

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДУЛЯЦИИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ПРИ ЗАРОЖДЕНИИ И РАЗВИТИИ ДЕФЕКТА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Введение. Одним из наиболее распространенных механизмов в машинных агрегатах является зубчатая передача. Разнообразие конструкций, габаритных размеров, скоростных режимов и, соответственно, динамических нагрузок, значения которых определяются в том числе погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес, обуславливает разнообразие характеристик возбуждения колебаний в зубчатых механизмах и разнообразия проявления неисправностей в виброакустическом сигнале. Тем не менее, существуют некоторые общие закономерности характера изменения сигнала при нарушениях в работе зубчатых механизмов, вызванных дефектами изготовления, сборки и эксплуатации, являющиеся источниками информации при оценке технического состояния моговальных зубчатых приводов.

Шум и вибрация зубчатой передачи возникают в результате воздействия переменных сил, обусловленных изменением во времени параметров зацепления зубьев. Это означает, что даже идеальная зубчатая передача не может работать бесшумно. Нагрузка на зуб носит импульсный характер. Известно, что отклик механической системы на воздействие кратковременного одиночного импульса можно наблюдать на собственных частотах системы, но энергия отклика на каждой из этих частот мала даже при воздействии на систему последовательности импульсов [1]. Поэтому данные спектрального анализа колебаний при зарождении и развитии дефектов типа выкрашивания, появления трещин и задиров не позволяют с достаточной достоверностью определить вид дефекта. Для выявления дефектов на ранней стадии необходимо привлекать более информативные характеристики, такие как число выбросов сигнала в единицу времени, глубина амплитудной и фазовой модуляции, спектр огибающей, кепстр [1, 3].

Эксплуатационные дефекты контактирующих поверхностей зубьев (износ, выкрашивание, заедание, трещины, сколы, поломка и т.д.) являются дополнительными возмущающими факторами, которые приводят к изменению свойств виброакустического сигнала. Самым быстроразвивающимся и поэтому опасным видом

повреждения зубьев является их разрушение, начинающееся с образования трещины и заканчивающееся сколом или поломкой зубьев. Тем не менее, следует отметить, что прямозубые передачи с высоким коэффициентом перекрытия могут в течение некоторого времени не терять своей работоспособности при поломке или сколе одного или даже нескольких зубьев.

Постановка задачи. Вибрацию зубчатой пары можно описать наличием характерных дискретных составляющих спектра и их соотношений, изменяющихся с развитием деградиционных процессов в передаче. Появление и развитие дефектов контактирующих поверхностей отражается как на частотах пересопряжения зубьев $f_z = z f_0$ (зубцовых частотах) и их гармониках $m f_z$, так и на модуляционных частотах $m f_z \pm k f_0$ (комбинированные частоты) в окрестности зубцовых гармоник, где m и $k=1, 2, \dots$, $f_0=1/T$ – частота вращения колеса (оборотная частота). Кроме дискретных компонентов в спектре колебаний непременно присутствует шумовая составляющая, обусловленная причинами, вызывающими колебания на собственных частотах механической системы.

Форма спектра в окрестности зубцовой частоты при отсутствии и наличии дефекта показана на рис. 1.

При наличии дефекта, во-первых, возрастает амплитуда виброускорений A на частоте пересопряжения зубьев f_z , во-вторых, появляются колебания на частотах боковых полос $m f_z \pm k f_0$ (см. рис.1). В спектре ускорений более отчетливо проявляются высокочастотные составляющие сигнала, а в спектре перемещений – низкочастотные [2]. Поэтому при исследовании спектра не следует пренебрегать колебаниями в окрестности частот кратных зубцовой $m f_z$.

