

НОВЫЕ ПОДХОДЫ В ВИБРОДИАГНОСТИКЕ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ**Д.В. Омель
А.В. Драган**Брестский государственный
технический университет
Московская, 267
г. Брест, 224017
Республика Беларусь
dimaomes@gmail.com

Проводимые исследования направлены на разработку новых и усовершенствование существующих методов и средств анализа вибрационного сигнала для выявления локальных повреждений зубчатых колес многовальных приводов в период эксплуатации. С целью перехода от качественной оценки спектров к количественной предложена и экспериментально опробована новая методика расчета коэффициента модуляции вибрационного сигнала, учитывающая механизм формирования комбинационных частот. Также разработана методика конструирования и применения уникальных вейвлетов, адаптированных для анализа вибрации зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатая передача, вибрация, диагностика, сигнал, спектр, модуляция, вейвлет, анализ

1 Введение

Анализ современных тенденций развития машиностроения показывает, что наиболее прогрессивным направлением обеспечения и повышения надежности и ресурса машин является организация их эксплуатации, обслуживания и ремонта по фактическому состоянию. Вибродиагностика зубчатых передач является наиболее перспективным направлением безразборного контроля и позволяет перейти к обслуживанию по текущему техническому состоянию.

Зубчатые передачи в процессе эксплуатации независимо от их технического состояния создают шум и вибрацию. Высокая информативность вибросигнала, генерируемого при работе трансмиссии, а также взаимосвязь между состоянием зубчатых колес и параметрами вибрации неоспорима. В настоящее время разработаны и применяются различные методы вибродиагностики, основанные на временном, частотном и время-частотном анализе сигнала вибрации. Многовальные

зубчатые приводы, имеющие три и более передачи, генерируют сложный нестационарный вибрационный сигнал, включающий большое число компонентов от различных источников. Производить диагностику, анализируя такой сигнал, становится значительно сложнее. Порой классические методы обработки и анализа вибросигналов не дают положительных результатов. Сложность обнаружения эксплуатационных дефектов на ранней стадии их развития обусловлена малой энергоемкостью вибрационных процессов, сопутствующих развитию этих дефектов. Поэтому выявление незначительных изменений вибрационного сигнала на фоне больших помех требует привлечения тонких методов анализа изменения структуры сигнала.

2 Модуляция вибросигнала

Эксплуатационные дефекты контактирующих поверхностей зубьев являются дополнительными возмущающими

факторами, которые приводят к изменению свойств вибрационного сигнала. Вибрацию зубчатой пары можно описать наличием характерных дискретных составляющих спектра и их соотношений, изменяющихся с развитием локальных дефектов зубчатых колес. Появление и развитие дефектов контактирующих поверхностей колес отражается как на частотах пересопряжения зубьев $f_z = z f_o$ и их гармониках $m f_z$, так и на модуляционных частотах $m f_z \pm k f_o$ в окрестности зубцовых гармоник, где m и $k = 1, 2 \dots$, f_o – частота вращения колеса, z – число зубьев колеса. Общее число различимых боковых гармоник k может колебаться в пределах от четырех до шести. Их амплитуды не всегда симметричны относительно зубцовой частоты.

Возникают вопросы: почему появляются гармоники с частотами $m f_z$ кратными зубцовой и боковыми полосами $k f_o$ в окрестности каждой из них, чем обусловлено количество боковых полос, что влияет на несимметричность верхних и нижних боковых полос. Для ответа на эти вопросы следует рассмотреть само явление модуляции и механизмы формирования модулированного сигнала. Наиболее развернуто явление модуляции рассматривается в теории передачи радиосигналов, когда несущий сигнал намеренно модулируется информационным сигналом для передачи на большие расстояния [1-3].

Сложный гармонический колебательный процесс в общем виде можно описать выражением [4, 5]:

$$a(t) = A(t) \cos(\omega(t)t + \varphi(t)) = A(t) \cos \psi(t) \quad (1)$$

где A – амплитуда;

ω – частота;

φ – начальная фаза;

ψ – полная фаза высокочастотного колебания.

Как видно в выражении (1), все параметры колебания могут изменяться во времени. В зависимости от того, какой из этих трех параметров периодически

изменяется, различают амплитудную, частотную и фазовую модуляцию, а также их сочетания. При модуляции следует различать модулируемый высокочастотный сигнал (несущий) с частотой Ω , модулирующий низкочастотный сигнал ω_0 и модулированный сигнал, являющийся результатом модуляции. Согласно теории передачи сигналов, в качестве несущего может быть гармоническое колебание или периодическая последовательность импульсов. Рассмотрим подробнее второй случай, который приводит к импульсной модуляции.

В зависимости от модифицируемого параметра различают амплитудно-импульсную, фазоимпульсную, частотно-импульсную, а также широтно-импульсную модуляцию. Когда последовательность импульсов подвергается одному из видов модуляции, то формируются спектры, состоящие из семейства гармоник с частотами $m \omega_0 \pm k \Omega$, подобные спектрам вибрации зубчатых передач.

