



Ingeniería Mecánica

ISSN: 1815-5944

Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior
Politécnico

Ruiz-Barrios, Mario L.; Hernández-Montero, Fidel E.;
Palomino-Marín, Evelio; Gómez-Mancilla, Julio C.
Detección automática de defectos en pares engranados sin tacómetro
Ingeniería Mecánica, vol. 22, núm. 1, 2019, pp. 32-40
Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico

Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225158896005>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

UDEM  redalyc.org

Sistema de Información Científica Redalyc
Red de Revistas Científicas de América Latina y el Caribe, España y Portugal
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso
abierto

Detección automática de defectos en pares engranados sin tacómetro

Tacho-less Automatic Gear Fault Detection

Mario L. Ruiz-Barrios^{I,*}, Fidel E. Hernández-Montero^{II}, Evelio Palomino-Marín^{III},
Julio C. Gómez-Mancilla^{IV}

I. Universidad Hermanos Saíz Montes de Oca, Facultad de Ciencias Técnicas. Pinar del Río, Cuba

II. Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría, Facultad de Ingeniería en Telecomunicaciones y Electrónica. La Habana, Cuba

III. Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría, Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, CEIM. La Habana, Cuba.

IV. Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Ciudad México, México

*Autor de correspondencia: mruiz@upr.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 Internacional](#)



Recibido: 17 de octubre de 2018

Aceptado: 10 de diciembre de 2018

Resumen

En este trabajo se desarrolló y validó un método para detectar automáticamente defectos en pares engranados cuando la velocidad de rotación es desconocida y variable, sin usar tacómetro. En este método se usa la detección sincrónica de defectos basada en los amplificadores Lock-in (ALI) y un algoritmo para estimar automáticamente la velocidad de rotación. La estimación de la velocidad de rotación está basada en la descomposición de la señal de vibración en señales monocomponentes y el análisis del acoplamiento de fase no cuadrático. Con el método

propuesto fue posible detectar un par engranado defectuoso (con un diente roto) en una caja de engranajes de un aerogenerador de 3 MW. Este método puede ser aplicado con eficacia en condiciones de variación de la velocidad de rotación (Δv) de hasta el 30 %, incluso cuando la relación señal-ruido (SNR) es baja.

Palabras claves: diagnóstico de pares engranados, amplificador lock-in, modulación de amplitud, Descomposición Singular del Espectro.

Abstract

In this work, a method was developed and validated to automatically detect gear fault when the rotational speed is unknown and variable, without using a tachometer. In this method are used the synchronous fault detection based on Lock-in amplifiers (LIA) and an algorithm for automatically estimating the rotation speed. The rotation speed estimation is based on the vibration signal decomposition into monocomponent signals and the non-quadratic phase

coupling analysis. With the proposed method was possible to detect a faulty gear (with broken tooth) in the gearbox of 3 MW wind turbine. This method can be effectively applied in conditions of rotation speed variation up to 30% even for low signal-to-noise ratio (SNR).

Key words: gear diagnostic, lock-in amplifier, amplitude modulation, Singular Spectrum Decomposition.

Cómo citar este artículo:

Ruiz Barrios ML, Hernández-Montero FE, Palomino Marín E, et al. Detección automática de defectos en pares engranados sin tacómetro. Ingeniería Mecánica. 2019;22(1):32-40. ISSN 1815-5944.

Introducción

Las cajas de engranajes son ampliamente utilizadas en la industria. Estas, por lo general, están sometidas a un régimen de operación desgastante debido a que operarán a velocidad variable, tienen que hacer cambios de sentido de giro o realizar grandes torques para vencer la carga inercial y pueden estar expuestas a condiciones medio ambientales adversas (por ejemplo, cerca del mar)[1]. Por tal razón, las cajas de engranajes tienden a deteriorarse con más rapidez y frecuencia que otros elementos dentro de un sistema mecánico [2].

Un ejemplo de lo anterior lo revela el estudio realizado en el parque eólico ubicado en Egmond aan Zee, Holanda, donde se puede apreciar que el 55% del tiempo de parada de los aerogeneradores del parque fue causado por fallos en sus cajas de engranajes[2]. Por tanto, se hace necesario disponer de sistemas de monitoreo de la condición (SMC) que permitan detectar defectos en la fase inicial de su formación[3]. Los SMC basados en el análisis de vibraciones son los preferidos para el diagnóstico de las cajas de engranajes porque permiten monitorear la mayoría de los componentes de las cajas de engranajes (ejes, engranes, rodamientos) [4].

Las señales de vibración generadas por los engranajes se pueden analizar por medio de diferentes técnicas. Por una parte, están las técnicas basadas en la obtención de indicadores de la condición (IC) en el dominio del tiempo o la frecuencia. En el dominio del tiempo se han desarrollado IC que estudian las características estadísticas de las vibraciones, como son el valor RMS, el factor de cresta, la razón de energía y los factores FM0, FM4, NA4, M6A y NB4 [4,5]. En el dominio de la frecuencia están el factor de potencia de las bandas laterales [2] y la relación de energía de las bandas laterales [6]. Estos IC no muestran la misma sensibilidad para los diferentes defectos de los pares engranados. Los IC estadísticos en el tiempo tienen una alta dependencia del torque, la velocidad del sistema y la magnitud del defecto [5]. Los IC espectrales son menos dependientes de la carga y tienen un mejor desempeño siempre que los niveles de interferencia y/o ruido sean bajos. Pero la efectividad de todos estos indicadores disminuye cuando la velocidad de rotación es variable.