На начальном этапе развития дефектов зубозацепления зубцовые и комбинированные гармоники, являющиеся синхронными компонентами, содержат в себе практически всю мощность вибросигнала. По мере своего развития дефект становится более нестационарным, распределенным по частоте, возникают многие процессы, приводящие к «размазыванию» мощности вибросигнала на спектре в промежутках между зубцовой и боковыми гармониками. Поэтому рост амплитуд

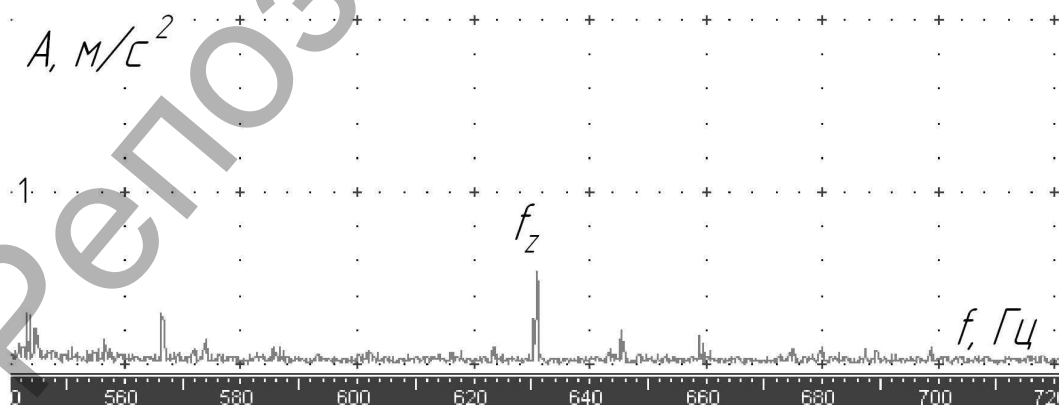


Рис. 1. Спектр сигнала в окрестности зубцовой частоты f_z при отсутствии (сверху) и наличии (снизу) дефекта

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Омесь Дмитрий Владимирович, аспирант кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

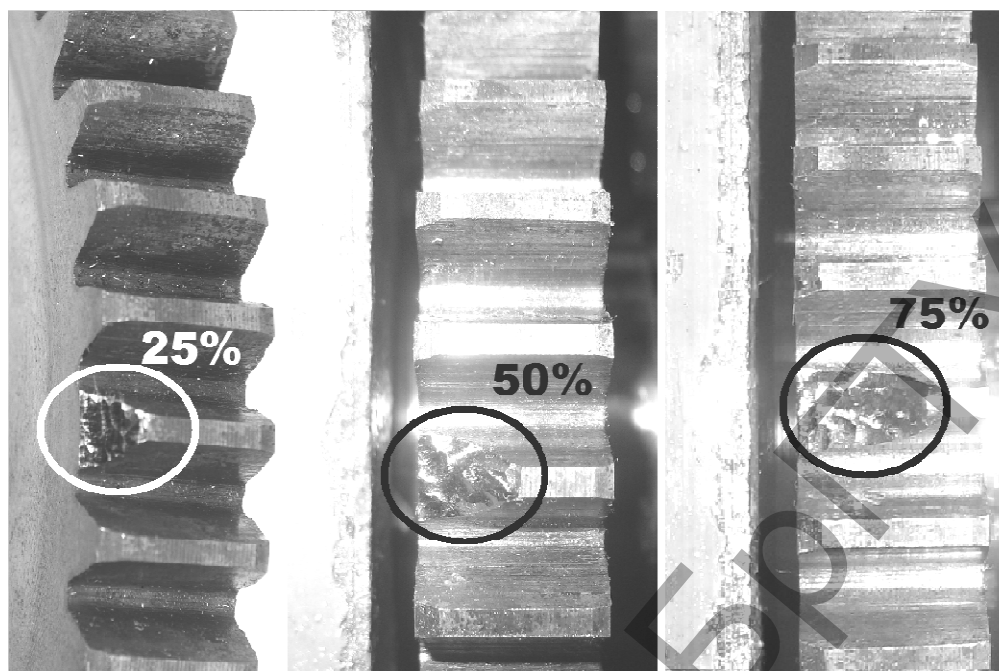


Рис. 2. Скол зуба опытного колеса $z=43$ 2-го вала коробки скоростей станка CH-501 25%, 50% и 75% ширины зубчатого венца

гармонического ряда зубцовых частот, как и рост общего уровня вибраций при развитии дефекта, наблюдается лишь до определенного времени, после чего уровни вибраций на зубцовых и комбинированных частотах начинают падать, а глубина модуляции процесса в зоне гармоник зубцовой частоты продолжает нарастать [5].