Для того чтобы раскрыть механизм формирования такого спектра, рассмотрим модель импульсной модуляции. Представим несущий сигнал в виде периодической последовательности импульсов с частотой ω_0 , которую можно записать выражением [3]:

$$A(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} v \left(t - \frac{n}{\omega_0} \right) \quad (2)$$

где $v(t)$ – форма импульса.

В [3] предложено аппроксимировать эту последовательность в ряд Фурье без учета формы импульса и начальной фазы:

$$A(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos n \omega_0 t \quad (3)$$

Чтобы модулировать такой сигнал модулирующей частотой Ω , в выражение (3) под знак косинуса введем фазу модулированного сигнала $\varphi(t) = m \sin \Omega t + \varphi_0$

и получим выражение, описывающее сигнал с частотно-импульсной модуляцией:

$$a(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega_0 t + nm \sin \Omega t), \quad (4)$$

где m – индекс угловой модуляции [6].

Чтобы найти спектр такого сигнала, произведем следующие преобразования. Выражение (4) представим в следующем

$$a(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \left\{ \begin{aligned} & J_{0n}(nm) \cos n\omega_0 t + \\ & + J_{1n}(nm) [\cos(n\omega_0 + \Omega)t - \cos(n\omega_0 - \Omega)t] + \\ & + J_{2n}(nm) [\cos(n\omega_0 + 2\Omega)t + \cos(n\omega_0 - 2\Omega)t] + \\ & + J_{3n}(nm) [\cos(n\omega_0 + 3\Omega)t - \cos(n\omega_0 - 3\Omega)t] + \\ & + \dots \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из выражения (6) видны составляющие спектра импульсно-модулированного сигнала $n\omega_0 \pm k\Omega$ ($k=1, 2, 3\dots$). Рассмотрев приведенные выше виды модуляции радиосигналов и проведя аналогию с вибрационным сигналом, генерируемым зубчатой передачей, можно сделать вывод, что модуляции, исследуемые в вибродиагностике, являются комбинацией импульсной и других видов модуляций. В спектре сигнала с частотно-импульсной модуляцией можно наблюдать семейство

виде:

$$a(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[A_n \cos n\omega_0 t \cos(nm \sin \Omega t) - \right. \\ \left. - A_n \sin n\omega_0 t \sin(nm \sin \Omega t) \right] \quad (5)$$

Множители $\cos(nm \sin \Omega t)$ и $\sin(nm \sin \Omega t)$ являются периодическими функциями времени, поэтому могут быть разложены в ряды Фурье. Тогда выражение импульсно-модулированного сигнала в развернутом виде примет вид:

гармоник $m\omega_0 \pm k\Omega$, подобное семейству частот $mf_z \pm kf_o$ в спектре вибрационного сигнала зубчатой передачи (рисунок 1). Несущим сигналом является последовательность ударных импульсов с частотой пересопряжения зубьев f_z , модулирующим является гармонический сигнал с частотой f_o . Различные виды модуляций могут возникать одновременно и приводить к увеличению амплитуд боковых полос и их несимметричности.

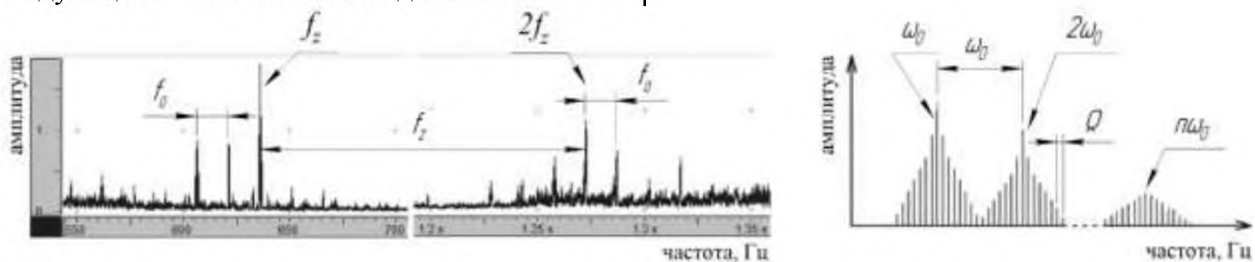


Рисунок 1. Спектры вибрации зубчатой передачи (слева) и импульсно-модулированного радиосигнала (справа)

Даже в исправной зубчатой передаче в силу погрешностей изготовления и сборки вход зубьев в зацепление сопровождается ударом. Поэтому признаки модуляции в спектре можно наблюдать и при отсутствии эксплуатационных повреждений зубьев. Амплитуды комбинационных гармоник $mf_z \pm kf_o$ будут незначительны в силу малой энергии удара, боковые частоты будут слабо

различимы на фоне шумовой составляющей вибрации. Лишь зубцовые и кратные им гармоники mf_z легко идентифицируются в спектре вибрации исправной передачи. По мере появления и развития локального повреждения рабочей поверхности зуба возрастает энергия, рассеиваемая в зоне контакта, следовательно, растут амплитуды комбинационных гармоник. Все более

значимыми становятся боковые частоты, удаленные от несущей частоты. Поэтому очевидным диагностическим признаком будут являться амплитуды боковых полос, их количество, а также симметричность относительно центральной зубцовой гармоники.

