

УДК 621.129.13

Ш.Ч. Кан^{1,2}, А.В. Микулович¹, В.И. Микулович¹

СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОГИБАЮЩЕЙ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СЛОЖНЫХ СИГНАЛОВ НА ОСНОВЕ ЭМПИРИЧЕСКОЙ ДЕКОМПОЗИЦИИ МОД И ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ГИЛЬБЕРТА

Рассматривается метод декомпозиции сложных вибрационных сигналов на отдельные эмпирические моды (существенные модальные функции) с последующим спектральным анализом огибающей высокочастотных компонентов, полученных на основе преобразования Гильберта. Результаты компьютерного моделирования и обработки реальных сигналов подтверждают эффективность применения данного метода для диагностики дефектов зубчатых колес (редукторов) и подшипников качения.

Введение

Подшипники качения и зубчатые колеса являются неотъемлемой частью большого числа различного оборудования. Спектр вибрации подшипниковых узлов и зубчатых передач лежит в широком диапазоне частот: от 10 до 20 000 Гц [1]. Зарождающиеся дефекты в узлах роторных машин с высокой достоверностью обнаруживаются лишь по их высокочастотной вибрации, свойства которой существенно меняются под действием даже незначительных колебательных сил. Эффективным методом обнаружения этих дефектов является спектральный анализ огибающей высокочастотных составляющих вибрации. Спектр огибающей дает информацию о периодических изменениях мощности высокочастотной вибрации в той полосе частот, которая предварительно выделяется из сигнала вибрации полосовым фильтром, например третьоктавным [2, 3].

В спектре огибающей вибрации подшипников качения и зубчатых колес наличие гармонических составляющих зависит от качества сборки вращающихся узлов и вида возникающих дефектов, при изменении которых частота модуляции также изменяется. Чем больше степень развития дефекта, тем большей становится глубина модуляции. Следовательно, частота модуляции определяет вид дефекта, а глубина модуляции – степень его развития.

Для спектрального анализа огибающей в этом случае необходимо последовательно выделить из сигнала составляющие вибрации в интересующей полосе частот, сформировать их огибающую и выполнить спектральный анализ полученного сигнала. Поскольку огибающая сигнала вибрации отображает процесс флуктуации его мощности во времени, в выделенную часть сигнала не должны попадать сопоставимые по мощности составляющие разной природы. Выполнение этого требования является сложной практической задачей. При выборе полосы частот сигнала, выделяемой для последующего формирования огибающей, спектральная плотность сигнала в пределах этой полосы не должна изменяться слишком сильно (более чем в 10 раз).

Избежать данных недостатков позволяют метод эмпирической декомпозиции мод (ЭДМ) и преобразование Гильберта. ЭДМ является одной из основных операций преобразования Гильберта – Хуанга, которое в общем случае представляет собой частотно-временной анализ исходных данных и не требует априорного функционального базиса [4, 5]. Исходные сигналы разлагаются на ряд отдельных компонентов, называемых существенными модальными функциями или эмпирическими модами (ЭМ).

Целью предлагаемой работы является оценка эффективности применения спектрального анализа огибающей высокочастотных составляющих, которые получены с использованием метода ЭДМ и преобразования Гильберта, для диагностики дефектов подшипников качения и зубчатых колес.

1. Математическая модель колебательных процессов

Для правильного выбора алгоритмов обработки математическая модель вибрационных сигналов должна учитывать все основные особенности их образования [6].

Большинство узлов машин (подшипники, зубчатые передачи, роторы, рабочие колеса вентиляторов) возбуждают вибрационные сигналы, период повторения которых связан со скоростью вращения ротора или основного вала. Поэтому можно предположить, что если в некотором узле имеется несколько источников вибрации, периоды которой связаны с оборотами, то при постоянной скорости вращения и неизменных условиях взаимодействия элементов узла в нем будут возбуждаться периодические сигналы, число которых равно количеству источников, а результирующая вибрация будет являться суммой вибрационных сигналов, возбуждаемых всеми источниками в данном узле. Математическая модель такого сигнала может быть представлена в виде [7]

$$x_i(t) = \sum_j s_j(t, T_j), \quad (1)$$

где $x_i(t)$ – вибрация, возбуждаемая i -м узлом механизма; $s_j(t, T_j)$ – периодический вибрационный сигнал, возбуждаемый j -м источником в i -м узле; T_j – период сигнала.

Сигнал $x_i(t)$ в общем случае может быть представлен в виде суммы гармонических составляющих с частотами, находящимися в рациональном отношении. Тогда выражение (1) запишется следующим образом:

$$x_i(t) = \sum_{l=1}^N A_l \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_{0l}), \quad (2)$$

где A_l – амплитуда; f_l – частота; φ_{0l} – начальная фаза l -й гармонической составляющей вибрации i -го узла.