En [7] se propone un método sincrónico para detectar automáticamente defectos en pares engranados. A este método en lo adelante se le llamará método automático con tacómetro (MACT). El MACT estima un IC llamado índice m , el cual permite detectar aquellos defectos que generan una modulación de amplitud. Este indicador puede ser estimado cuando la velocidad de rotación varía y la SNR de la señal de vibración es baja. Pero necesita de un tacómetro para obtener la velocidad de rotación del sistema. Los tacómetros no siempre pueden ser utilizados y, además, encarecen el sistema de medición [8]. Por otra parte, como una alternativa a los tacómetros existen métodos que permiten extraer la velocidad de rotación de la señal de vibración, como los propuestos en [8–11].

Estos métodos para extraer la velocidad de rotación pudieran ser usados para sustituir el tacómetro utilizado en el MACT. Pero en la implementación de estos métodos es necesario el conocimiento de la velocidad de rotación promedio a priori, lo cual no siempre es posible. Por esta razón, este trabajo tiene como objetivo desarrollar un método para detectar automáticamente defectos en pares engranados cuando la velocidad de rotación es desconocida y variable, sin usar tacómetro. Para alcanzar este objetivo se integrará el MACT con un método para estimar automáticamente la velocidad de rotación a partir de la señal de vibración generada por un par engranado, el cual se propone en este trabajo. Con esta integración se obtiene un método sincrónico para detectar automáticamente defectos en pares engranados en condiciones de velocidad desconocida y variable. A este método en lo adelante se le llamará método automático sin tacómetro (MAST).

La clave de este nuevo método es el seguimiento sincrónico de las componentes espectrales características de los pares engranados, lo cual se realiza a través de los ALI. Por otra parte, la estimación automática de la velocidad de rotación se basa en la descomposición en señales monocomponentes de la señal de vibración y el análisis del acoplamiento de fase no cuadrático, el cual, también, se realiza con la ayuda de los ALI.

Métodos y Materiales

A continuación, se mostrarán los métodos usados en este trabajo. Así, como el modelo matemático que se utilizará para simular las señales de vibración.

Señal de vibración de un par engranado

La señal de vibración de un par engranado se puede modelar por la siguiente ecuación 1 [7]:

$$x(n) = \sum_{k=1}^K X_k [1 + a_k(n)] \cos\{2\pi k T f_r(n)n + \varphi_k\} + r(n) \quad (1)$$

donde X_k y φ_k son la amplitud y la fase del k -ésimo armónico de la frecuencia de engranaje, respectivamente, K es el número de armónicos, $f_r(n)$ es la velocidad de rotación, incluyendo cualquier fluctuación de esta (modulación de frecuencia), T es el número de dientes del engrane, $T f_r(n)$ es la frecuencia de engranaje (f_e), $a_k(n)$ la función de la modulación de amplitud y $r(n)$ representa el ruido.

La función de la modulación de amplitud, $a_k(n)$, está formada por dos señales periódicas, la frecuencia de cada señal es la velocidad de rotación de los respectivos engranes [8]. La señal $a_k(n)$, se puede representar por la ecuación 2:

$$a_k(n) = A_i \sin(2\pi f_r(n)) + A_o \sin(2\pi m_v f_r(n)) \quad (2)$$

donde A_i y A_o son las amplitudes asociadas al engrane de entrada y de salida, respectivamente y m_v es la relación de velocidad angular.

La ecuación 1 muestra que la señal de vibración está compuesta por una suma de señales monocomponentes, las cuales están asociadas con los armónicos de la f_e . Estas señales monocomponentes pueden presentar tanto modulación de amplitud, como modulación de frecuencia [8].

Aplicación de los ALI en la detección de defectos en engranajes

Los engranajes que presentan defectos en sus dientes tales como escamado, rayado, agrietamiento, fractura, rotura, desgaste corrosivo y picado generan una señal de vibración que se caracteriza por presentar una modulación de amplitud y de frecuencia. Además, se aprecia un aumento en el número y la amplitud de las bandas laterales alrededor de la frecuencia de engranaje [7]. Por tal razón, en [7] se propuso el índice m para

detectar estos tipos de defectos, es decir, para detectar aquellos defectos que generan una modulación de amplitud. El núcleo del MACT que estima el índice m son los ALI, como se muestra en la figura 1. Los ALI permiten un seguimiento sincrónico de las frecuencias características de un engranaje.

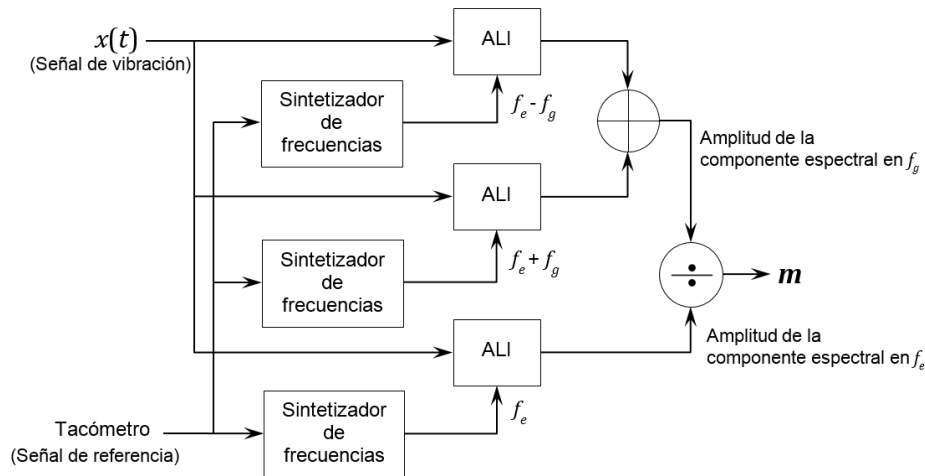


Fig. 1. MACT, donde f_e es la frecuencia de engranaje y f_g es la velocidad de rotación del engrane analizado