3 Разработка нового диагностического параметра на основе явления модуляции

Сложность обнаружения эксплуатационных дефектов зубчатых колес на ранней стадии их развития обусловлена малой энергоемкостью вибрационных процессов, сопутствующих развитию этих дефектов. Поэтому выявление незначительных изменений вибрационного сигнала на фоне больших помех требует привлечения тонких методов анализа. Таким образом необходимо разработать такую количественную характеристику вибрационного сигнала, которая могла бы однозначно свидетельствовать о наличии и степени дефекта зубчатого колеса в составе многовального привода.

В [4, 7] предложено определять коэффициент глубины модуляции по формуле:

$$K = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{\max} + A_{\min}}, \quad (7)$$

где A_{\max} , A_{\min} – максимальная и минимальная амплитуда комбинированных частот модулированного сигнала, м/с².

Однако данная зависимость не учитывает, насколько глубоко модулирован сигнал, т.е. не зависит от количества возникших боковых полос $\pm kf_o$. При возникновении и развитии дефектов основная информация содержится именно в количестве и амплитуде колебаний на комбинированных частотах. Предлагается определить коэффициент глубины модуляции для каждой боковой полосы m -го порядка в пределах одной совокупности зубцовой и комбинированных частот $\pm kf_o$ по формуле (8), а затем рассчитать среднее

геометрическое значение по зависимости (9).

$$K^m = \frac{|A(mf_z) - A(mf_z \pm kf_o)|}{A(mf_z) + A(mf_z \pm kf_o)}, \quad (8)$$

$$K_M = \sqrt[k]{\prod_1^k K^m} \quad (9)$$

С ростом амплитуды колебаний на комбинационных частотах значение коэффициента будет уменьшаться и всегда будет меньше единицы ($K_M < 1$), а при отсутствии модуляции коэффициент теоретически может быть равен единице ($K_M = 1$). Когда мы говорим о постепенном увеличении дефекта, было бы логично, если бы коэффициент модуляции тоже увеличивался. Поэтому значение коэффициента глубины модуляции, рассчитанное по (9), вычтем из единицы. В результате получаем выражение для определения коэффициента модуляции вибрационного сигнала для каждой зубцовой гармоники mf_z :

$$K_M^m = \left(1 - \sqrt[k]{\prod_1^k \frac{|A(mf_z) - A(mf_z \pm kf_o)|}{A(mf_z) + A(mf_z \pm kf_o)}} \right) \quad (10)$$

Максимальный порядок боковых полос k определим в соответствии с положениями модуляции сигналов, изложенными в [6]. Разработанный новый коэффициент модуляции, рассчитываемый по формуле (10) представляет собой соотношение амплитуд комбинационных частот вибрации многовального привода и учитывает импульсную природу возникновения модуляции. При изменении расположения датчика вибрации на корпусе исследуемого привода произойдет изменение абсолютных значений амплитуд значимых гармоник, но картина их распределения на спектре останется прежней. Это позволяет утверждать, что величина коэффициента модуляции будет сохранять свою величину и

таким образом будет мало зависеть от расположения датчика вибрации.

4 Конструирование уникальных вейвлетных функций

При спектральном анализе сложных нестационарных сигналов, которые имеют место при вибрации многозвальных зубчатых приводов, можно отметить основной – используя преобразование Фурье, можно работать с нестационарным сигналом либо только во временной области, либо только в частотной, при этом отсутствует возможность получения информации о том, какие частоты присутствуют в сигнале в данный момент времени. Вейвлетный анализ решает эту проблему и позволяет локализовать источник вибрации как по частоте, так и во времени.

Вейвлет-преобразование реализуется на основе анализа сигнала с помощью вейвлетов, имеющих форму короткой волны [8, 9]. В настоящее время выбор вейвлетов довольно обширен. Однако необоснованное применение того или иного типа вейвлета способно привести к невозможности решения поставленных диагностических задач. Поэтому следует учитывать основные свойства вейвлетов при выборе наиболее подходящего типа для решения конкретных задач анализа вибрационных сигналов. Вейвлетная функция, применяемая для анализа вибрации зубчатых колес, должна быть асимметрична, приспособлена для выделения характерного резкого скачка амплитуды колебаний в начале ударного импульса, должна иметь узкий частотный образ, для обеспечения избирательности в частотной области, закон убывания функции по возможности должен быть экспоненциальным.