При этом начальная фаза φ_{0l} отдельных составляющих является случайной с равномерной плотностью распределения вероятности в интервале $\pm \pi$, а частота f_l , как было отмечено выше, определяется скоростью вращения основного вала.

Вероятностные характеристики процесса $A_l \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_{0l})$ находятся путем усреднения по ансамблю реализаций, т. е. усреднением по случайным начальным фазам. Вполне очевидно, что косинус со случайной начальной фазой, равномерно распределенной в интервале $\pm \pi$, представляется ансамблем косинусоид со случайным временным сдвигом и является стационарным негауссовским процессом с нулевым средним. В силу однородности реализаций такой стационарный процесс обладает свойством эргодичности, поэтому все его вероятностные характеристики могут быть найдены по одной реализации путем усреднения по времени.

Реальные условия взаимодействия элементов вращающихся узлов обуславливают изменение формы и амплитуды возбуждаемых вибрационных сигналов, период которых определяется скоростью вращения. Это обстоятельство приводит к мультипликативной модели вибрационных процессов, которую можно представить в виде

$$x_i(t) = \sum_{l=1}^N A_l \cdot (1 + m_l \cdot y_l(t)) \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_{0l}), \quad (3)$$

где $y_l(t)$ – модулирующая функция l -й составляющей вибрации i -го узла, отражающая изменение амплитуды вследствие изменяющихся условий взаимодействия элементов узла; m_l – коэффициент модуляции.

Следует отметить, что в отдельном узле часто присутствуют несколько источников возбуждения вибрации, период которых связан с оборотами, а их форма и амплитуда в общем случае могут изменяться по независимым законам. Вследствие этого модулирующие функции для различных составляющих вибрационного процесса могут быть как зависимыми, так и незави-

симыми. Кроме того, модулирующие функции могут быть как случайными, так и детерминированными процессами. Тогда выражение (3) удобно представить в следующем виде:

$$x_i(t) = \sum_{l=1}^N A_l(t) \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_{0l}), \quad (4)$$

где $A_l(t) = A_l(1 + m_l \cdot y_l(t))$ – огибающая l -й узкополосной составляющей вибрации i -го узла.

Флуктуации оборотов основного вала машины приводят к флуктуациям частоты, а погрешности изготовления зубчатых передач, изменение угла контакта шариков с поверхностями качения, люфты и зазоры, а также другие причины, присущие механическим устройствам, вызывают флуктуации фазы несущих узкополосных составляющих. Таким образом, в реальных сигналах присутствуют частотная и фазовая модуляции составляющих вибрации, что приводит к математической модели

$$x_i(t) = \sum_{l=1}^N A_l(t) \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_l(t) + \varphi_{0l}), \quad (5)$$

где $\varphi_l(t)$ – переменная компонента фазы l -й узкополосной составляющей вибрации, зависящая в общем случае от времени и оборотов.

Таким образом, в самом общем случае математическая модель вибрации машин с вращающимися узлами может быть представлена в виде следующего выражения:

$$x(t) = \sum_{l=1}^M A_l(t) \cdot \cos(2\pi f_l t + \varphi_l(t) + \varphi_{0l}) = \sum_{l=1}^M A_l(t) \cdot \cos \psi_l(t), \quad (6)$$

где M – число узкополосных составляющих вибрации всех узлов; $\psi_l(t) = (2\pi f_l t + \varphi_l(t) + \varphi_{0l})$ – полная фаза l -й узкополосной составляющей вибрации i -го узла.

2. Метод эмпирической декомпозиции мод

ЭДМ является новым нелинейным методом для адаптивного представления нестационарных сигналов в виде суммы амплитудно- и частотномодулированных составляющих с нулевым средним [4, 5, 8–10]. Она включает в себя разложение анализируемого сигнала $x(t)$ на ряд ЭМ посредством процесса просеивания и основана на локальных особенностях (экстремумах и нулях) и индивидуальной внутренней структуре сигналов. Каждая ЭМ заменяет детальные сигналы из $x(t)$ в определенном масштабе времени и определенной полосе частот. Разложение ЭДМ начинается с самой высокочастотной моды, содержащейся в сигнале $x(t)$, поэтому каждая последующая ЭМ содержит колебания более низкой частоты, чем предыдущая. ЭМ должна удовлетворять следующим двум требованиям: число экстремумов и число нулевых пересечений должны быть либо одинаковыми, либо различаться самое большее на единицу; в любой точке среднее значение огибающей, определенной локальными максимумами, и огибающей, определенной локальными минимумами, должно быть равно нулю. Чтобы произошло успешное разложение на ЭМ, сигнал $x(t)$ должен иметь, по крайней мере, два экстремума: один минимум и один максимум. Процесс просеивания включает следующие этапы:

1. Идентифицируются все локальные экстремумы (максимумы и минимумы) сигнала $x(t)$.
2. Кубическим (или другим) сплайном по выделенным максимумам и минимумам определяется верхняя $U_{\max}(t)$ и нижняя $L_{\min}(t)$ огибающие сигнала.
3. Вычисляется среднее значение полученных огибающих $m_1(t) = \frac{1}{2} [U_{\max}(t) + L_{\min}(t)]$.
4. Находится первое приближение к первой функции ЭМ $h_1(t) = [x(t) - m_1(t)]$.