El índice m es una variante de la relación de energía de las bandas laterales (*Sideband and Energy Ratio, SER* [6]). Este índice se calcula como la relación entre la amplitud de la componente espectral a la frecuencia de ocurrencia del defecto y la amplitud de la componente espectral a la frecuencia de engranaje [7]. Si el valor de este índice aumenta, al transcurrir un tiempo dado y para mediciones realizadas bajo las mismas condiciones de carga, se puede inferir que existe un defecto, que por demás genera una modulación de amplitud [12].

Método para la estimación automática de la velocidad de rotación

El conocimiento de la velocidad de rotación es clave para la detección de defectos en pares engranados, principalmente cuando la velocidad de rotación varía en el tiempo [13]. Por esta razón, se propone un método para estimar la velocidad de rotación de la señal de vibración, generada por un par engranado, de forma automática y sin el uso de tacómetros. Este método solamente requiere la información de los engranajes contenidos en la caja de engranajes.

Al método para estimar automáticamente la velocidad de rotación sin tacómetro se le llamó TARSE (Tacholless Automatic Rotational Speed Estimation). Este método consiste en la descomposición de la señal de vibración en señales monocomponentes. Estas señales son analizadas para identificar cuál de ellas presenta una modulación de amplitud cuya portadora sea el armónico fundamental o el segundo armónico de la frecuencia de engranaje del par engranado bajo estudio. Por último, la señal identificada se utiliza para estimar la velocidad de rotación. Este algoritmo consta de tres etapas: una etapa de descomposición, una etapa de selección de la señal monocomponente y una etapa para estimar la velocidad de rotación, como se ilustra en la figura 2.

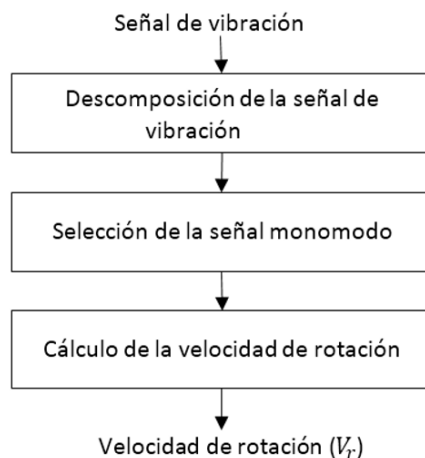


Fig. 2. Método TARSE

En la primera etapa del método TARSE se descompone la señal de vibración en señales monocomponentes a través de la Descomposición Singular del Espectro [14]. Entonces, como el sistema incorpora engranajes, algunos de los componentes pueden tener la siguiente forma, ecuación 3 (según la ecuación 1):

$$x_k(n) = X_k[1 + a_k(n)] \cos\{2\pi kT f_r(n)n + \varphi_k\} \quad (3)$$

El número de componentes obtenidos en esta etapa va a depender del umbral seleccionado para detener el proceso de descomposición y el espectro de frecuencias de la señal de vibración. Por tanto, para diferentes valores del umbral se puede obtener un número diferente de componentes, según el contenido espectral de frecuencias. En este trabajo, se usa un valor inicial de umbral igual a 0.5.

En la segunda etapa se identifica el componente que presenta una modulación de amplitud cuya portadora es la frecuencia de engranaje o su segundo armónico. Para realizar esta identificación, en este trabajo se propone la normalización del coeficiente $D(f_c, f_{mod})_3$ propuesto en [15] para detectar modulaciones de amplitud. El nuevo coeficiente, $D_N(f_c, f_{mod})_3$, se calcula de la siguiente forma, ecuación 4:

$$D_N(f_c, f_{mod})_3 = \frac{|E\{Z(f_c - f_{mod})Z(f_c + f_{mod})|Z(f_c)|e^{-j2\text{ang}[Z(f_c)]}\}|^2}{E\{|Z(f_c - f_{mod})Z(f_c + f_{mod})|^2\}E\{|Z(f_c)|^2\}} \quad (4)$$

donde $E\{\cdot\}$ es el operador de valor esperado, $Z(f)$ es la transformada de Fourier (TF) de la señal, f_c y f_{mod} son las componentes de frecuencias asociadas a la frecuencia de engranaje y a la velocidad de rotación, respectivamente, y $\text{ang}[Z(f_c)]$ es el ángulo de la componente de frecuencia de portadora.

Como la velocidad de rotación puede variar en el tiempo no se puede usar la transformada de Fourier para calcular el coeficiente $D_N(f_c, f_{mod})_3$. Por tanto, en este trabajo se utilizan los ALIs para estimar a $Z(f_c)$, $Z(f_c \pm f_{mod})$ y $\text{ang}[Z(f_c)]$.

El nuevo coeficiente toma valores entre 0 y 1. Cuando existe modulación de amplitud el valor calculado tiende a 1 y cuando no existe modulación tiende a 0. Por tanto, la señal monocomponente seleccionada será la que se corresponda con el coeficiente de mayor valor dentro del rango de aceptación $0.7 \leq D_N(f_c, f_{mod})_3 \leq 1$. Este rango fue seleccionado de forma empírica y con el objetivo de obtener la menor cantidad de falsos positivos.