Сложность обнаружения эксплуатационных дефектов на ранней стадии их развития обусловлена малой энергоемкостью виброакустических процессов, сопутствующих развитию этих дефектов, вследствие чего применение обычных спектральных методов без специальной обработки сигнала малоэффективно. Поэтому выявление незначительных изменений виброакустического сигнала на фоне больших помех требует привлечения тонких методов анализа изменения структуры сигнала.

Сложность задачи диагностики заключается в том, что оценивать поведение механизма нужно только по выходным колебательным процессам, не имея априорной информации ни о фактических входных воздействиях, ни о передаточных характеристиках механической системы [3, 4]. Именно поэтому важно уметь извлекать из выходного процесса максимум информации о возбуждении, распространении и преобразовании колебательных процессов.

На данном этапе исследований поставлена задача найти такую количественную характеристику виброакустического сигнала, которая могла бы однозначно говорить о наличии и степени дефекта зубчатого зацепления.

Методика исследования. В большинстве работ по исследованию виброактивности дефектных зубчатых пар большое внимание уделяется модулированию выходного вибросигнала. Отмечается, что именно в боковых полосах зубцовых гармоник содержится основная диагностическая информация.

В [5, 6] пришли к выводу, что частота модуляции определяет вид дефекта, а глубина модуляции - степень его развития. Многозальный зубчатый привод в процессе своей работы генерирует очень большое количество гармоник, которые неизбежно будут модулировать друг друга. Именно поэтому следует обратить внимание на такую характеристику виброакустического сигнала, как глубина модуляции.

В [3, 4] предложено определять коэффициент глубины модуляции по формуле:

$$K = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{\max} + A_{\min}}, \quad (1)$$

где A_{\max} , A_{\min} – максимальная и минимальная амплитуда виброускорения модулированного сигнала, m/s^2 .

Однако данная зависимость не учитывает, насколько глубоко модулирован сигнал, т.е. не зависит от количества возникших боковых полос (величина коэффициента K). При возникновении и развитии дефектов основная информация содержится именно в количестве и амплитуде колебаний на комбинированных частотах. Поэтому предлагается определить коэффициент глубины модуляции для каждой боковой полосы в пределах одной совокупности зубцовой и комбинированных частот по формуле (2), а затем рассчитать среднее геометрическое значение по зависимости (3).

$$K_m^k = \frac{|A(mf_z) - A(mf_z \pm kf_o)|}{A(mf_z) + A(mf_z \pm kf_o)}, \quad (2)$$

где f_z – зубцовая частота, Гц;
 f_o – оборотная частота, Гц;
 m и k – целые числа.

$$K_m = 2^k \sqrt{\prod K_m^k}. \quad (3)$$

С ростом амплитуды колебаний на комбинированных частотах значение коэффициента будет уменьшаться и всегда будет меньше единицы ($K_m < 1$), а при отсутствии модуляции коэффициент теоретически будет равен единице ($K_m = 1$). Когда мы говорим о постепенном увеличении дефекта, было бы логично, если бы коэффициент модуляции тоже увеличивался. Предлагается значение коэффициента, рассчитанное по (3), вычитать из единицы:

$$K_m^* = 1 - K_m, \quad (4)$$

Также условимся коэффициент глубины модуляции измерять дробным числом меньшим единицы, а величину модуляции характеризовать в процентах, умножив коэффициент на 100.

Проведено исследование поведения виброакустического сигнала при появлении и развитии скола одного зуба шестерни коробки скоростей токарно-винторезного станка. Измерения виброактивности производились на холостом ходу при частоте вращения выходного вала $n_{вх} = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Шестерня, на которой моделируется дефект $z=43$, расположена на втором валу коробки скоростей. Измерения производились при величине скола зуба 25%, 50%, 75% ширины зубчатого венца, а также при использовании исправного колеса (рис. 2). Характеристики объекта исследований, средств и методов проведения экспериментов приведены в [7].

