

## Cálculo de la transmisión paralela helicoidal de la caja multiplicadora de una turbina eólica

### Calculation of the helical parallel transmission of a wind turbine gearbox

César Alberto Chagoyén-Méndez<sup>1\*</sup>, Jorge Laureano Moya-Rodríguez<sup>1</sup>, Constantina Álvarez-Peña<sup>2</sup>, Yaidel Muñiz-Acosta<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Carretera a Camajuaní km 5 y ½. C.P. 54830. Villa Clara, Cuba.

<sup>2</sup> Departamento de Ingeniería Eléctrica, Universidad de Oviedo (Campus de Viesques). Bloque 3.1.10. C.P. 33204. Gijón, España.

(Recibido el 30 de agosto de 2013. Aceptado el 26 de agosto de 2014)

#### Resumen

La caja multiplicadora de una turbina eólica es el componente de mayor complejidad mecánica y es la responsable de la mayoría de la pérdida de tiempo operacional de la turbina y del incremento de los costos. La misma no alcanza una vida proyectada de 20 años. Todos los estudios hasta el momento indican que estas fallas surgen desde el proceso de diseño. Este trabajo tuvo como objetivo demostrar algunas de las insuficiencias de las normas actuales de diseño de las cajas multiplicadoras de las turbinas eólicas, a través de la realización de una comparación de los resultados del cálculo de la transmisión paralela helicoidal de una turbina eólica de 2,5 MW, realizados por tres vías: con las normas ISO 6336:2006 Método B y AGMA 2101-D04 (*Metric Edition*) y mediante simulación numérica. De este análisis resulta que no existen problemas de resistencia ni de rigidez en ambas transmisiones, sin embargo la diferencia entre estos tres métodos de cálculo es considerable.

-----*Palabras clave:* turbina eólica, caja multiplicadora, transmisiones paralelas helicoidales

#### Abstract

The gearbox of a wind turbine is the component of greatest mechanical complexity and is responsible for most wind turbines operational downtime and for increased costs. It doesn't reach a 20 years projected life. All the

---

\* Autor de correspondencia: César Alberto Chagoyén Méndez, correo electrónico: cachagoyen@uclv.edu.cu

studies, until now, indicate that these failures arise from the design process. This work demonstrates some of the inadequacies of the current design standards of wind turbines gearboxes, through the realization of a comparison of the results of the calculation of the helical parallel transmission of an 2,5 ME wind turbine, carried out by three ways: ISO 6336:2006 Method B and AGMA 2101-D04 (*Metric Edition*) standards and by using numeric simulation. The results of this analysis are that there are no problems of strength or rigidity in both transmissions, however the differences between these three calculation methods are considerable.

----- *Keywords:* wind turbine, gearbox, helical parallel transmissions

## Introducción

Al analizar la literatura especializada de la industria de generación de energía eólica, se constata que el elemento más crítico de las turbinas eólicas es la caja multiplicadora, ya que éste elemento ha experimentado altas tasas de fallas y es la principal responsable de las horas de parada de las turbinas [1-6].

La norma ISO 81400-4 *Wind turbines - Part 4: Design and specification of gearboxes* [7] ofrece de una manera muy somera, especificaciones sobre el diseño de las cajas multiplicadoras. Los trabajos más completos en esta temática aparecen en las publicaciones [8-11], donde se plantea que: “Aunque la presencia de problemas relacionados con las multiplicadoras es evidente, la caracterización y las razones de estos problemas no están tan claros”.

Se han realizado correcciones a las cajas multiplicadoras, inclusive entre varios fabricantes de común acuerdo, pero los problemas persisten y no logran alcanzar la meta del diseño para una vida de 20 años. Por lo que, los problemas inherentes a la caja multiplicadora parecen ser debido a fallas en el proceso de diseño y no en el proceso de fabricación.