El componente seleccionado se utilizará para estimar la velocidad de rotación, tercera etapa, lo cual se realiza de la siguiente forma:

Primeramente, se demodula en fase la señal monocomponente de la siguiente forma, ecuación 5:

$$\theta_k(n) = \tan^{-1} \left(\frac{\hat{x}_k(n)}{x_k(n)} \right) \quad (5)$$

donde $\hat{x}_k(n)$ es la transformada de Hilbert de la señal monocomponente. Y después, se obtiene la fase de rotación mediante la ecuación 6:

$$\theta_r(n) = \frac{\theta_k(n)}{kT} \quad (6)$$

Entonces, la velocidad de rotación ($V_r(n)$) se obtiene por la ecuación 7:

$$V_r(n) = \frac{1}{2\pi} \frac{d\theta_r(n)}{dn} \quad (7)$$

Detección automática de defectos en pares engranados sin tacómetro

Para calcular el índice m , propuesto en [7], se utiliza un tacómetro. Este dispositivo encarece el sistema de medición y no siempre es posible acoplarlo al sistema mecánico bajo estudio, como se mencionó anteriormente. Por estas razones, se propone sustituir el tacómetro de la figura 1 por el método TARSE. Con esta sustitución se obtiene el MAST, el cual se muestra en la figura 3.

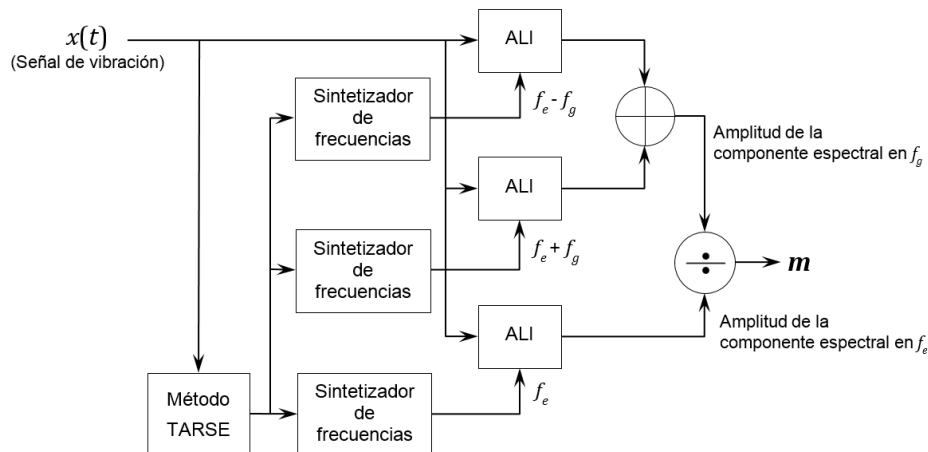


Fig. 3. MAST

El método TARSE es usado para obtener el ángulo de rotación, el cual se obtiene por medio de la ecuación 5. Así, el ángulo de rotación estimado pertenece a la portadora del componente seleccionado. En esta aplicación del método TARSE no es necesario el uso de las ecuaciones 6 y 7.

El sintetizador de frecuencias que genera la frecuencia de engranaje (frecuencia portadora, f_m) solamente calcula las funciones $\cos(\cdot)$ y $\sin(\cdot)$ del ángulo de rotación. Sin embargo, en los sintetizadores de frecuencias que generan las frecuencias de las bandas laterales ($f_m \pm f_{mod}$) se calculan las funciones $\cos(\cdot)$ y $\sin(\cdot)$ del ángulo de rotación dado por la ecuación 8:

$$\theta_{ss}(n) = (1 \pm R(kT)^{-1})\theta_k(n) \quad (8)$$

donde R es una constante que depende del engrane que se esté analizando. Cuando se analiza el engrane conductor R toma valor 1 y cuando se está analizando el engrane conducido R es igual a la relación de velocidad angular.

Para la implementación del MAST solamente es necesario conocer las características mecánicas de los engranes que serán analizados.

Experimentos

El MAST fue validado a través de varios experimentos. En un primer momento se realizaron dos grupos de experimentos usando señales simuladas de vibración y, por último, se realizó un experimento donde se utilizó señales de vibración medidas en dos cajas de engranajes, las cuales son usadas en aerogenerador de 3 MW.

El primer grupo de experimentos con señales simuladas de vibración estuvo orientado a verificar la influencia que tienen la amplitud de las bandas laterales y el Δv en la estimación del índice m . Por su parte, el segundo grupo de experimentos tuvo como objetivo verificar la influencia del ruido en la estimación del índice m . En ambos grupos de experimentos se realizaron nueve ensayos porque se combinaron tres valores del índice m con tres perfiles de Δv , lo cual genera nueve señales de vibración diferentes. En el segundo grupo de experimento se utilizaron estas señales añadiéndoles ruido.

Las nueve señales de vibración se generaron a través de la ecuación 1. Estas señales están compuestas por tres armónicos de la frecuencia de engranaje, $K = 3$, para comprobar el correcto funcionamiento de la primera etapa del método TARSE. A estos tres armónicos se le asignaron amplitudes decrecientes, $X_1 = 1, X_2 = 0,5, X_3 = 0,25$, para simular que los dientes del engrane analizado no presentan desgaste uniforme y se les asignó una fase inicial de 25° , este valor se tomó aleatoriamente porque no es relevante para el experimento.