5. Этапы 1–4 повторяются, принимая вместо $x(t)$ функцию $h_1(t)$, и находится второе приближение к ЭМ1 – функция $h_2(t) = [h_1(t) - m_2(t)]$.

Аналогичным образом находятся третье и последующие приближения к ЭМ1. По мере увеличения числа итераций функции $m_i(t)$ и $h_i(t)$ стремятся к неизменяемой форме. Чтобы гарантировать, что составляющие ЭМ сохраняют физический смысл амплитудной и частотной модуляции, вводится критерий остановки процесса просеивания путем ограничения заданным значением ε нормированной квадратической разности между двумя последовательными итерациями [5, 8–10]:

$$S(i) = \sum_t \left[\frac{[h_{(i-1)}(t) - h_i(t)]^2}{h_{(i-1)}^2(t)} \right]. \quad (7)$$

Чаще всего значение ε выбирается из интервала [0,2–0,4].

Последнее значение $h_i(t)$, когда $S(i) < \varepsilon$, принимается за наиболее высокочастотную функцию $c_1(t) = h_i(t)$ семейства ЭМ, которая непосредственно входит в состав исходного сигнала, оставив в нем более низкочастотные компоненты

$$r_1(t) = x(t) - c_1(t). \quad (8)$$

Функция $r_1(t)$ используется затем для выполнения этапов 1–5, что позволяет определить вторую функцию ЭМ – $c_2(t)$, после чего процесс повторяется до тех пор, пока число экстремумов в $r_n(t)$ будет меньше двух:

$$\left. \begin{aligned} r_2(t) &= r_1(t) - c_2(t) \\ &\vdots \\ r_n(t) &= r_{n-1}(t) - c_n(t) \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Просеивание повторяется несколько раз, чтобы $c(t)$ была истинной ЭМ, которая удовлетворяет требованиям (1) и (2). В результате просеивания $x(t)$ будет разлагаться на ЭМ $c_i(t)$, $i = 1, \dots, n$, и остаток $r_n(t)$:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i(t) + r_n(t). \quad (10)$$

Благодаря процессу просеивания устраняются перекрывающиеся колебания и сглаживается неравномерность амплитуд. Кроме того, надо отметить, что число эмпирических мод n определяется автоматически во время процесса просеивания.

Процесс декомпозиции сигнала может быть остановлен в следующих случаях [5, 9]:

1. Компонент $c_i(t)$ или остаток $r_n(t)$ на всем интервале задания сигнала становятся незначительными по своим значениям или мощности по сравнению с исходным сигналом.
2. Остаток $r_n(t)$ становится постоянной величиной или монотонной функцией, из которой больше не может быть извлечено функций ЭМ.
3. Так как в конечном итоге суммирование всех функций ЭМ (реконструкция сигнала) должно давать исходный сигнал, можно останавливать разложение заданием относительной среднеквадратической погрешности реконструкции (без учета остатка $r_n(t)$).

Однако даже для данных с нулевым средним значением конечный остаток может отличаться от нуля. Если у данных имеется тренд, остаток $r_n(t)$ будет определять линию тренда.

3. Демодуляция огибающей эмпирических мод

Для нахождения огибающей каждого компонента ЭМ, полученных в процессе просеивания, применяется преобразование Гильберта [11]. В этом случае составляющая ЭМ $c_i(t)$ и преобразование Гильберта $H[c_i(t)]$ образуют комплексно-сопряженную пару, что позволяет определить аналитический сигнал $z_i(t)$ в виде следующего выражения:

$$z_i(t) = c_i(t) + jH[c_i(t)] = a_i(t)e^{j\theta_i(t)}, \quad (11)$$

где $a_i(t) = \sqrt{c_i^2(t) + H^2[c_i(t)]}$ – амплитуда; $\theta_i(t) = \arctg \frac{H[c_i(t)]}{c_i(t)}$ – фаза сигнала.

Из формулы (10) непосредственно можно получить каждый компонент ЭМ:

$$c_i(t) = a_i(t) \cos \theta_i(t). \quad (12)$$

Отсюда следует, что $c_i(t)$ является сигналом модуляции. Поэтому после разложения исходного сигнала $x(t)$ с использованием метода ЭДМ его можно представить как аддитивную смесь сигналов модуляции в виде

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i(t) = \sum_{i=1}^n a_i(t) \cos \theta_i(t), \quad (13)$$

где остаток $r_n(t)$, присутствующий в формуле (7), опущен.