Среди существующих в настоящее время вейвлетов не все подходят для анализа вибросигналов в виду принципиально неприемлемых свойств [10]. Уровень систем компьютерных вычислений позволяет конструировать новые виды вейвлетов, максимально адаптированные для

диагностики неисправностей зубчатых передач. Основываясь на теории вейвлетов и вейвлет-преобразования, а также с учетом особенностей диагностики зубчатых передач, можно обозначить основные положения конструирования новых вейвлетных функций для непрерывного преобразования вибросигналов зубчатых передач:

- вейвлет должен обладать временным образом схожим с формой импульса, возникающего при входе зубьев в зацепление;
- вейвлетная функция должна иметь нулевой интеграл в области задания;
- вейвлетная функция должна иметь компактный носитель, т.е. быстро затухать в обоих направлениях;
- для удобства анализа результатов преобразования вейвлет должен иметь центральную частоту меньше 1.

Используя возможности современных систем компьютерной математики были сконструированы два уникальных вейвлета «Mexmor» и «Cosines», удовлетворяющих указанным выше положениям.

Для построения прототипа вейвлета «Mexmor» использованы левая часть вейвлета «Mexhat» и правая часть вейвлета «Morle» [8, 9]. Составная вейвлетная функция будет иметь следующий вид:

$$\psi(t) = \begin{cases} e^{-\frac{(2kt)^2}{2}} (1 - (kt)^2), & -\infty < t \leq 0, \\ e^{-\frac{t^2}{2}} \cos(5t), & 0 < t < +\infty. \end{cases} \quad (11)$$

Приведенная составная функция непрерывна, интегрируема по всей длине, обладает свойством самоподобия, исключает разрыв в точке $t=0$. Для того чтобы обеспечить наследование доминирующей частоты при переходе от одного закона изменения к другому в выражение левой части вейвлета $(-\infty, 0]$ введен коэффициент $k=(5/\pi)$, величина которого была определена аналитически. Согласно выражению (11) временной образ вейвлета и его частотный

образ (спектр) принимают вид, показанный на рисунке 2.

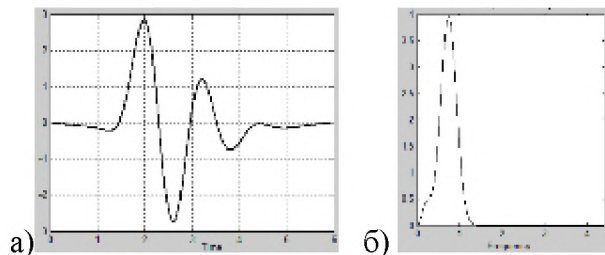


Рисунок 2 Новый вейвлет «Mexmor» (а) и его частотный образ (б)

Временной образ вейвлета «Mexmor» (рисунок 2а) имеет размах (-2.7, 2.8), что приводит к увеличению коэффициентов вейвлет-преобразования при выявлении характерных всплесков, а также повышает чувствительность данного вейвлета при анализе вибросигналов в сравнении с вейвлетами «Mexhat» и «Morlet». Пик частотного образа соответствует частоте $f=0,7459$ Гц.

При «склеивании» разных функций, как было сделано при конструировании вейвлета «Mexmor», происходит нарушение периодичности вейвлетной функции, что приводит к увеличению ширины частотного образа и появлению второй доминирующей частоты. Поэтому был сконструирован еще один вейвлет «Cosines», состоящий из двух тригонометрических функций имеющих разную скорость экспоненциального затухания. Составная функция имеет вид:

$$\psi(t) = \begin{cases} e^{-16t^2} \cos(5t), & -\infty < t \leq 0, \\ e^{-\frac{t^2}{3}} \cos(5t), & 0 < t < +\infty. \end{cases} \quad (12)$$

Числовые коэффициенты в показателях степени экспоненты были подобраны эмпирически так, чтобы левая часть вейвлета имела только одну полуволну, а в правой части было три волны до практически полного затухания. При таком задании вейвлетной функции обе части имеют одинаковую доминирующую частоту, что даст узкий частотный образ вейвлета. На рисунке 3 представлены временной и

частотный образы уникального вейвлета «Cosines», описанного выражением (12).

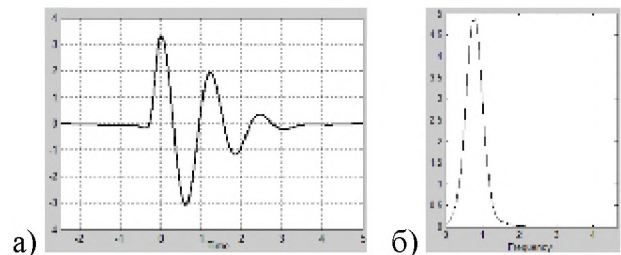


Рисунок 3. – Новый вейвлет «Cosines» (а) и его частотный образ (б)

Временной образ вейвлета «Cosines» (рисунок 3а) имеет размах (-3.5, 3.8), что также повышает чувствительность данного вейвлета при анализе вибросигналов. Пик частотного образа соответствует частоте $f=0,7782$ Гц. Частотный образ узкий и имеет единственную доминирующую частоту.