El engrane analizado tiene 32 dientes, $T = 32$. Los perfiles de Δv , representados por $f_r(n)$ en la ecuación 1, se generaron con un Δv del 5 %, 30 % y 45 %, para tener separación total de los tres armónicos, solapamiento del segundo y tercer armónico y solapamiento de los tres armónicos, respectivamente. Estos perfiles de velocidad de rotación se muestran en la figura 4. Mientras que al índice m , representado por el parámetro A_i de la ecuación 2, se le asignaron valores de 0,1, 0,2 y 0,5. Estos valores representan una relación de amplitud de las bandas laterales con respecto a la amplitud de la frecuencia de engranaje del 5 %, 10 % y 25 %, respectivamente. Estos valores reflejan la evolución de un defecto en un par engranado que genera una modulación de amplitud. Por otra parte, el parámetro A_o de la ecuación 2 se asumió igual a cero, ya que solamente se va a analizar un solo engrane. Para este grupo de experimentos, $r(n)$ se hizo cero. La duración de la señal es de 3 s y la frecuencia de muestreo de 16 384 Hz.

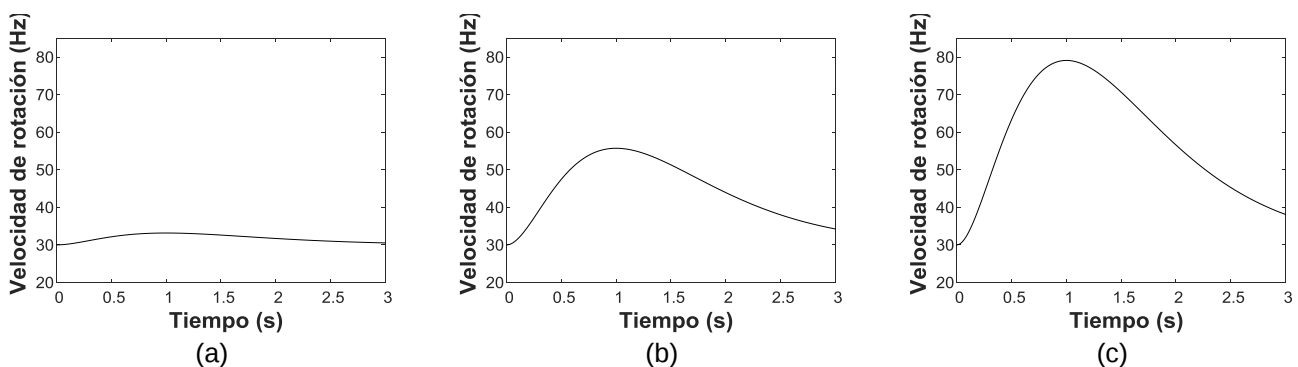


Fig. 4. Perfiles de velocidad de rotación para el primer grupo de experimentos.
 a) con Δv del 5 %, b) con Δv del 30 %, c) con Δv del 45 %

En la figura 5 se muestran los espectros de frecuencias de la señal de vibración generada para un valor del índice m de 0,5, usando los tres perfiles de velocidad de rotación y sin ruido. En la figura 5a se observa que los espectros asociados a cada armónico de la frecuencia de engranaje están alejados unos de otros. Sin embargo, la figura 5b muestra que el espectro del armónico fundamental de la frecuencia de engranaje está ligeramente separado del espectro del segundo armónico y en la figura 5c se observa un solapamiento entre los tres armónicos. En las tres figuras no se puede definir con precisión las bandas laterales ni la frecuencia de engranaje.

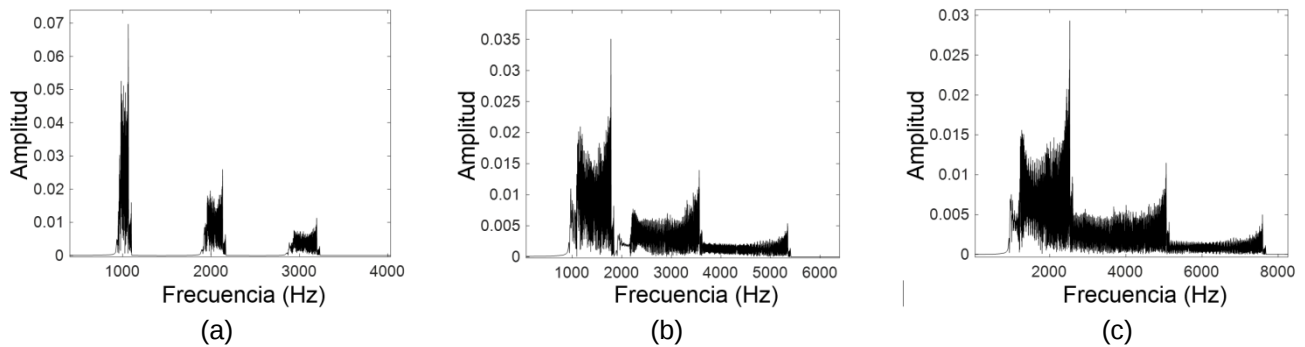


Fig. 5. Espectros de las señales de vibración simuladas para $m = 0,5$. a) con Δv del 5 %, b) con Δv del 30 %, c) con Δv del 45 %

En ambos grupos de experimentos el índice m fue estimado a través del MAST y el MACT. En este caso, el tacómetro usado en el MACT se sustituyó por el ángulo de rotación utilizado para generar las señales de vibración y el sintetizador de frecuencias solamente calcula el coseno y el seno del ángulo de rotación.