Формула (6) показывает, что сигнал вибрации механических узлов вращающихся машин состоит из нескольких частотных составляющих, каждая из которых является сигналом модуляции. С другой стороны, из формулы (13) следует, что сигнал вибрации состоит из ряда ЭМ, каждая из которых также является сигналом модуляции. Таким образом, применение метода ЭДМ позволяет разложить сигнал вибрации машин на компоненты ЭМ, из которых несколько первых высокочастотных компонентов соответствуют некоторым узкополосным составляющим вибрации (сигналам модуляции), а остальные являются шумами. Полученные затем спектры огибающих сигналов ($A_i(t)$ в формуле (4) или $a_i(t)$ в формуле (13)) выбранных ЭМ могут быть использованы для диагностики дефектов механических узлов вращающихся машин.

Для вычисления преобразования Гильберта $H[c_i(t)]$, как правило, используются быстрые алгоритмы [12, 13].

4. Результаты компьютерного моделирования

Метод ЭДМ применялся для анализа смоделированного сигнала $x(t)$, который представлял собой сумму двух составляющих с амплитудной и угловой модуляцией и гармонического колебания (рис. 1, а). Данный сигнал $x(t)$ описывается выражением

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) + x_3(t) = [1 + 0,6 \cos(2\pi 45t)] \cos[2\pi 200t + 0,7 \sin(2\pi 88t) + \pi/6] + [1 + 0,3 \cos(2\pi 15t)] \cos[2\pi 77t + 0,5 \cos(2\pi 47t)] + 1,9 \cos(2\pi 20t). \quad (14)$$

На рис. 1, б видно, что компоненты ЭМ1, ЭМ2 и ЭМ3 соответствуют частотным составляющим $x_1(t)$, $x_2(t)$ и $x_3(t)$ сигнала $x(t)$, а энергия компонентов ЭМ4, ЭМ5 и остатка незначительная. Это подтверждает эффективность применения метода ЭДМ для разделения частотных составляющих, присутствующих в сложных сигналах.

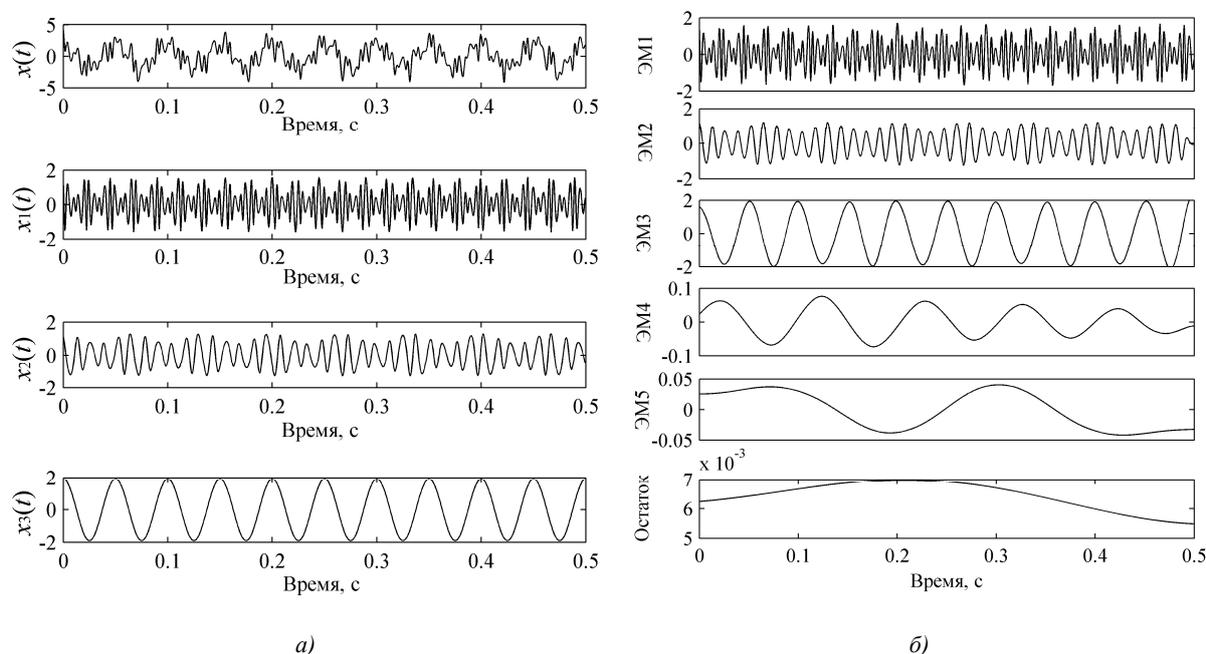


Рис. 1. Сравнение составляющих смоделированного сигнала с компонентами ЭМ: а) смоделированный сигнал $x(t)$ и его составляющие; б) результаты декомпозиции $x(t)$ на пять компонентов ЭМ и остаток

5. Результаты экспериментальных исследований реальных сигналов

Были исследованы вибрационные сигналы подшипника качения 6205-2RS JEM фирмы SKF со следующими конструктивными параметрами: число тел качения $n = 9$, их диаметр $d = 7,94$ мм; наружный диаметр $D_{out} = 52$ мм, внутренний диаметр $D_{ins} = 25$ мм. Скорость вращения ротора без нагрузки 1797 об/мин (29,95 Гц), частота дискретизации 12 000 Гц.

