

ДИАГНОСТИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ШЕСТЕРЕННЫХ КЛЕТЕЙ СОСТОЯНИЕ ВИБРАЦИИ И ВРЕМЯ-ЧАСТОТЫ, МАСШТАБНАЯ ЧАСТОТА, ЧАСТОТА-ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ

В статье описаны методы виброакустической диагностики мощных зубчатых передач. Ниже показано, что правильно зарегистрированный и обработанный звуковой сигнал или вибрационный сигнал могут служить явным образом истолкованным источником диагностических симптомов. Представленный анализ был основан на вибрационных сигналах, зарегистрированных во время работы шестерни подвижного состава, работающей на Катовицком сталелитейном заводе (в настоящее время один из филиалов ОАО «Миттал Стил Польша»).

Ключевые слова: машиностроение, передача, акустический сигнал, диагностика.

ВВЕДЕНИЕ

Остаточные явления являются неотъемлемым явлениям во время работы технического объекта, среди которых есть вибрации и шум [1,2]. Оценка технического состояния на основе исследований известна под названием виброакустической диагностики. Основой для исследования использования виброакустических сигналов в диагностике технического состояния объекта является создание симптомов, которые позволят точно определить состояние. Виброакустическая диагностика использует в качестве источника информации о состоянии испытуемого объекта динамические параметры, описывающие внешний вид и распространение виброакустического возмущения как в тестируемом объекте, так и во внешней среде [3]. Виброакустический сигнал включает в себя как информацию, необходимую для процессов в техническом объекте, так и ненужную информацию с точки зрения диагностической цели, так называемый информационный шум. Очень важной проблемой здесь является правильное реконструирование информационной модели данного состояния объекта, являющаяся основой для обработки ее как носителя информации. В виброакустической диагностике технических объектов используется множество различных методов анализа сигналов [4].

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ

Испытания проводились на 10 одноступенчатых и двухступенчатых передачах с дополнительным зацеплением рулонной клетки. В системе передачи энергии в клетках были применены асинхронные двигатели мощностью 200 кВт. Скорости вращения входных валов постоянны для каждой шестерни и входят в диапазон от 380 до 800 оборотов в минуту. В ходе исследования были проведены измерения вибрационных ускорений в

трех направлениях, и импульсные сигналы были отрегулированы, что соответствовало вращению входного вала, который служил для синхронного усреднения. Измерения вибраций коробки передач проводились на холостом ходу и при нагрузке во время прокатки.

Регистрация и обработка сигналов вибрации проводилась с использованием системы анализа и измерения, которая представлена на рисунке 1.

Диагностические сигналы обрабатывались в среде Matlab-Simulink. Прикладной метод измерения позволил синхронизировать усреднение вибрационных сигналов с вращением входных валов. Изменения состояния диагностируемых редукторов оказывают значительное влияние на структуру виброакустического сигнала.

АНАЛИЗ ВРЕМЕННОЙ ЧАСТОТЫ

В виброакустической диагностике такие методы сигнала анализ, который позволяет анализировать одновременно во временной области и частотной области. Они есть

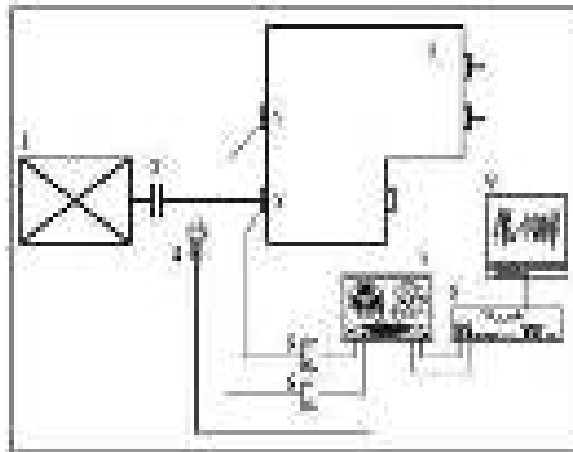


Рисунок 1- Схема измерительной системы зубчатых шестерни приводов катков, где: 1 - двигатель, 2 - муфта, 3 - проверенная передача, 4 - скорость вращения датчик, 5 - точки измерения, 6 – предусилитель ВК2626, 7 - измерительный прибор ВК7003, 8 -анализатор сигналов SigLab50-21, 9 – компьютер.