Сконструированные вейвлеты могут быть использованы при непрерывном вейвлет разложении вибрационных сигналов без возможности их реконструкции. Значительно более высокие амплитудные характеристики временных образов позволят получить большие значения вейвлетных коэффициентов на временных интервалах прохождения зубьев зоны зацепления.

5 Экспериментальная апробация диагностики многовального привода на основе разработанного коэффициента модуляции

Для проверки применимости и эффективности диагностики на основе расчета разработанного коэффициента модуляции был проведен ряд натурных экспериментов. Объектом испытаний являлся привод главного движения токарного станка СН-501, кинематическая цепь которого состоит из цилиндрических прямозубых передач. Вращение и крутящий момент передавался от входного вала коробки скоростей на вал шпинделя посредством пяти передач, состоящих из одновенцовых зубчатых колес и блоков шестерен. Для разработки и оценки

применимости методик диагностики многовального привода были изготовлены экспериментальные зубчатые колеса, имитирующие отклонение от нормального технического состояния и имеющие локальный дефект различного масштаба в виде повреждения рабочей части зуба ведомой шестерни одной из передач.

Испытания проводились как без нагрузки, так и под нагрузкой. Замеры виброактивности многовального зубчатого привода производились при различных частотах вращения выходного вала с помощью одноосевого акселерометра AP-98. Управление процессом измерения и исследование параметров вибрации осуществлялось с помощью программно-аппаратного комплекса, состоящего из виброанализатора «Викма-2», подключаемых датчиков и персонального компьютера с установленной диагностической системой «Анализатор».

Характер изменения коэффициента модуляции при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса показан на рисунке 4.

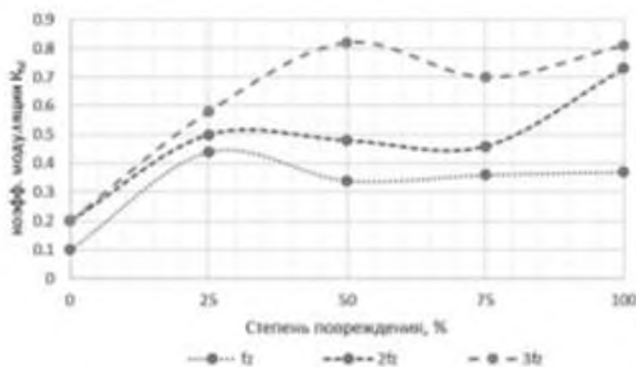


Рисунок 4. - Графики изменения коэффициента модуляции при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса

При отсутствии дефекта коэффициент модуляции невелик. При появлении и развитии дефекта модуляция сигнала усиливается и коэффициент начинает увеличиваться. Модуляция наиболее отчетливо проявляется на высокочастотных составляющих сигнала, т.е. в окрестности второй и третьей зубцовых частот $2f_z$, $3f_z$. Это объясняется тем, что на более высоких

частотах сигнал более «чистый» и меньше вероятность наложения спектров колебаний от других зубчатых пар и прочих источников колебаний.

Также следует отметить, что даже при отсутствии моделируемого локального дефекта наблюдается небольшая модуляция 0,1...0,2. Это объясняется наличием у колеса дефектов изготовления. При зарождении дефекта модуляция усиливается, и при дальнейшем развитии дефекта рост модуляции замедляется и даже начинает незначительно падать. Ближе к критическому состоянию, такому как, поломка зуба, коэффициент снова значительно возрастает.

Результаты исследований также показали, что коэффициенты модуляции для заведомо исправных зубчатых колес, расположенных на других валах экспериментального многовального привода, не превышали значений 0,4, что свидетельствовало об отсутствии выраженных эксплуатационных дефектов. При этом колебания величин коэффициентов имели случайный характер, были незначительными по величине, что подтвердило приемлемую повторяемость результатов.

Таким образом, при спектральном анализе вибрационных сигналов многовальных зубчатых приводов и неизвестных первоначальных параметрах вибрации можно диагностировать наличие повреждения зубьев зубчатых колес по величине коэффициента модуляции второй и третьей зубцовых гармоник, если он начинает превышать значение 0,5. Для того, чтобы выяснить, на какой стадии развития находится локальный дефект необходимо провести дальнейшие наблюдения за изменением виброактивности зубчатого привода и установить тренды изменения коэффициентов модуляции.

6 Диагностика многовального привода на основе вейвлетного преобразования вибрационного сигнала с использованием уникальных вейвлетов

С целью последующего анализа вейвлет-коэффициентов было выполнено непрерывное вейвлет-преобразование вибросигналов экспериментального многовального зубчатого привода с использованием сконструированных уникальных вейвлетов. Преобразование осуществлялось с применением равномерной шкалы временных масштабов. При вычислении вейвлет-коэффициентов частоты просмотра были ограничены интервалом $[50, 1600]$ Гц, который

охватывает гармоники f_z и $2f_z$ экспериментального зубчатого колеса.