Las turbinas eólicas modernas son enormes, con torres de 100 metros de altura y palas de 60 metros y más. Además operan en condiciones complejas, determinadas por viento turbulento, con posibles perturbaciones en la red eléctrica y si son turbinas colocadas en la costa, en ellas

también influye el comportamiento de las olas del mar. Garantizar la integridad estructural de estas máquinas durante una vida de 20 años es un desafío monumental.

El modelo estructural de una turbina eólica, en las simulaciones realizadas con software que tienen implementadas las normas tradicionales, contiene detalles suficientemente precisos para describir las cargas dinámicas en el rotor y en la torre. Sin embargo, para la representación del tren de transmisión completo, sólo se considera un único grado de libertad. Esto impone una considerable limitación sobre la fiabilidad del diseño del tren de transmisión.

En [12] se plantea que las normas tradicionales de diseño para turbinas eólicas imponen un diseño cuasi-estático de todos los componentes del tren de transmisión y brindan una visión insuficiente de la variación de las cargas y de los niveles de tensiones locales.

En este trabajo se presenta una comparación de los resultados del cálculo de la transmisión paralela helicoidal de una turbina de 2,5 MW realizados por tres vías: mediante los cálculos tradicionales de estos elementos con las normas ISO 6336:2006 Método B y AGMA 2101-D04 (*Metric Edition*) [13, 14] y mediante simulación numérica, realizando el análisis estático y modal de la transmisión. Esta comparación demuestra las insuficiencias de las normas actuales de diseño de las cajas multiplicadoras de las turbinas eólicas que es el principal objetivo de este trabajo.

### Descripción básica de los componentes de la caja multiplicadora de la turbina

La transmisión paralela helicoidal que se calcula en este trabajo pertenece a una caja multiplicadora de una turbina eólica de 2,5 MW [15], la cual tiene una relación de transmisión de 100, un torque de 1.200.000 Nm y 20 rpm de velocidad a la entrada. En la salida se alcanza un torque de 11.135,7 Nm, una velocidad de 2.040,6 rpm y una potencia de 2.379,6 kW. En la figura 1 se puede apreciar el modelo geométrico de la caja multiplicadora.

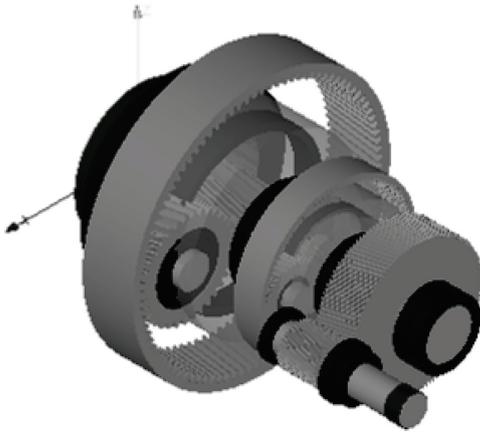


Figura 1 Modelo geométrico de la caja multiplicadora

Un esquema detallado de los componentes de la caja multiplicadora y las interacciones entre los mismos es el que aparece en la figura 2.

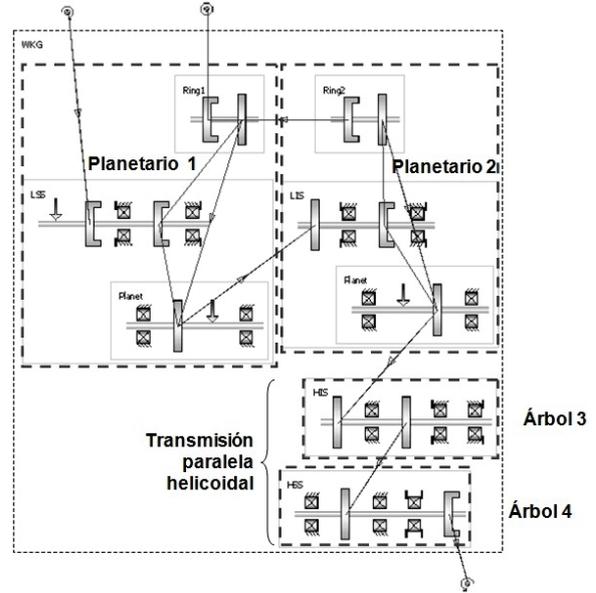


Figura 2 Esquema de los componentes de la caja multiplicadora

En la tabla 1 aparecen los parámetros más importantes de los componentes de la transmisión paralela helicoidal:

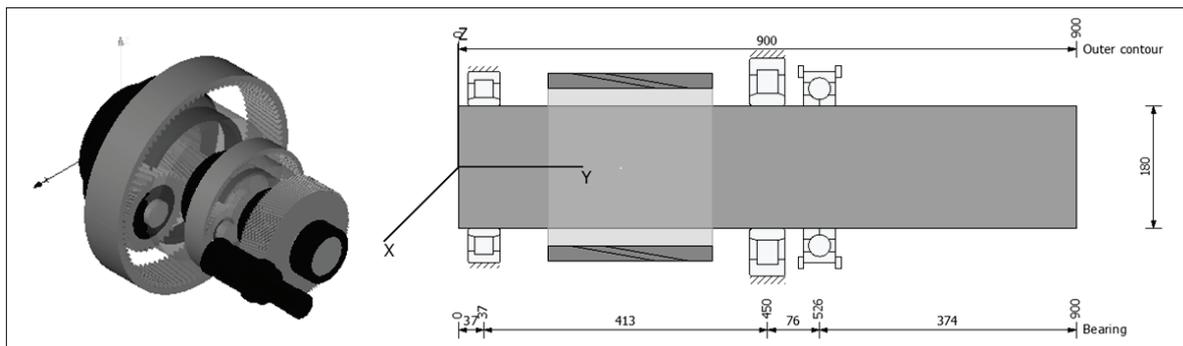
Tabla 1 Parámetros más importantes de la transmisión paralela helicoidal de la caja multiplicadora

Parámetro	Transmisión paralela helicoidal		
	Árbol 3	Árbol 4	
	Piñón	Rueda	Piñón
Número de dientes	23	117	35
Módulo	9	7	7
Ancho (b) (mm)	168,38	245	240
$\alpha$ (°)	20	20	20
$\beta$ (°)	10	10	10
d (mm)	210,19	831,63	248,77
da (mm)	236,87	855,17	271,59
df (mm)	199,32	824,90	241,32
Material	18CrNiMo	18CrNiMo	18CrNiMo
Velocidad del árbol (rpm)	610,43	610,43	2040,59

### Modelo de cálculo del árbol 4 de la transmisión paralela helicoidal mediante normas

A la izquierda de la figura 3 aparece el modelo de la turbina y resaltado el árbol con piñón de la

transmisión helicoidal. A la derecha un esquema del árbol donde se aprecia la disposición de los rodamientos y el piñón.



**Figura 3** Esquema del árbol 4 con piñón de la transmisión paralela helicoidal

Las fuerzas que surgen en el piñón son:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza Circunferencial}_{(\text{Piñón})} &= 90.701,4 \text{ N} \\ \text{Fuerza Axial}_{(\text{Piñón})} &= 15.993,1 \text{ N} \\ \text{Fuerza Radial}_{(\text{Piñón})} &= 33.521,9 \text{ N} \end{aligned}$$

También se puede utilizar la fuerza normal, que en este caso es de 98.011,4 N

### Modelo de elementos finitos del árbol 4 de la transmisión paralela helicoidal

El modelo fue creado con elementos sólidos tetraédricos de 10 nodos. La calidad de la malla fue alta, el tamaño del elemento: 29,377 mm; tolerancia: 1,4689 mm; total de nodos: 23.906; total de elementos: 14.417.