используется для сигналов с переменным временем в смысле амплитуды и частоты; то есть для нестационарных сигналов [3]. В группе таких методов обнаруживается короткое время. Преобразование Фурье STFT, определяемое как:

$$STFT(b, f) = \int_{-\infty}^{\infty} w(t-b) \cdot x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt$$

где: $w(t-b)$ - функция окна сдвинута во временной области, b – учитывая сдвиг оконной функции.

Каждый из которых вычисляется БПФ быстрого преобразования Фурье. Конкретизация блок о блок отмеченной спектры создают частотно-временную карту. STFT может быть рассмотрен как гребень одновременно работающих фильтров [3]. На рисунке 2 представлен отмеченный STFT разности сигнал

вибрации зубчатых колес в прокатных стендах валков. В этом методе используется широкое окно увеличивающее разрешение в частотной области и уменьшает в области времени. Для узкого окна эффект обратный.

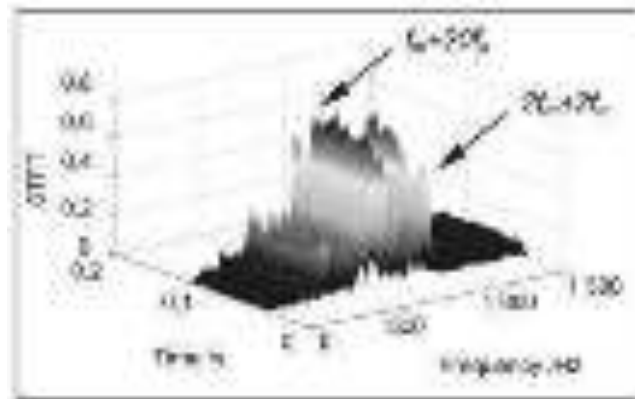


Рисунок 2 - STFT- распределения сигналов вибрационной разности зубчатых зубчатых колес в приводах качения классификация для ремонта, f_a , f_m -вращение вала, частота зацепления

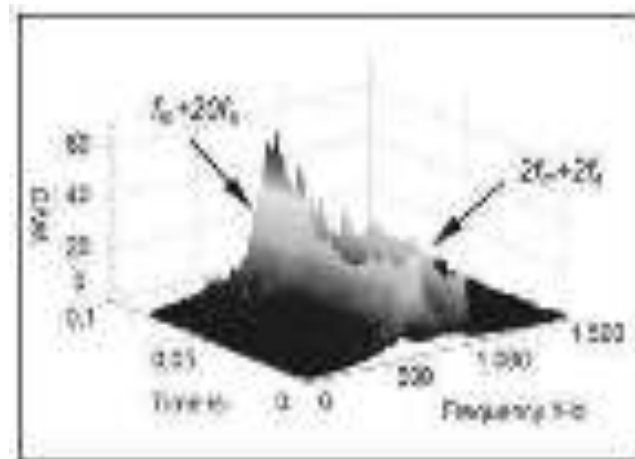


Рисунок 3 - Псевдораспределение различных Wigner Ville сигналов в зубчатых передачах вибрация прокатки представляет собой шестерни во время прокатки, классифицированные для ремонта, f_a , f_m -вращение вала, частота зацепления.

Трансформация, которой не хватает этого недостатка, является распределение Wigner–Ville и его псевдообразование с прикладным окном Choi–Williams:

$$WV_{C-W}(x, f) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\tau) x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau} d\tau$$

где: $x^*(t)$ - сложный сигнал времени, сжатый с помощью $x(t)$, $w(\tau)$ - симметричная весовая функция, аналогичная окну функции в STFT. Сравнение метода STFT с WVD с учетом их преимуществ и недостатков была представлена в [3]. Распределение Wigner–Ville для разностного сигнала вибраций зубчатых колес в приводах качения во время прокатки представлена на рисунке 3.

АНАЛИЗ ВАВИЛЕТОВ

Вейвлет- анализ состоит из разложения сигнала и представление его в виде линейной комбинации основных функции, называемые вейвлетами [2]. Особенность, которая отличает этот метод анализа сигналов от других методы - многоэтапное разложение сигнала, переменная разрешение во временной и частотной области и возможность использовать основные функции, отличные от гармонических функций. Непрерывное вейвлет-преобразование определяется следующим образом:

$$CWT(x, y) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \psi\left(\frac{\tau - b}{a}\right) d\tau$$

где:

$y_{a,b}(t)$ - анализирующий вейвлет,

a - параметр масштаба, $a \in \mathbb{R}^+$, $a \neq 0$,

b - параметр времени, $b \in \mathbb{R}$.