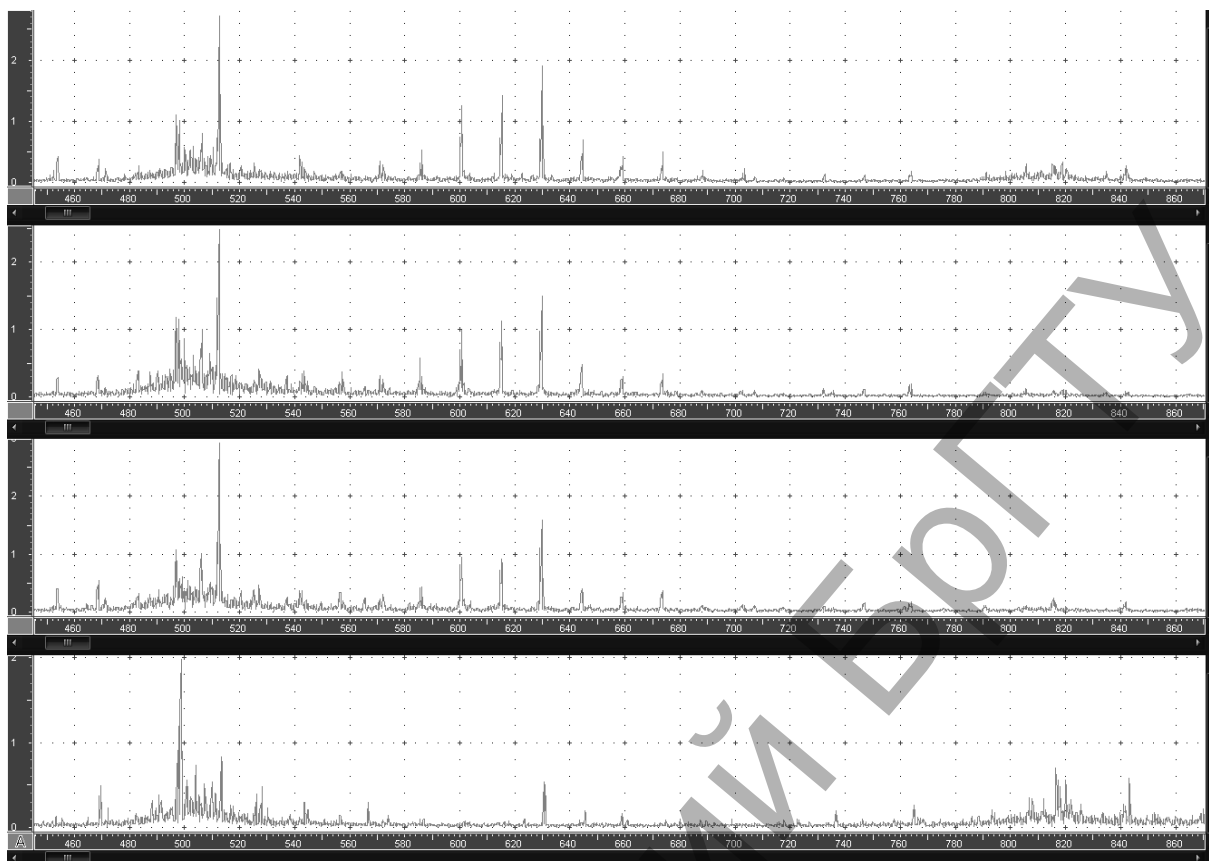


Рис. 3. Спектры в окрестности первой зубцовой частоты дефектной шестерни: (снизу вверх) исправная шестерня, скол 25%, скол 50%, скол 75% ($n_{вых}=1000 \text{ мин}^{-1}$)

Результаты исследований и обсуждение. Рассмотрим модуляцию сигнала в окрестности зубцовой частоты и ее гармоник. Для отмеченной шестерни $f_z \approx 630 \text{ Гц}$, $f_0 \approx 12,8 \text{ Гц}$ (приблизительно « \approx », потому что частота вращения входного вала есть величина непостоянная). На рисунке 3 отчетливо видно увеличение амплитуды колебаний на зубцовой частоте и увеличение глубины модуляции сигнала.

С помощью программных средств использовавшегося для измерений комплекса определены величины амплитуд виброускорений на зубцовых и комбинированных частотах, а также их гармониках. В силу того, что амплитуды колебаний на комбинированных частотах $m f_z \pm k f_0$ при $m \geq 4$ крайне малы, мы будем рассматривать колебания при $1 \leq m \leq 3$. Кроме того, можно наблюдать всплеск амплитуды боковых полос при $k = -9$ и -8 у первой зубцовой гармоники, что может быть объяснено наличием резонансов в этой зоне частот, либо совпадением с колебаниями, возбуждаемыми другими зубчатыми парами привода.