По параметрам подшипника качения и известным формулам была рассчитана частота дефекта внутреннего кольца подшипника, численное значение которой составило 162,19 Гц.

На рис. 2, а–г показаны результаты обработки вибрационного сигнала исследуемого подшипника качения с дефектом внутреннего кольца. При этом анализировался спектр огибающей сигнала на выходе полосового фильтра с граничными частотами полосы пропускания (2500–3500) Гц. Видно, что амплитудный спектр огибающей содержит спектральную составляющую на частоте 169,922 Гц, что примерно соответствует расчетной частоте дефекта (рис. 2, г).

Однако, как было отмечено выше, выбор параметров полосового фильтра для выделения необходимого частотного диапазона, в котором содержится информация о возможном дефекте подшипника, требует тщательного подбора их значений. Для подтверждения этого на рис. 2, д представлен спектр огибающей вибрационного сигнала на выходе полосового фильтра с граничными частотами полосы пропускания (2500–3000) Гц. Видно, что спектральная составляющая на частоте дефекта в этом случае отсутствует.

В то же время метод ЭДМ позволяет существенным образом упростить решение задачи выявления дефектов (рис. 2, е–з). Видно, что в спектре огибающей наиболее высокочастотной компоненты ЭМ1 (рис. 2, з) хорошо проявляется спектральная составляющая на частоте, примерно равной частоте дефекта подшипника. При этом не требуется применение полосовых фильтров.