На рисунке 5 приведены скейлограммы для сигналов вибрации соответствующих зарождению и развитию локального повреждения рабочей поверхности экспериментального колеса, построенные с использованием уникальных вейвлетов «Mexmor» и «Cosines». На представленных скейлограммах шкала временного масштаба заменена шкалой псевдо-частоты с единицей измерения Гц для удобства визуального анализа. Стоит помнить, что псевдо-частоты не имеют точного соответствия частотам колебаний анализируемого сигнала в связи с особенностями вейвлет-преобразования.

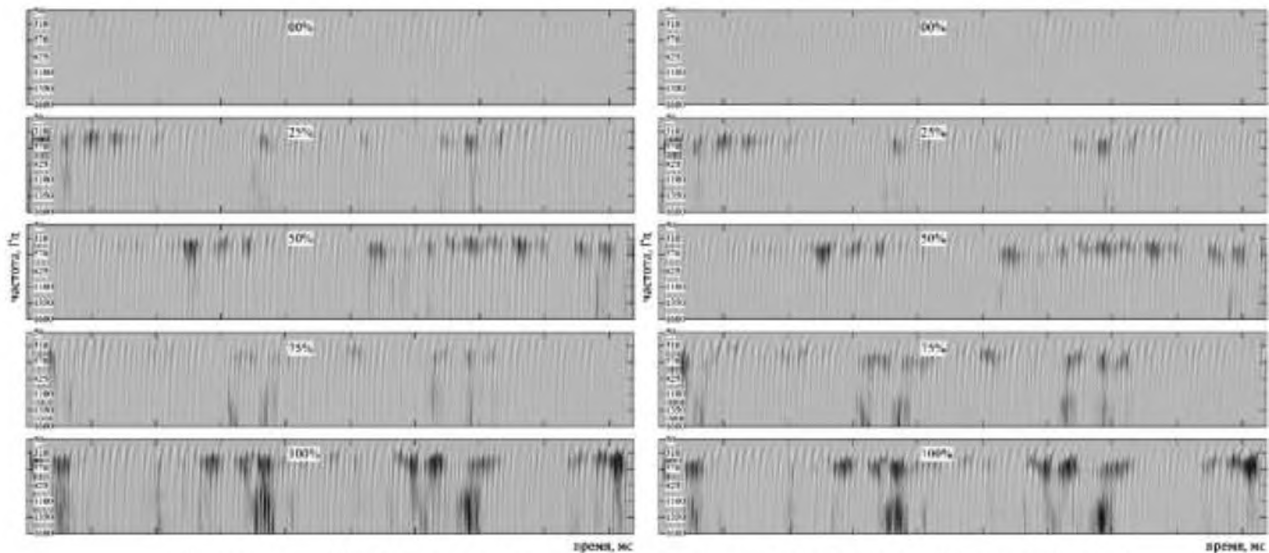


Рисунок 5. – Скейлограмма разложения вибросигнала вейвлетом «Mexmor» (слева) и «Cosines» (справа)

Прямой анализ скейлограмм показал, что при ухудшении технического состояния экспериментального привода происходит возрастание абсолютных значений вейвлет-коэффициентов. Причем до полной поломки зуба наиболее чувствительны оказываются коэффициенты соответствующие области первой зубцовой частоты f_z поврежденного колеса. При полной поломке зуба максимальные значения коэффициентов перемещаются в область второй зубцовой частоты $2f_z$. Этот факт позволяет однозначно диагностировать полную поломку зуба

колеса в составе многовального привода по внешнему виду скейлограммы.

При сильном повреждении зуба (75 и 100%) на скейлограммах можно проследить моменты входа поврежденного зуба в зону зацепления. Кроме этого всплески колебательной энергии оказываются «растянутыми» вдоль оси частот, что говорит о широком диапазоне спектра импульса, возникающего при входе зубьев в зацепление. Так как колебания, возбуждаемые в зацеплении, характеризуются временем затухания, то на

скейлограммах это отражается в растянутости всплесков вдоль оси времени.

Визуальная оценка полученных скейлограмм является грубой, требует глубокого понимания принципов вейвлет-преобразования. Наиболее эффективным является анализ полученного массива вейвлет-коэффициентов, из которого можно извлекать интересующие подмассивы данных и использовать их для вычисления численных критериев.

На рисунке 6 приведены зависимости максимальных значений вейвлет-коэффициентов при деградации зубчатого колеса многовального привода, полученных преобразованием вибрационных сигналов с использованием стандартного вейвлета «Morlet» и спроектированных уникальных вейвлетов «Mexmor» и «Cosines».