Также следует на начальном этапе ограничиться и количеством боковых полос. На рис. 3 можно наблюдать уменьшение амплитуды колебаний на частотах боковых полос при удалении от зубцовой гармоники, поэтому ограничимся шестью боковыми полосами в сторону уменьшения и увеличения частот колебаний $1 \leq k \leq 6$.

В окрестности каждой зубцовой частоты определяется коэффициент глубины модуляции K_m^* по (4). Результат представлен в табл. 1.

Таблица 1. Коэффициенты глубины модуляции K_m^* при увеличении скола зуба ($n_{вых}=1000 \text{ мин}^{-1}$)

Зубцовая гармоника	Величина дефекта, %			
	0	25	50	75
f_z	0,257105	0,404786	0,451996	0,46194
$2f_z$	0,13518	0,576611	0,548741	0,550049
$3f_z$	0,234769	0,807625	0,622323	0,755181

При отсутствии дефекта коэффициент модуляции невелик. При появлении и развитии дефекта модуляция сигнала усиливается и коэффициент начинает увеличиваться. Графическое отображение изменения величин K_m^* при увеличении скола зуба приведено на рис. 4.

Глубина модуляции наиболее отчетливо проявляется на высокочастотных составляющих сигнала, т.е. на второй и третьей зубцовой частоте ($2f_z$, $3f_z$). На более высоких частотах сигнал более «чистый» и меньше вероятность наложения спектров колебаний от различных зубчатых пар [4]. Однако коэффициент глубины модуляции для более высоких гармоник ($4f_z$, $5f_z$) говорит об ее отсутствии или слабой выраженности для рассматриваемого колеса.

Также следует отметить, что даже при отсутствии моделируемого локального дефекта наблюдается модуляция 13...25%. Это объясняется наличием у колеса дефектов изготовления (погрешности шага, профиля и пр.). При зарождении дефекта модуляция резко усиливается, и при развитии дефекта рост модуляции замедляется и даже начинает незначительно падать.

Применимость предложенной методики. Аналогичные вычисления произведены для данных виброускорений при частоте вращения выходного вала $n_{вых}=400 \text{ мин}^{-1}$ и 160 мин^{-1} . При данных режимах зубчатая пара с экспериментальной шестерней также участвует в работе, условия ее работы при этом незначительно изменяются. В табл. 2 и 3 приведены коэффициенты глубины модуляции на данных режимах, графики изменения коэффициентов при появлении и увеличении скола зуба показаны на рис. 5 и 6.

Таблица 2. Коэффициенты глубины модуляции K_m^* при увеличении скола зуба ($n_{вых}=400 \text{ мин}^{-1}$)

Зубцовая гармоника	Величина дефекта, %			
	0	25	50	75
f_z	0,280826	0,350081	0,442252	0,409729
$2f_z$	0,142388	0,648037	0,73834	0,636657
$3f_z$	0,147481	0,664149	0,76593	0,692516