Por otra parte, para el experimento con señales reales de vibración se utilizaron dos señales. Una señal de vibración fue mediada en una caja de engranajes, perteneciente a un aerogenerador de 3 MW, que tenía un engrane con un diente roto y la otra fue medida en una caja de engranaje, igual a la anterior, que tenía todos sus engranes en buen estado.

Las mediciones de las señales de vibración se realizaron a una velocidad de rotación nominal de 1800 RPM (30 Hz). La frecuencia de muestreo usada fue de 97656 Hz, con una duración de la señal de 3 s. Además, se obtuvo la velocidad de rotación de la señal de un tacómetro, el cual genera 8 pulsos por vueltas [16]. El engrane defectuoso (engrane de entrada) tiene 32 dientes, por tanto, la frecuencia de engranaje nominal es 960 Hz (32X30 Hz).

En la figura 6a se muestra el espectro de la señal de vibración generada por la caja de engranajes sin defecto (Señal sin Defecto) y en la figura 6b se muestra el espectro de la señal de vibración generada por la caja de engranajes con defecto (Señal con Defecto). En ambas figuras no se puede definir con claridad la componente espectral asociada a la frecuencia de engranaje, ni las componentes espectrales a las frecuencias asociadas a la velocidad de rotación (bandas laterales) debido a la Δv .

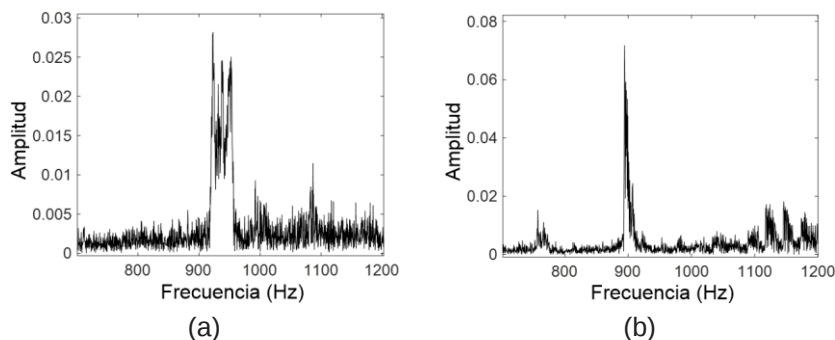


Fig. 6. Espectros de las señales de vibración obtenidas de las cajas de engranajes alrededor de la frecuencia de engranaje. a) sin defecto, b) con defecto

En este experimento, el índice m fue estimado por el MAST, por el MACT (en este caso, usa la señal del tacómetro) y por un método similar al propuesto en este trabajo, que no es automático, donde se extrae manualmente el ángulo de rotación de la señal de vibración [8]. A este método se le llamó método no automático sin tacómetro (MNAST). Este último procedimiento fue seleccionado pues se ha mostrado efectivo cuando el Δv está por debajo del 33 %, es decir, cuando no existe solapamiento entre el primer y segundo armónico de la frecuencia de engranaje [13]. Esta condición se satisface en este experimento, como se puede apreciar en las figuras 6a y 6b.

El procedimiento para la estimación manual del ángulo de rotación consiste en filtrar manualmente uno de los armónicos de la frecuencia de engranaje y su posterior demodulación en fase. En este trabajo se filtró el primer armónico de la frecuencia de engranaje.

Para todos los experimentos los ALIs se implementaron con un filtro paso-bajo del tipo Butterworth de orden 2 y una frecuencia de corte de 0,25 Hz. Los polos del filtro se proyectaron sobre una parábola para reducir la duración de la respuesta transitoria del filtro [7].

Resultados y Discusión

En la tabla 1 se recogen los resultados obtenidos en el primer grupo de experimentos usando señales simuladas de vibración. Estos resultados indican que el MAST logró estimar el índice m con un error por debajo del 1 % en la mayoría de los casos y alcanzó, en todos los casos, un error con respecto al MACT por debajo del 0,1 %; demostrando que el MAST es capaz de estimar el valor de m con una efectividad similar al MACT y sin usar un tacómetro. Además, se puede decir que tanto el Δv como la relación de amplitud entre portadora y moduladora tienen una incidencia similar en la efectividad de la estimación del índice m , sin presencia de ruido.

Tabla 1. Resultados alcanzados por el MACT y el MAST en el primer grupo de experimentos

Δv (%)	m esperado	m obtenido por MACT	m obtenido por MAST	Error de estimación del MACT (%)	Error de estimación del MAST (%)	Error de estimación del MAST con respecto al MACT (%)
5	0,1	0,099	0,09891	1,0043	1,0894	0,086
	0,2	0,19978	0,199795	0,1107	0,1021	0,0066
	0,5	0,49945	0,49949	0,1102	0,1018	0,0085
30	0,1	0,10000	0,10003	0,0003	0,0270	0,0267
	0,2	0,2000	0,2001	0,00009	0,0266	0,0265
	0,5	0,5000	0,5001	0,00008	0,0268	0,0267
45	0,1	0,0999	0,1000	-0,0005	0,0185	0,0190
	0,2	0,1999	0,2000	-0,0003	0,0199	0,0202
	0,5	0,4999	0,5001	-0,00005	0,0211	0,0212

Posteriormente, se realizó el segundo grupo de experimentos. En este grupo de experimentos se añadió ruido a las señales de vibración generadas en el primer grupo de experimentos, para lograr SNR de 25 dB, 15 dB, 5 dB y 0 dB. En este grupo de experimentos, el índice m fue estimado para 100 realizaciones diferentes de ruido blanco gaussiano para cada valor de SNR con todos los valores prefijado de m y Δv . Por tanto, los resultados mostrados para este grupo de experimentos se corresponden con el valor promedio del índice m .