Частота вейвлета регулируется параметром масштаба, тогда как с использованием параметра b можно проверить как локально сохраняются свойства времени. Этот метод, благодаря возможности корректировки ширины окна в анализируемом частотном диапазоне позволяет тестирование нестационарных сигналов. Долгое время

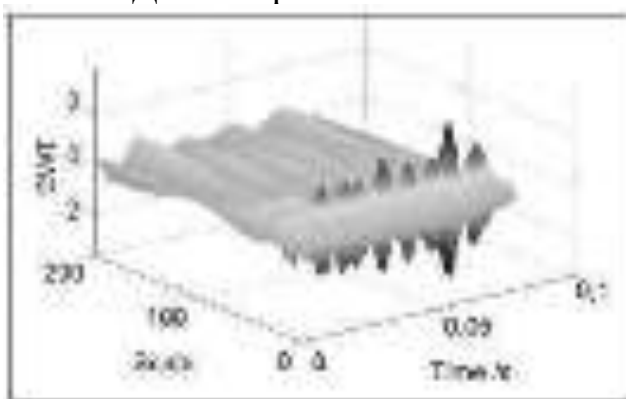


Рисунок 4 - Распределение вибрационных сигналов зубчатых колес SWT приводов на подвижных стойках в режиме холостого хода классифицированный для ремонта

долгосрочное изменение запускает окно, расширяющееся во временной области, тогда как с высокими частотами оно сужается, сохраняя постоянную площадь поверхности. Правильный выбор основных вейвлет и массив значений шкалы определяют правильность процесса диагностики объекта технического с использованием вейвлет-анализа. Распределение вибрации зубчатых колес SWT сигналов в приводах с подвижными стойками, во время простоя представленный на рисунке 4.

Спектральный анализ

Низкоэнергетические изменения модулирующего характера, сопровождающие ранние стадии нарушения элементов в системе электропередачи можно проследить с использованием спектрального анализа [1]. В представлении о биспектральном анализе третий порядок кумулянт, описанный зависимостью:

$$C_3(\tau_1, \tau_2) = E[x(t)/x(t+\tau_1) \cdot x(t+\tau_2)]$$

где:

E - ожидаемое значение.

Кумулянты более высокого порядка, известные также как полуинварианты являются мерой размера изменения сигнала вокруг его среднего значения. Они также обладают способностью предоставления существенной нелинейности в сигнале. Биспектр - функция двух частот, определенная как преобразование БПФ от кумулянта третьего порядка:

$$BS(f_1, f_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} C_3(\tau_1, \tau_2) e^{-j2\pi f_1 \tau_1 - j2\pi f_2 \tau_2} d\tau_1 d\tau_2$$

Биспектр принимает комплексные значения, включая информацию относительно амплитуды и фазы сигнала. Воздействие на состояние зубчатой передачи в качении стоячьна распределении биспектра представлен на Рисунке 5.

НЕИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ДИСКРИМИНАРНЫЕ ОБЪЕМЫ

Изменения состояния диагностированных трансмиссий зубчатых передач имеют существенное влияние на структуру виброакустического сигнала. Зарегистрированные виброакустические сигналы должны быть преобразованы с использованием соответствующих сигналов, чтобы они составляли симптомы

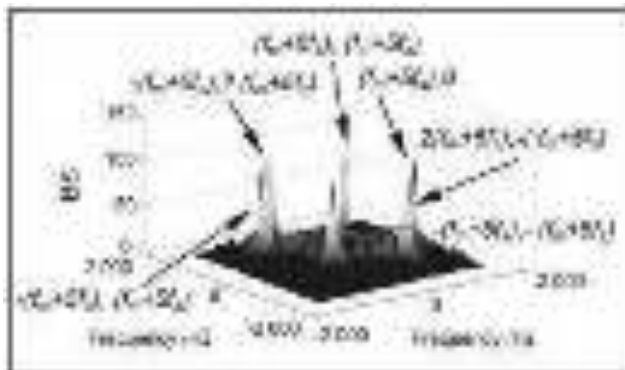


Рисунок 5 Биспектральные распределения колебательной разности сигналы зубчатых колес в приводах качения во время холостого хода - классификация для ремонта, f_a , f_m - вращение вала, частота зацепления.