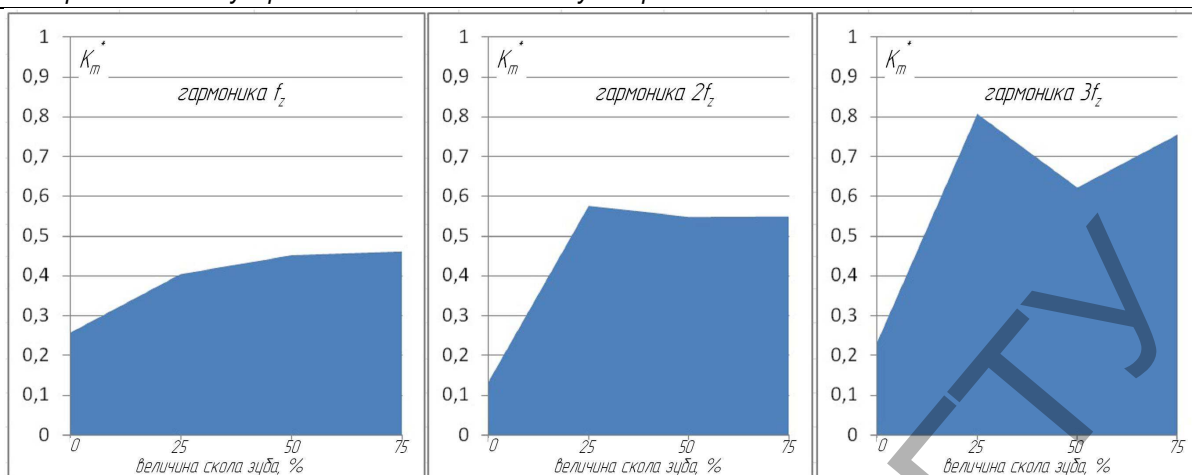


Рис. 4. Изменение коэффициента глубины модуляции зубцовых гармоник ($n_{\text{вых}}=1000 \text{ мин}^{-1}$)

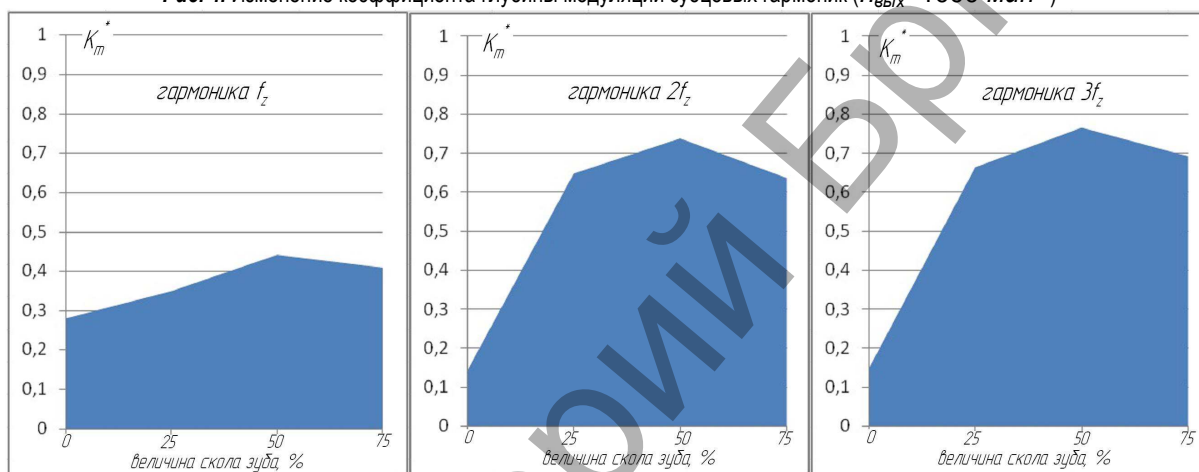


Рис. 5. Изменение коэффициента глубины модуляции зубцовых гармоник ($n_{\text{вых}}=400 \text{ мин}^{-1}$)

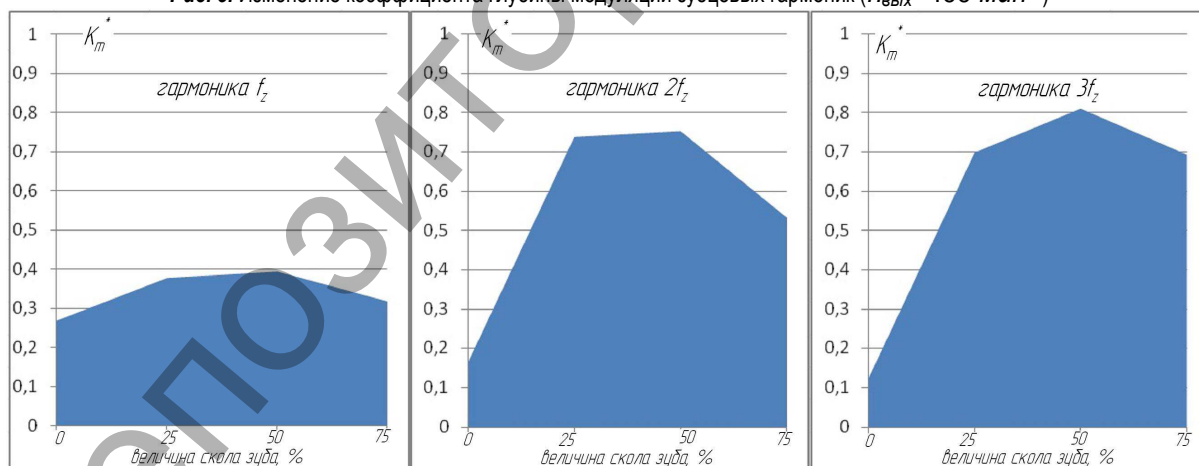


Рис. 6. Изменение коэффициента глубины модуляции зубцовых гармоник ($n_{\text{вых}}=160 \text{ мин}^{-1}$)