La primera prueba fue realizada para una SNR= 25 dB. En este experimento se logró estimar el índice m para todas las condiciones propuestas para el experimento, como se puede observar en la tabla 2. En esta tabla se aprecia que el error de estimación del MAST y su error de estimación con respecto al MACT para todos los casos estuvo por debajo del 1 %. Esto demuestra que el método propuesto alcanza una alta efectividad cuando la SNR es relativamente alta, sin la necesidad de conocer la velocidad de rotación. Además, se puede decir que el método para estimar automáticamente la velocidad de rotación de la señal de vibración puede operar en presencia de ruido.

Tabla 2. Resultados alcanzados por el MACT y el MAST en el segundo grupo de experimentos con SNR= 25 dB

Δv (%)	m esperado	m obtenido por MACT	m obtenido por MAST	Error de estimación del MACT (%)	Error de estimación del MAST (%)	Error de estimación del MAST con respecto al MACT (%)
5	0,1	0,0999	0,0998	-0,0641	-0,1638	-0,0998
	0,2	0,20005	0,19999	0,0238	-0,0072	-0,0310
	0,5	0,49995	0,49974	-0,0094	-0,0525	-0,0432
30	0,1	0,1000	0,0999	0,000085	-0,0535	-0,0535
	0,2	0,2000	0,1999	0,0063	-0,0471	-0,0535
	0,5	0,5000	0,4996	0,0048	-0,0721	-0,0769
45	0,1	0,1000	0,0998	-0,0457	-0,1908	-0,1450
	0,2	0,2001	0,1998	0,0297	-0,1186	-0,1482
	0,5	0,5000	0,4991	0,0019	-0,1747	-0,1767

Nuevamente, el experimento se repitió con una SNR= 15 dB. En este experimento, también, se logró estimar el índice m para todas las Δv , como se puede observar en la tabla 3. En esta tabla se aprecia que el error de estimación se mantiene por debajo del 1 % para Δv del 5 %, algo similar ocurre cuando Δv es del 30 % y el índice m toma valores de 0,1 y 0,2. Estos resultados son equivalentes a los obtenidos con el MACT. Sin embargo, para los casos donde Δv es del 30 % con un índice m de 0,5 y para Δv del 45 % el error de estimación del MAST se incrementa ligeramente por encima del 1 %, al igual que su error de estimación con respecto al MACT. Pero el MAST mantiene una alta efectividad en la estimación del índice m en condiciones de velocidad de rotación desconocida y variable.

Tabla 3. Resultados alcanzados por el MACT y el MAST en el segundo grupo de experimentos con SNR= 15 dB

Δv (%)	m esperado	m obtenido por MACT	m obtenido por MAST	Error de estimación del MACT (%)	Error de estimación del MAST (%)	Error de estimación del MAST con respecto al MACT (%)
5	0,1	0,1000	0,0997	0,0488	-0,2854	-0,3342
	0,2	0,2001	0,1993	0,0615	-0,3487	-0,4098
	0,5	0,5004	0,4976	0,0830	-0,4810	-0,5635
30	0,1	0,1001	0,0993	0,0660	-0,7269	-0,7912
	0,2	0,1999	0,1984	-0,0494	-0,8243	-0,7751
	0,5	0,4999	0,4948	-0,0290	-1,0400	-1,0113
45	0,1	0,0999	0,0983	-0,1481	-1,6542	-1,5073
	0,2	0,2005	0,1974	0,2430	-1,2735	-1,5124
	0,5	0,4998	0,4899	-0,0443	-2,0254	-1,9818

El experimento se repitió con una SNR= 5 dB, bajo esta nueva condición se logró estimar el valor de m para todos los casos con una Δv del 5 %, como se muestra en la tabla 4. Sin embargo, para los casos donde Δv es del 30 % con m de 0,5 y para Δv del 45 % no se logró estimar el índice m , (por esta razón, no son mostrados los valores en la tabla 4 este resultado indica que la efectividad del método propuesto disminuye con la disminución de la SNR y el aumento del Δv . Además, en este experimento el error de estimación del MAST y su error con respecto al MACT están en el intervalo del 2 % al 8 %. A pesar de este incremento del error de estimación del MAST se puede decir que este mantiene su efectividad cuando el Δv está por debajo del 30 % con una SNR relativamente baja.

Tabla 4. Resultados alcanzados por el MACT y el MAST en el segundo grupo de experimentos con SNR = 5 dB

Δv (%)	m esperado	m promedio obtenido por MACT	m promedio obtenido por MAST	Error de estimación del MACT (%)	Error de estimación del MAST (%)	Error de estimación del MAST con respecto al MACT (%)
5	0,1	0,0995	0,0968	-0,5000	-3,1837	-2,7136
	0,2	0,1994	0,1939	-0,3245	-3,0572	-2,7461
	0,5	0,4996	0,4785	-0,0788	-4,2904	-4,2139
30	0,1	0,1011	0,0939	1,1439	-6,0808	-7,1342
	0,2	0,2004	0,1847	0,1952	-7,6631	-7,8429

El último experimento del segundo grupo de experimentos se realizó con una SNR de 0 dB. En esta prueba solamente se logró estimar el índice m para una Δv del 5 %, como se puede observar en la tabla 5 (en esta tabla solo se muestran los valores que pudieron ser obtenidos). En este experimento se aprecia nuevamente un incremento del error de estimación del MAST y su error de estimación con respecto al MACT. Pero el MAST es capaz de operar cuando el Δv y la SNR son bajas, en condiciones de velocidad de rotación desconocida y variable.