El material empleado fue el acero endurecido C45, templado, no aleado, producido en Alemania, norma DIN. Equivalente al AISI 1045 [16]. La Composición Química del mismo está dada por: C=0,46, Si= Máx.0,40, Mn=0,65, Cr= Máx. 0,4, Mo= Máx. 0,10, Ni= Máx. 0,40 y Otros=(Cr+Mo+Ni)= max. 0,63.

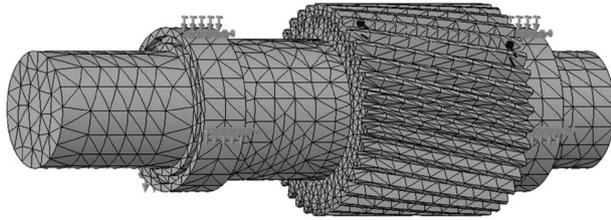
Algunas de sus características mecánicas son: tensión máxima=625 MPa, tensión de fluencia=

530 MPa, módulo de elasticidad= 2,05 e<sup>5</sup> MPa, módulo de cortante= 0,8 e<sup>5</sup> MPa, coeficiente de Poisson= 0,29.

Las fuerzas fueron colocadas en la arista superior de un diente del piñón, es decir, se está considerando que un solo diente transmite toda la carga, lo cual constituiría la condición más crítica al generarse mayores momentos flectores y por consiguiente tensiones en el pie del diente. Se colocaron restricciones fijas a las superficies exteriores de los rodamientos en que se encuentra apoyado el árbol [17].

En la figura 4 aparecen las cargas aplicadas al modelo y las restricciones, las cuales son exactamente las mismas que se emplearon para el cálculo mediante las normas. Observe el refinamiento que se le ha hecho a la malla en la zona del piñón para lograr una mejor precisión

de los resultados en esa zona, específicamente en el diente donde está aplicada la fuerza, que es la zona de mayor interés en este análisis.



**Figura 4** Cargas externas y restricciones aplicadas al modelo de elementos finitos del árbol 4

Las fuerzas que aparecen en el piñón que serán consideradas aparecen a continuación. Las fuerzas que surgen en la rueda son las mismas que se describieron anteriormente para el piñón del árbol 4. Los valores de estas fuerzas son los siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza Circunferencial}_{(\text{Piñón})} &= 114.973,3 \text{ N} \\ \text{Fuerza Axial}_{(\text{Piñón})} &= 21.092,2 \text{ N} \\ \text{Fuerza Radial}_{(\text{Piñón})} &= 55.177,9 \text{ N} \end{aligned}$$

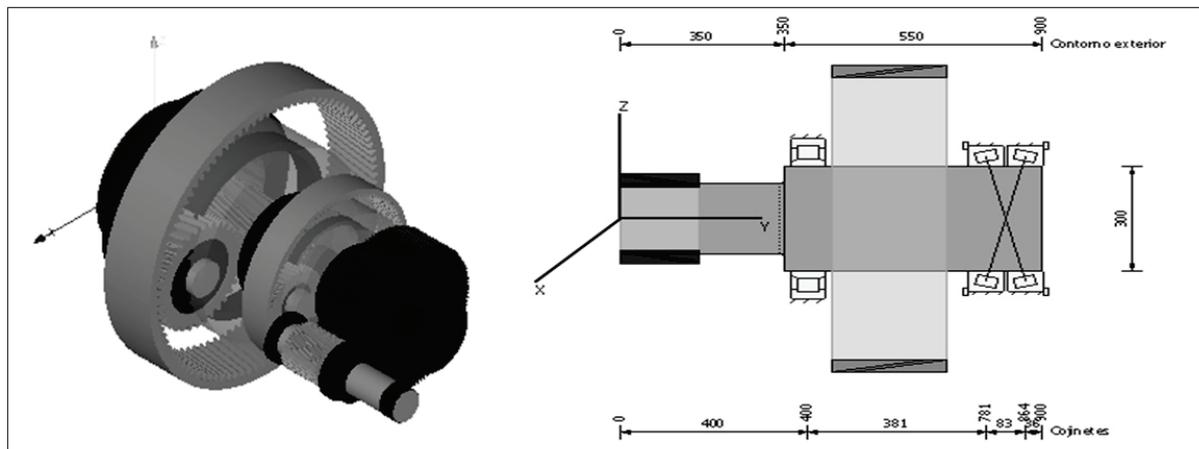
$$\begin{aligned} \text{Fuerza Circunferencial}_{(\text{Rueda})} &= 90.701,4 \text{ N} \\ \text{Fuerza Axial}_{(\text{Rueda})} &= 15.993,1 \text{ N} \\ \text{Fuerza Radial}_{(\text{Rueda})} &= 37.604,2 \text{ N} \end{aligned}$$