Таблица 3. Коэффициенты глубины модуляции K_m^* при увеличении скола зуба ($n_{\text{вых}}=160 \text{ мин}^{-1}$)

Зубцовая гармоника	Величина дефекта, %			
	0	25	50	75
f_z	0,269016	0,377608	0,394271	0,318085
$2f_z$	0,16538	0,738471	0,753314	0,533031
$3f_z$	0,123488	0,698642	0,810633	0,693515

Характер изменения модуляции при развитии дефекта колеса в виде скола зуба одинаков при всех режимах работы исследуемого

привода. По-прежнему модуляция первой зубцовой гармоник f_z слабо выражена, при величине скола близкому к поломке модуляция несколько снижается. Можно отметить, что при снижении частоты вращения выходного вала коэффициент достиг больших значений на зубцовых гармониках второго и третьего порядка ($2f_z, 3f_z$).

Приведенные результаты показывают, что при появлении и развитии дефекта зубчатого колеса (скол зуба) происходят закономерные изменения виброакустического сигнала. Увеличивается амплитуда колебания на частотах, кратных частоте зубозацепления дефектной шестерни, а также усиливаются колебания на комбинированных частотах, т.е. возрастает модуляция. Особое внимание заслуживают вторая и третья зубцовые гармоник и их модуляции как наиболее информативные.

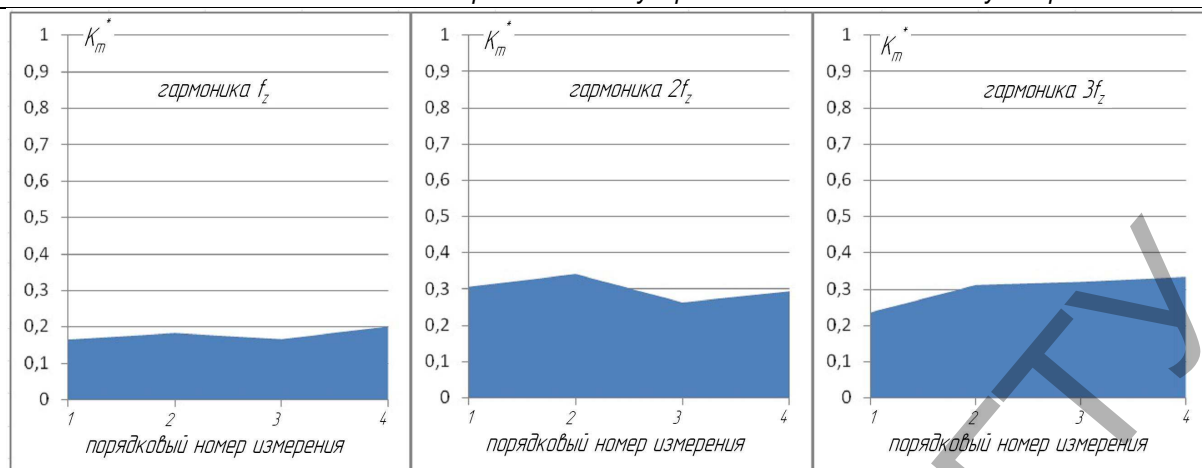


Рис. 7. Изменение коэффициента глубины модуляции зубцовых гармоник исправного ведомого колеса третьего вала привода ($n_{вых}=400 \text{ мин}^{-1}$)