Tabla 5. Resultados alcanzados por el MACT y el MAST en el segundo grupo de experimentos con SNR = 0 dB

Δv (%)	m esperado	m promedio obtenido por MACT	m promedio obtenido por MAST	Error de estimación del MACT (%)	Error de estimación del MAST (%)	Error de estimación del MAST con respecto al MACT (%)
5	0,1	0,1004	0,09008	0,3754	-9,1964	-9,5209
	0,2	0,2012	0,1822	0,6151	-8,8907	-9,4120
	0,5	0,5048	0,4303	0,1614	-13,9388	-14,0533

Finalmente, se muestran los resultados obtenidos en el experimento con señales reales de vibración. Los resultados obtenidos por los diferentes métodos se muestran en la tabla 6. En esta tabla se puede observar que los tres métodos logran identificar el defecto, debido a que el valor de m aumenta (aproximadamente dos

veces, en todos los casos) con la aparición del defecto en los tres casos. Además, en esta tabla se aprecia que los resultados del MAST y el MNAST son muy similares. Sin embargo, el MAST obtuvo estos resultados en condiciones de desconocimiento total de la velocidad de rotación y sin la necesidad de usar el tacómetro. Entonces, se puede decir que el MAST es capaz de indicar automáticamente la condición de los pares engranados cuando estos presentan un defecto, que genera una modulación de amplitud, en condiciones de velocidad de rotación desconocida y variable.

Tabla 6. Valores de m obtenidos por los diferentes métodos usando las señales reales de vibración

Señal de vibración	m obtenido por MACT	m obtenido por MAST	m obtenido por MNAST
Sin defecto	0,0584	0,0272	0,0279
Con defecto	0,1572	0,0594	0,0610

Conclusiones

El método propuesto puede ser usado para detectar eficazmente defectos en pares engranados cuando la velocidad de rotación es desconocida y presenta variaciones de hasta un 30 % aproximadamente, incluso cuando la señal de vibración tiene una SNR baja. El método también se muestra efectivo en presencia de defectos incipientes, es decir, cuando el índice m toma valores cercanos a 0,1. La eficacia del método es directamente proporcional a la SNR de la señal de vibración. Sin embargo, la eficacia es inversamente proporcional al Δ cuando el ruido aumenta. Por último, el método propuesto puede ser usado para detectar defectos en cajas de engranajes con múltiples engranajes defectuosos.

Agradecimientos

Los autores agradecen al *Acoustics and Vibration Database Project* por haber suministrado las señales de vibración usadas en este trabajo

Referencias

- Salameh JP, Cauet S, Etien E, et al. Gearbox condition monitoring in wind turbines: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018;111:251-264.
- Zappalà D, Tavner P, Crabtree C. Sideband algorithm for automatic wind turbine gearbox fault detection and diagnosis. *IET Renewable Power Generation*. 2014;8(4):380-389.
- Gong X, Ding L, Du W, et al. Gear fault diagnosis using dual channel data fusion and EEMD method. *Procedia Engineering*. 2017;174:918-926.
- Večeř P, Kreid IM, Šmíd R. Condition indicators for gearbox condition monitoring systems. *Acta Polytechnica*. 2005;45(6):35-43.
- Sharma V, Parey A. Gear crack detection using modified TSA and proposed fault indicators for fluctuating speed conditions. *Measurement*. 2016;90:560-575.
- Ha JM, Youn BD, Oh H, et al. Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016;70-71:161-175.
- Ruiz Barrios ML, Hernández Montero FE, Gómez Mancilla JC, et al. Application of Lock-In Amplifier on gear diagnosis. *Measurement*. 2017;107:120-127.
- Bonnardot F, El Badaoui M, Randall RB, et al. Use of the acceleration signal of a gearbox in order to perform angular resampling (with limited speed fluctuation). *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2005;19:766-785.
- Zhao M, Lin J, Wang X, et al. A tachometerless order tracking technique for large speed variations. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013;40:76-90.
- Urbanek J, Barszcz T, Antoni J. A two-step procedure for estimation of instantaneous rotational speed with large fluctuations. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013;38:96-102.
- Combet F, Gelman L. An automated methodology for performing time synchronous averaging of a gearbox signal without speed sensor. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2007;21:2590-2606.
- Randall RB. A new method of modeling gear faults. *Journal of Mechanical Design*. 1982;104(2):259-267.
- Randall RB, Coats M, Smith W. Determining the speed of a variable speed wind turbine from the vibration response. In: *Acoustics 2015 Hunter Valley*; Canberra, Australia: Australian Acoustical Society; 2015. [Citado 6 de septiembre de 2017] Disponible en: https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/AS2015/papers/p49.pdf
- Bonizzi P, Karel JMH, Meste O, et al. Singular spectrum decomposition: A new method for time series decomposition. *Advances in Adaptive Data Analysis: Theory and Applications*. 2014;6(4):1450011/1-1450011/34.
- Hernández Montero FE, Iturrospe A. Direct analysis of non-quadratic phase coupling for detection of linearly modulated signals. In: *Annual conference of the Prognostics and Health Management Society*; San Diego, USA: PHM Society; 2015. [Citado 11 de mayo de 2017] Disponible en: http://www.phmsociety.org/sites/phmsociety.org/files/phm_submission/2015/phmc_15_048.pdf
- Acoustics and Vibration Database Project. High speed gear dataset; 2013. [Citado 5 de abril de 2016]. Disponible en: <http://data-acoustics.com/?p=280>