой диагностики.

Список цитированных источников

1. Руссов, В. А. Спектральная вибродиагностика / В. А. Руссов. – Пермь, 1996. – 215 с.
2. Герике, Б. Л. Вибромониторинг горных машин и оборудования / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике. – Кемерово : КГТУ, 2007. – 190 с.
3. Сергеев, В. Ю. Диагностические методы и средства контроля для технического аудита узлов и агрегатов карьерных самосвалов / В. Ю. Сергеев // Горная промышленность. – 2009. – № 6(88). – С. 45–47.
4. Радкевич, Я. М. Методология оценки качества и управления состояния горных машин с использованием вибрационных характеристик / Я. М. Радкевич, М. С. Островский, П. Ф. Бойко // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 10. – С. 8–12.
5. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов : учеб. пособие. : в 2 ч. – Кемерово : Кузбасский государственный технический университет, 1999. – Ч. 1 : Мониторинг технического состояния по параметрам вибрационных процессов. – 188 с.
7. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов : учеб. пособие. : в 2 ч. – Кемерово : Кузбасский государственный технический университет, 1999. – Ч. 2 : Диагностика технического состояния на основе анализа вибрационных процессов. – 230 с.
8. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев // Санкт-

- Петербург : официальный сайт. – 2014. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm>.
9. Anil, Jacob. Диагностирование зубчатой передачи с помощью нового метода контроля состояния роторного оборудования: перевод с английского / Jacob Anil, Dr. Y. I. Sharaf-Eldeen. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml.
 10. Драган, А. В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем / А. В. Драган, И. П. Стецко, Д. А. Ромашко, Н. В. Левкович // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2006. – № 4: Машиностроение – С. 17–26.
 11. Phong, Dien Nguyen. Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittel Zeit-Frequenz-Analyse : Dissertation. – TU Chemnitz, 2002.

References

1. Russov, V. A. Spektral'naya vibrodiagnostika / V. A. Russov. – Perm', 1996. – 215 s.
2. Gerike, B. L. Vibromonitoring gornyh mashin i oborudovaniya / B. L. Gerike, I. L. Abramov, P. B. Gerike. – Kemerovo : KGTU, 2007. – 190 s.
3. Sergeev, V. Yu. Diagnosticheskie metody i sredstva kontrolya dlya tekhnicheskogo audita uzlov i agregatov kar'ernyh samosvalov / V. Yu. Sergeev // Gornaya promyshlennost'. – 2009. – № 6(88). – S. 45–47.
4. Radkevich, YA. M. Metodologiya ocenki kachestva i upravleniya sostoyaniya gornyh mashin s ispol'zovaniem vibracionnyh harakteristik / YA. M. Radkevich, M. S. Ostrovskij, P. F. Bojko // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. – 2008. – № 10. – S. 8–12.
5. Genkin, M. D. Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mekhanizmov / M. D. Genkin, A. G. Sokolova. – M. : Mashinostroenie, 1987. – 288 s.
6. Gerike, B. L. Monitoring i diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya mashinnyh agregatov : ucheb. posobie. : v 2 ch. – Kemerovo : Kuzbasskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet, 1999. – CH. 1 : Monitoring tekhnicheskogo sostoyaniya po parametram vibracionnyh processov. – 188 s.
7. Gerike, B. L. Monitoring i diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya mashinnyh agregatov : ucheb. posobie. : v 2 ch. – Kemerovo : Kuzbasskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet, 1999. – CH. 2 : Diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya na osnove analiza vibracionnyh processov. – 230 s.
8. Barkov, A. V. Monitoring i diagnostika rotornyh mashin po vibracii / A. V. Barkov, N. A. Barkova, A. YU. Azovcev. Sankt-Peterburg: Oficial'nyj sayt, 2014. [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa : <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm>.
9. Anil, Jacob. Diagnostirovanie zubchatoj peredachi s pomoshch'yu novogo metoda kontrolya sostoyaniya rotornogo oborudovaniya: perevod s anglijskogo / Jacob Anil, Dr. Y. I. Sharaf-Eldeen [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml.
10. Dragan, A. V. Novye apparatno-programmnye sredstva dlya issledovaniya i diagnostiki mekhanicheskikh sistem / A. V. Dragan, I. P. Stecko, D. A. Romashko, N. V. Levkovich // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2006. – № 4: Mashinostroenie – S. 17–26.
11. Phong, Dien Nguyen. Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittel Zeit-Frequenz-Analyse : Dissertation. – TU Chemnitz, 2002.

Материал поступил в редакцию 12.10.2020