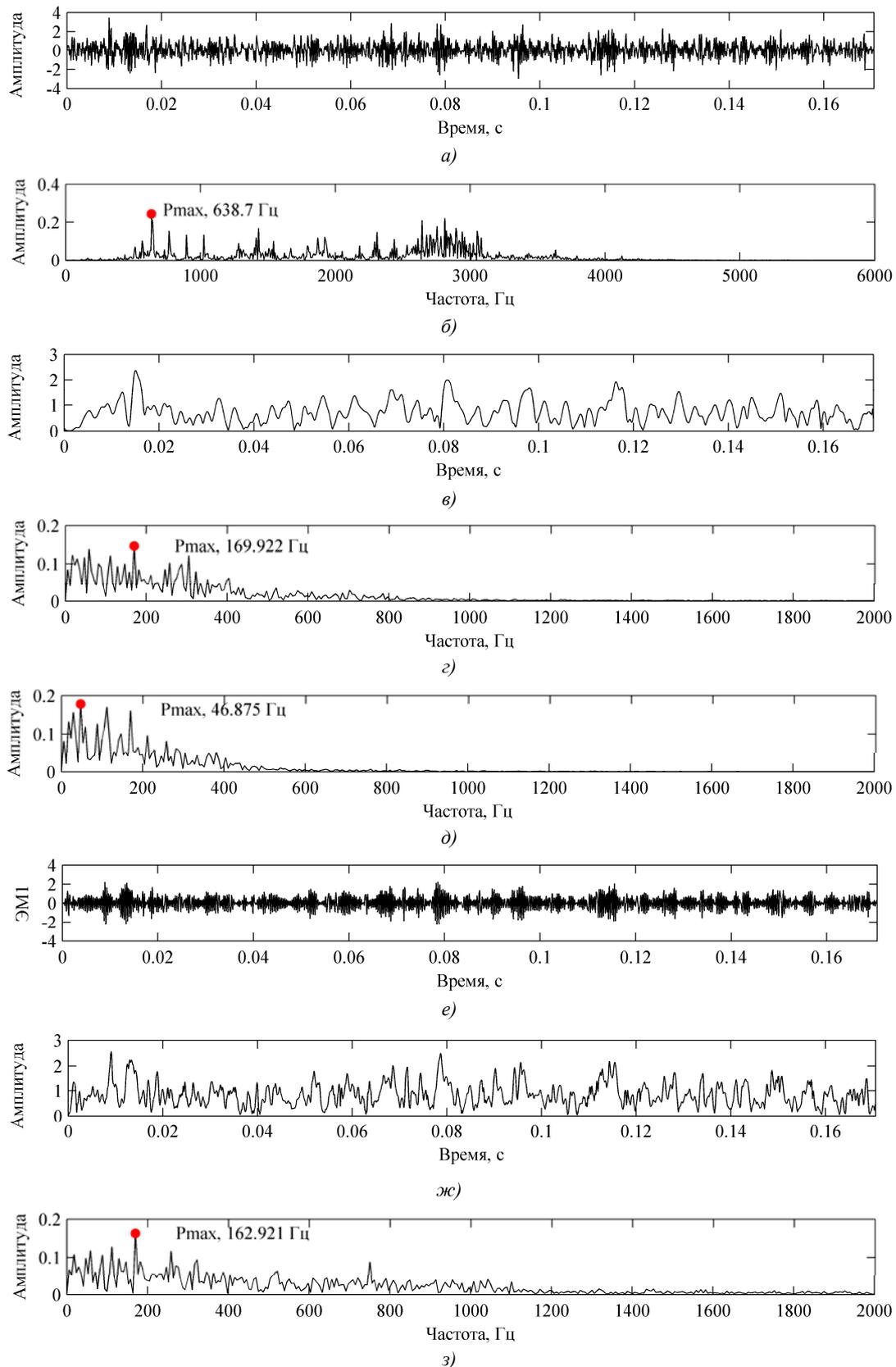


Рис. 2. Анализ вибрационных сигналов подшипника качения:

а) исходный сигнал; б) амплитудный спектр исходного сигнала; в) сигнал огибающей на выходе фильтра с полосой пропускания (2500–3500) Гц; г) спектр огибающей; д) спектр огибающей на выходе фильтра с полосой пропускания (2500–3000) Гц; е) ЭМИ исходного сигнала; ж) сигнал огибающей ЭМИ; з) спектр огибающей ЭМИ

Далее в качестве иллюстрации возможностей рассматриваемого метода приводятся результаты обработки вибрационных сигналов с выхода датчика, установленного на корпусе двухступенчатого редуктора привода вентилятора (рис. 3). Число зубьев первого, второго, третьего и четвертого колес соответственно равно $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $z_3 = 16$ и $z_4 = 82$. Скорость вращения первого вала составляла 750 об/мин с соответствующей частотой $f_I = 12,5$ Гц. По параметрам зубчатых колес и известным формулам были рассчитаны оборотные частоты второго и третьего валов $f_{II} = 3,125$ Гц, $f_{III} = 0,61$ Гц, а также зубцовые частоты каждого колеса: $f_{z1} = 250$ Гц, $f_{z2} = 250$ Гц, $f_{z3} = 50$ Гц и $f_{z4} = 50$ Гц. Частота дискретизации выбрана равной 5120 Гц.

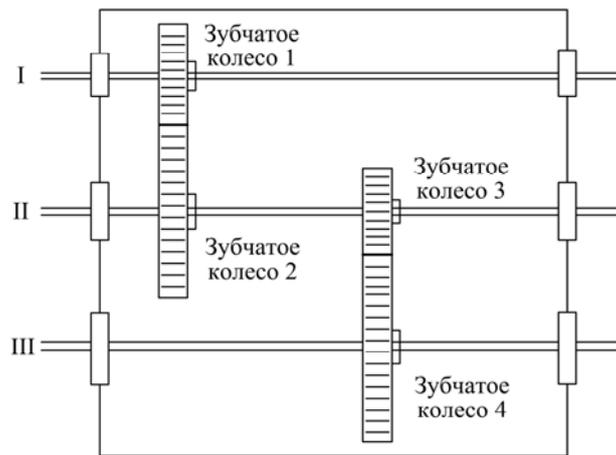


Рис. 3. Схематическое изображение двухступенчатой зубчатой передачи

Кинематическое возбуждение, связанное с погрешностями изготовления отдельных зубчатых колес, вызывает вибрацию с частотами, которые зависят от числа зубьев колеса, скорости его вращения и сопряжения колес.

Результаты анализа вибрационного сигнала редуктора представлены на рис. 4, *a–d*. Видно, что интерпретация амплитудного спектра вибрации является сложной процедурой и требует больших временных затрат (рис. 4, *b*).

Наиболее эффективным методом выявления дефектов зубчатых передач, так же, как и подшипников качения, являются выделение и анализ спектра огибающей на синхронных компонентах (гармониках), пропорциональных оборотной частоте вращения ротора (шестерни) или на частотах зубозацепления. Следует отметить, что для зубчатых передач выбор полосы пропускания фильтра не столь критичен, как для подшипников качения. Действительно, в спектре огибающей сигналов, выделенных фильтрами с разными граничными частотами полосы пропускания (500–2000) и (1500–2200) Гц, присутствует оборотная частотная составляющая первого вала, равная 12,5 Гц (рис. 4, *z, d*). Появление составляющей на данной частоте свидетельствует о наличии дефекта, а ее уровень – о его величине.