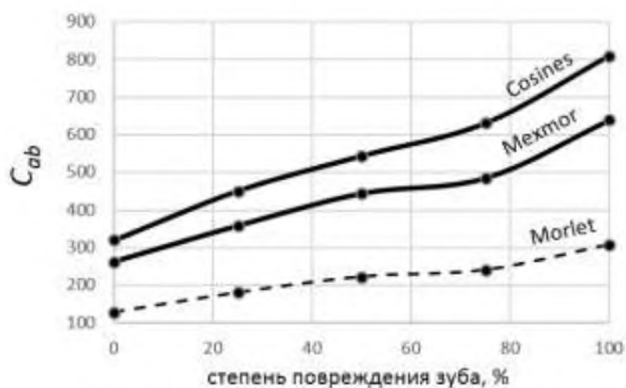


Рисунок 6. – Графики максимальных вейвлет-коэффициентов, полученных с помощью различных вейвлетов

При прочих равных условиях спроектированные вейвлеты «Mexmor» и «Cosines» позволяют получить более «крутой» график зависимости максимальных коэффициентов от степени повреждения экспериментального зубчатого колеса. Это связано с величиной размаха временных образов данных вейвлетов, которые в несколько раз превышают размах вейвлета «Morlet».

7 Заключение

Проведя аналогию между модуляцией вибросигнала и радиосигнала, удалось

выяснить природу возникновения модуляционных явлений в вибрации зубчатых передач. Зубчатая передача генерирует последовательность быстрозатухающих всплесков колебательной энергии (импульсов). При зарождении и развитии локальных повреждений зубьев происходит изменение периода следования импульсов, а также их амплитуды и ширины, что приводит к импульсной модуляции сигнала. Разложение такого сигнала в ряды Фурье позволило получить математическую модель импульсно-модулированного вибросигнала. В результате моделирования вибрационных сигналов с заданными формой и отклонениями ударных импульсов были получены спектры, картина которых вполне соотносится с разработанной математической моделью импульсно-модулированного сигнала.

Вейвлетное «сканирование» вибросигнала чувствительно к всплескам колебательной энергии, вызванным соударением зубьев, при этом шумовая составляющая сложного вибросигнала оказывается прозрачна и не приводит к искажению диагностической информации. В рамках исследований был сконструирован ряд уникальных вейвлетов с учетом ударного характера взаимодействия зубчатой пары. Наиболее эффективным оказался анализ с использованием разработанного вейвлета «Cosines» по форме близкий к форме ударного импульса и имеющий частотный образ с четко выраженной центральной частотой. Всплески максимальных значений вейвлет-коэффициентов при разложении вибросигнала с использованием данного вейвлета имеют значительно лучшую локализацию во временной области в сравнении с общеизвестными вейвлетами, такими как вейвлет «Mexhat» и «Morlet».

Полученные научные результаты имеют практическую направленность и могут быть использованы машиностроительными предприятиями и организациями, занимающимися изготовлением и эксплуатацией зубчатых передач для оценки

их технического состояния, научными организациями для дальнейшего развития в области диагностики зубчатых передач и механизмов.

Список использованных источников

[1] Баскаков, С.И. Радиотехнические цепи и сигналы. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2000. – 408 с.

[2] Гоноровский, И.С. Радиотехнические цепи и сигналы : учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Радио и связь, 1986. – 512 с.

[3] Зюко, А.Г. Теория электрической связи : учебник для вузов / А.Г. Зюко, Д.Д. Кловский, В.И. Коржик, М.В. Назаров; под ред. Д.Д. Кловского. – М. : Радио и связь, 1999. – 432 с.

[4] Костюков, В.Н. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования : учеб. пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко и др. – Омск : НПЦ «Динамика», 2007. – 286 с.

[5] Петрухин, В.В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации : учеб. пособие. – М. : Инфра-Инженерия, 2010. – 176 с.

[6] Омесь, Д.В. Механизмы формирования комбинационных частот в спектре вибросигнала зубчатой передачи / Д.В. Омесь, А.В. Драган, // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : материалы междунар. науч.-техн.

конф., Брест, 2-3 ноября 2016 г. / УО «Брестский государственный технический университет». – Брест, 2016. – С. 89–94.

[7] Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.

[8] Драган, Д.В. Применение вейвлет-анализа в вибродиагностике многовальных зубчатых приводов / А.В. Драган, Д.В. Омесь // Жизненный цикл конструкционных материалов : сб. тр. IV Всероссийской науч.-техн. конф. с междунар. участием, Иркутск, 28–30 апреля 2014 г. / Иркутский государственный технический университет. – Иркутск, 2014. – с. 320–326.

[9] Омесь, Д.В. Применение вейвлет-анализа при исследовании ударных взаимодействий в зубчатых передачах многовальных приводов / Д.В. Омесь, А.В. Драган // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2015. – №4(94) : Машиностроение. – с. 4–8.