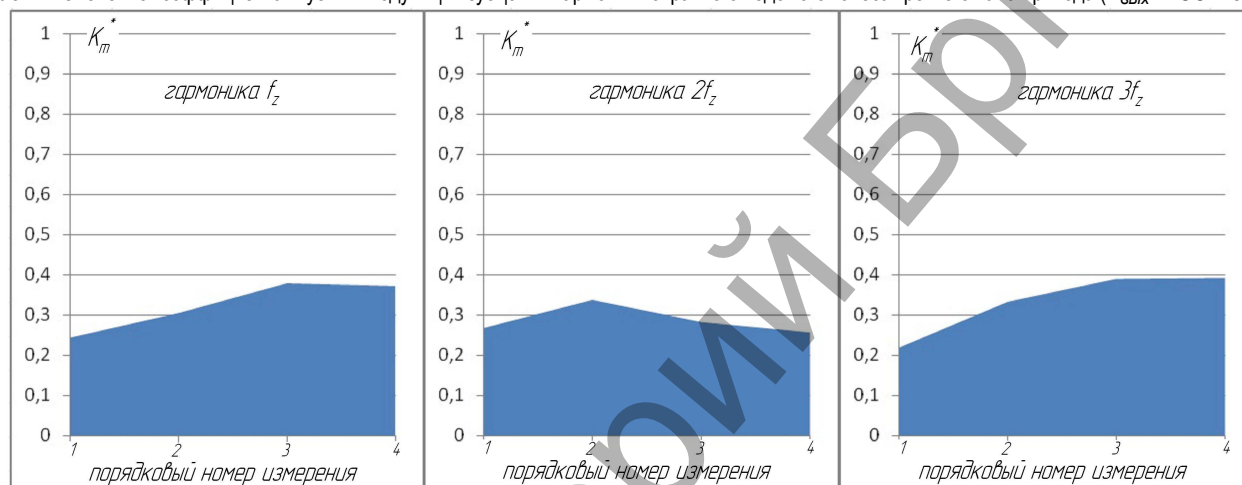


Рис. 8. Изменение коэффициента глубины модуляции зубцовых гармоник исправного ведомого колеса четвертого вала ($n_{вых}=400 \text{ мин}^{-1}$)

Также определены коэффициенты глубины модуляции для заведомо исправных зубчатых колес исследуемого привода, расположенных на третьем валу, при частоте вращения выходного вала $n_{вых}=400 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 7 и 8). Согласно изложенному выше, величина модуляции сигнала для таких колес должна быть в пределах 10...30%. При этом рассмотрим поведение виброакустического сигнала, возбуждаемого исправными зубчатыми колесами, полученного путем обработки данных тех же виброакустических измерений с использованием программных средств компьютерной системы.

Как и предполагалось, имеющаяся модуляция вибросигнала от исправных колес мала и не превышает 40%, что свидетельствует об отсутствии выраженных эксплуатационных дефектов. При этом колебания величин коэффициентов имеют случайный характер и незначительны по величине, что свидетельствует об приемлемой повторяемости результатов.

Заключение. Можно сделать вывод, что методика выявления локального дефекта зубчатого колеса по коэффициенту глубины модуляции оправдывает себя. Величина предлагаемого коэффициента глубины модуляции чувствительна к изменению степени скола зуба. Проведенные исследования показали, что появление скола зуба приводит к увеличению модуляции зубцовых гармоник второго и третьего порядка до 50...80%.

Реализованная в программных средствах диагностического комплекса возможность оперативного получения такого

количественного показателя повышает объективность безразборной диагностики многовальных зубчатых приводов и применимость виброакустических методов для оценки их технического состояния.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев – М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.
2. Павлов, Б.В. Акустическая диагностика механизмов. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
3. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко, С.Н. Бойченко, Е.В. Тарасов. – Омск: НПЦ «Динамика», 2007. – 286 с.
5. Русов, В.А. Спектральная вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 1996. – 235 с.
6. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
7. Драган, А.В. Обработка спектральных характеристик колебательных процессов при диагностике и мониторинге многовальных зубчатых приводов / А.В. Драган, Ю.Н. Саливончик, В.А. Сокол // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2009. – №4 (58). – С. 67–72.

Материал поступил в редакцию 27.12.13

DRAGAN A.V., OMES D.V. Modulation research of vibroacoustic signal in consequence of a tooth gear defect origin and increase

Method of determination of the depth of modulation vibroacoustic signal for detection of defect gears is offered. At the time of origination and development of the defect modulation depth increases and can be considered as a diagnostic sign indicating the presence of the defect.

The applicability of the methodology tested in different modes of operation of the transmission for different gears.

УДК 620.004.5