Однако лучшие результаты могут быть получены при использовании спектра огибающей высокочастотных составляющих вибрационных сигналов, полученных с применением метода эмпирической декомпозиции мод. Так как ЭДМ является методом главных компонент, можно предположить, что первые компоненты ЭМ будут содержать основную информацию о состоянии исследуемых зубчатых колес. В самом деле, в первом компоненте ЭМ присутствует амплитудная модуляция (рис. 4, *e*). Спектр огибающей данной ЭМ (рис. 4, *z*) содержит частотную составляющую, соответствующую пику высокой энергии и совпадающую с оборотной частотой первого вала ($f_I = 12,5$ Гц). Это показывает, что зубчатое колесо на первом вале имеет дефект. При последующем ремонте редуктора было установлено, что данный дефект представляет собой трещину на зубчатом колесе первого вала.

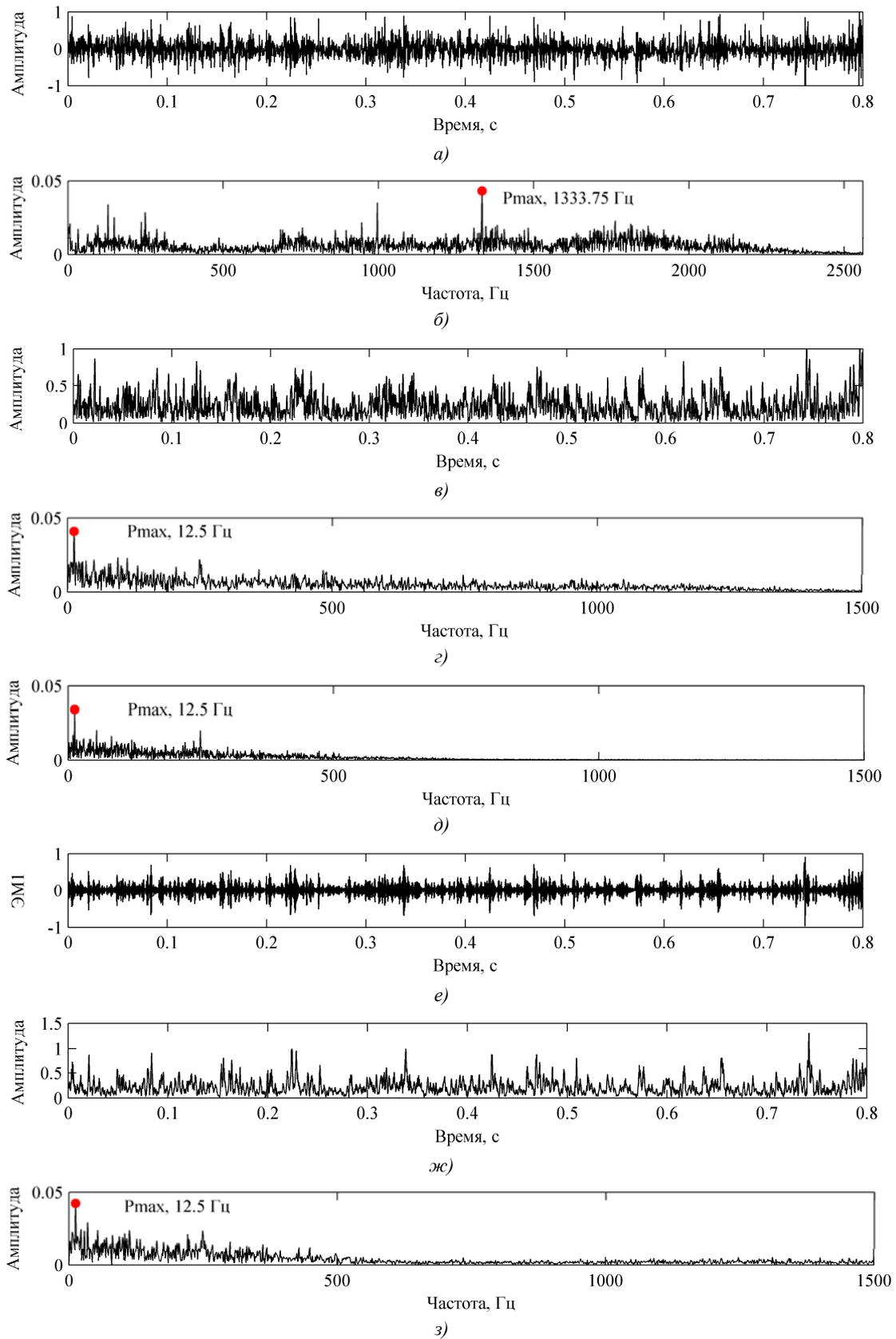


Рис. 4. Анализ вибрационных сигналов зубчатых колес:

а) исходный сигнал; б) амплитудный спектр исходного сигнала; в) сигнал огибающей на выходе фильтра с полосой пропускания (500–2000) Гц; г) спектр огибающей; д) спектр огибающей на выходе фильтра с полосой пропускания (1500–2200) Гц; е) ЭМ1 исходного сигнала; ж) сигнал огибающей ЭМ1; з) спектр огибающей ЭМ1

Заключение

Метод ЭДМ обеспечивает разложение вибрационных сигналов на отдельные составляющие в определенной полосе частот, а преобразование Гильберта – демодуляцию их огибающей. При этом частотный состав спектра огибающей высокочастотных компонентов эмпирических мод позволяет идентифицировать наличие дефектов подшипников качения и зубчатых колес на ранней стадии их развития, а превышение амплитуды соответствующих составляющих над шумом однозначно характеризует степень развития каждого дефекта.

Результаты компьютерного моделирования и достаточно продолжительных экспериментальных исследований показывают, что достоверность выявления данным методом дефектов превышает 95 %.

Направлением дальнейших исследований должна стать разработка на основе данного метода интеллектуальной системы диагностики дефектов машин и механизмов с вращающимися узлами.

Список литературы

1. Абдуллаев, А.А. Автоматизация вибродиагностирования подшипниковых узлов / А.А. Абдуллаев [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.vibration.ru/avd-avpu/avd-avpu.shtml>. – Дата доступа : 22.08.2007.
2. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков. – СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2000. – 160 с.
3. Баркова, Н.А. Оптимизация методов диагностики подшипников качения по высокочастотной вибрации / Н.А. Баркова [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.vibrotek.com/russian/articles/op-thi/index.htm>. – Дата доступа : 24.01.2002.
4. The empirical mode decomposition method and the Hilbert spectrum for non-stationary time series analysis / N.E. Huang [et al.] // Proc. R. Soc. Lond. – 1998. – A454. – P. 903–995.
5. Кан, Ш.Ч. Анализ нестационарных сигналов на основе преобразования Гильберта – Хуанга / Ш.Ч. Кан, А.В. Микулович, В.И. Микулович // Информатика. – 2010. – № 2 (26). – С. 25–35.
6. Карасев, В.А. Доводка эксплуатируемых машин / В.А. Карасев, А.Б. Ройтман. – М. : Машиностроение, 1986. – 192 с.
7. Научно-технический прогресс в машиностроении. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Ф.Я. Балицкий [и др.]. – М. : Международный центр научной и технической информации, Институт машиностроения им. А.А. Благонравова АН СССР, 1990. – Вып. 25. – 115 с.
8. Flandrin, P. Empirical mode decomposition as a filter bank / P. Flandrin, G. Rilling, P. Goncalves // IEEE signal processing letters. – 2004. – Vol. 11, № 2. – P. 112–114.
9. Boudraa, A.O. EMD-Based Signal Noise Reduction / A.O. Boudraa, J.C. Cexus, Z. Saidi // International Journal of Signal Processing. – 2004. – Vol. 1, № 1. – P. 33–36.
10. Wu, Zhaohua. A study of the characteristics of white noise using the empirical mode decomposition method / Zhaohua Wu, Norden E. Huang // Proc. R. Soc. Lond. – 2004. – A454. – P. 1597–1611.
11. Сергиенко, А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – 2-е изд. – СПб. : Питер, 2006. – 751 с.
12. Сороко, Л.М. Гильберт-оптика / Л.М. Сороко. – М. : Наука, 1981. – 160 с.
13. Крот, А.М. Применение быстрых алгоритмов дискретных ортогональных преобразований в задачах сжатия и распознавания цифровых изображений / А.М. Крот, М.Н. Долгих. – Минск, 1993. – 64 с. – (Препринт / Институт технической кибернетики АН Беларуси ; № 8).

Поступила 07.07.10

¹Белорусский государственный университет,
Минск, пр. Независимости, 4
e-mail: falcon@tut.by

²Харбинский научно-технический университет,
Харбин, Сюефулу, 52
e-mail: kangshouqiang@163.com

Sh.Q. Kang, A.V. Mikulovich, V.I. Mikulovich

**ENVELOPE SPECTRUM ANALYSIS FOR HIGH FREQUENCY COMPONENTS
OF COMPLEX SIGNALS BASED ON EMPIRICAL MODE DECOMPOSITION
AND HILBERT TRANSFORM**

An envelope spectrum analysis method is studied. Firstly, a complex vibration signal is decomposed into a set of intrinsic mode function (IMF) components by way of using empirical mode decomposition (EMD). Then an envelope spectrums of high frequency components of IMFs can be obtained on the basis of Hilbert transform. Computer simulation and practically-important experimental results suggest that this fault diagnosis method is valid for gears (reducers) and rolling bearings.