[10] Омесь, Д.В. Проектирование уникальных вейвлетов для повышения эффективности диагностики многовальных зубчатых приводов на основе вейвлет-анализа вибрационных сигналов / Д.В. Омесь, А.В. Драган // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2017. – №4(106) : Машиностроение. – С. 31–36.

**NEW APPROACHES IN MULTI-SHAFT GEAR DRIVES
VIBRATION DIAGNOSTICS**

**Dmitry V. Omes
Alexandr V. Dragan**

Brest State Technical University
267, Moskovskaya str., Brest,
224017, Republic of Belarus

dimaomes@gmail.com

Presented studies are aimed at developing of new and improving of existing methods of vibration signal analysis to detect local gears damages during their operating. The new method of calculating the modulation coefficient showed low sensitivity to the place of mounting of the vibration sensor and makes it possible to use in the absence of information about the vibration activity of the gear drive in the previous workable condition. A technique for designing and using unique wavelets was developed. The technique reflects the specifics of real processes in the interaction of meshing teeth and adapted for gears vibration analysis. Using of unique wavelets can noticeably increase the wavelet coefficients sensitivity to changes in gears condition.

Key words: gear transmission, vibration, diagnostics, signal, spectrum, modulation, wavelet, analysis

References

- [1] Baskakov, S.I. Radio circuits and signals [Radiotekhnicheskie tsepi i signaly]. – 3-e izd., pererab. i dop. – Moskva: Vysshaya shkola, 2000, 408 p. (in Russian).
- [2] Gonorovski, I.S. Radio circuits and signals : textbook for universities [Radiotekhnicheskie tsepi i signaly]. 4-e izd. pererab. i dop. – Moskva : Radio i svjaz', 1986, 512 p. (in Russian)
- [3] Zjukov, A.G. Theory of electrical communication : textbook for universities [Teorija elektricheskoy svyazi] / A.G. Zjukov, D.D. Klovsikij, V.I. Korzhik, M.V. Nazarov ; pod. red. D.D. Klovsikogo. – Moskva : Radio i svjaz', 1999, 432 p. (in Russian)
- [4] Kostjukov, V.N. Fundamentals of machinery vibro-acoustic diagnostics : tutorial [Osnovy vibroakusticheskoy diagnostiki mashinogo oborudovaniya] / V.N. Kostjukov, A.P. Naumenko i dr. – Omsk : NPC «Dinamika», 2007, 286 p. (in Russian)
- [5] Petruhin, V.V. Fundamentals of vibration diagnostics and vibration measuring instruments : tutorial [Osnovy vibrodiagnostiki i sredstva izmereniya vibracii]. – M. : Infra-Inzheneriya, 2010, 176 p.
- [6] Omes, D.V. Formation mechanisms of combinational frequencies in gear vibration spectrum [Mekhanizmy formirovaniya kombinatsionnykh chastot v spektre vibrosignala zubchatoj peredachi] / D.V. Omes, A.V. Dragan, // Novye tekhnologii i materialy, avtomatizatsiya proizvodstva : materialy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., Brest, 2-3 noyabrya 2016 g. / UO «Brestskiy gosudarstvennyy tekhnicheskij universitet». – Brest, 2016, pp. 89–94. (in Russian)
- [7] Genkin, M.D. Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms [Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mekhanizmov] / Genkin M.D., Sokolova A.G. – M. : Mashinostroenie, 1987, 288 p. (in Russian)
- [8] Dragan, D.V. Wavelet analysis application in multi-shaft gear drives vibrodiagnostics [Primenenie vejvlet-analiza v vibrodiagnostike mnogoval'nykh zubchatykh privodov] / A.V. Dragan, D.V. Omes // Zhiznennyytsikl konstruktsionnykh materialov : sb. tr. IV Vserossiyskoy nauch.-tekhn. konf. s mezhdunar. uchastiem, Irkutsk, 28–30 aprelya 2014 g. / Irkutskiy gosudarstvennyy tekhnicheskij universitet. – Irkutsk, 2014, pp. 320–326. (in Russian)
- [9] Omes, D.V. Wavelet-analysis application in research of multishaft drives tooth gears impact interactions [Primenenie vejvlet-analiza pri issledovanii udarnykh vzaimodejstviy v zubchatykh peredachah mnogoval'nykh privodov] / D.V. Omes, A.V. Dragan // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2015. – №4(94) : Mashinostroenie, pp. 4–8. (in Russian)
- [10] Omes, D.V. Unique wavelets design for improving effectiveness of multishaft gear drives diagnostics based on vibrational signals wavelet analysis [Proektirovanie unikal'nykh vejvletov dlya povysheniya effektivnosti diagnostiki mnogoval'nykh zubchatykh privodov na osnove vejvlet-analiza vibratsionnykh signalov] / D.V. Omes, A.V. Dragan // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2017. – №4(106) : Mashinostroenie, pp. 31–36. (in Russian)