демонстрируя интенсивность износа и продвижение. Чтобы анализировать сигналы, зарегистрированные во время тестового остаточного сигнала и разностным сигналом были использованы остаточные сигналы и разностный сигнал. Остаточный сигнал $r(t)$ получается из-за удаления полос, содержащих компоненты вращения валов, их гармоник, а также частоты сетки компонентов и их гармоник. Разностный сигнал $d(t)$ получается аналогичным образом, но удаленные полосы в области частот ячеек и их гармоник гораздо шире и охватывают боковые полосы, связанные с частоты вращения шестерен.

Чтобы оценить динамическое состояние прокатки зубчатая передача с зубчатой передачей, безразмерные дискриминанты [5,6], рассчитанные на основе сигналов синхронного усреднения вибраций:

$$\begin{aligned}
 F_{MFD} &= \frac{A_{pp}}{\sum_{k=1}^N A_k} \\
 F_{MFD} &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_k - \bar{d})^2}{\left[\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_k - \bar{d})^2 \right]} & M_{MFD} &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (r_k - \bar{r})^2}{\left[\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (r_k - \bar{r})^2 \right]} \\
 M_{MFD} &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_k - \bar{d})^2}{\left[\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_k - \bar{d})^2 \right]} & M_{MFD} &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (r_k - \bar{r})^2}{\left[\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (r_k - \bar{r})^2 \right]}
 \end{aligned}$$

где:

- N - номер точки выборки,
- A_{pp} - от пика до пика,
- A_k - амплитуда гармоник зубчатой сетки,
- $d(t)$ - среднее значение сигнала $d(t)$,
- $\bar{r}(t)$ - среднее значение сигнала $r(t)$,

В Таблице 1 значения выбранных недискриминирующих дискриминантов были сопоставлены. Значения crest factor CF и эксцесс K также были представлены для сравнения. М6А и М8А, рассчитанные на основе вибрационных сигналов зубчатой передачи зубчатого колеса для ремонта показывают значительное увеличение стоимости (на ок.100-200%), независимо от нагрузки. Одновременно статические меры CF и K изменяются только прикл. 9-36%.

Таблица 1 - Дискриминантные значения

	холостой ход		под нагрузкой	
	хорошее состояние	Плохое состояние	хорошее состояние	Плохое состояние
CF	4.0	4.5	3.9	2.9
K	3.3	3.6	2.8	3.8
FM0	14.2	11.4	2.1	4.5
FM4	2.8	3.3	2.6	3.3
NA4	2.8	3.2	2.6	3.5
M6A	11.9	21.2	9.7	19.4
M8A	63.3	215.1	45.0	150.7

ВЫВОД

Из числа анализа виброакустических методов сигнала, применяемых в диагностической практике, только некоторые из них представлены в настоящем документе в отношении методов анализа частотно-временной, временной и частотной частоты функции. Эти анализы являются отправной точкой в определении диагностических показателей для конкретных диагностированных случаев [4]. Дескрипторы повреждения конкретных элементов систем электропередач, основаны на формировании полных диагностических систем. Самые современные диагностические системы работают по методам искусственного интеллекта.

РЕКОМЕНДАЦИИ

- [1] L. Bouillaut, M. Sidahmed, Cyclostationary approach and bilinear approach: comparison, applications to early diagnosis for helicopter gearbox and classification method based on HCOS, Mechanical Systems and Signal Processing 15(2001)5, 923-943.
- [2] Z.K. Peng, F.L. Chu, Application of the wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics, Mechanical Systems and Signal Processing 18 (2004), 199-221.
- [3] J. Korbicz, J. M. Kościelny, Z. Kowalczyk, W. Cholewa (Eds.), Fault Diagnosis: Models, Artificial Intelligence, Applications, Springer, Berlin, Germany (2004).
- [4] P. Czech, Toothed gear troubleshooting by means of artificial intelligence, Doctoral thesis graduated with Prize from the Prime Minister of Poland (not published), Poland (2006).
- [5] C. James Li, J. D. Limmer, Model – based condition index for tracking gear wear and fatigue damage, Wear 241(1), 2000, 26-32. [6] Zakrajsek J. J., Townsend D.P., Transmission Diagnostic Research at NASA Lewis Research Center, NASA TM106901, 1995.