### Modelo de cálculo del árbol 3 de la transmisión paralela helicoidal mediante normas

A la izquierda de la figura 5 aparece el modelo de la turbina y resaltado el árbol 3 con la rueda y el piñón de la transmisión helicoidal. A la derecha un esquema del árbol donde se aprecia la disposición de los rodamientos, de la rueda y del piñón.

### Modelo de elementos finitos del árbol 3 de la transmisión paralela helicoidal

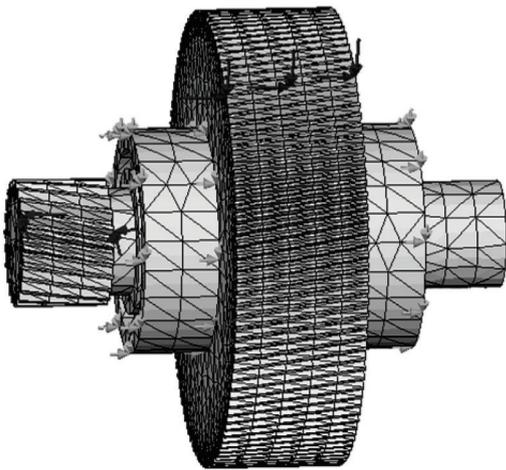
El modelo también fue creado con elementos sólidos tetraédricos de 10 nodos. La calidad de la malla fue Alta, el Tamaño del elemento: 56,842 mm; Tolerancia: 2,8421 mm; Total de Nodos: 42.844; Total de Elementos: 25.419. El material empleado fue el mismo acero C45, que se empleó en la simulación de la transmisión helicoidal 4, por



**Figura 5** Esquema del árbol 3 (con rueda y piñón) de la transmisión paralela helicoidal

ello no se repetirán nuevamente sus características. Las fuerzas fueron colocadas en la arista superior de un diente del piñón y de un diente de la rueda ya que sería la condición más crítica como se explicó en el árbol que fue analizado anteriormente. Se colocaron restricciones fijas a las superficies exteriores de los rodamientos en que se encuentra apoyado el árbol.

En la figura 6 aparecen las cargas aplicadas al modelo y las restricciones, las cuales son exactamente las mismas que se emplearon para el cálculo mediante la normas.



**Figura 6** Modelo de elementos finitos del árbol 3 (con rueda y piñón) de la transmisión paralela helicoidal

### Análisis modal de ambos árboles bajo diferentes condiciones

Para conocer el comportamiento modal de cada uno de estos árboles de la transmisión helicoidal de la turbina, utilizando los mismos modelos de elementos finitos anteriores, se realizó el análisis modal bajo dos condiciones: *free-free* y con las mismas cargas y restricciones que se realizó el análisis estático. Este análisis permitirá conocer los modos y las frecuencias naturales de oscilación (*free-free*) y conocer el comportamiento modal más cerca de la realidad, es decir, bajo cargas y restricciones.

#### Resultados del cálculo de los árboles 3 y 4 de la transmisión paralela helicoidal mediante las normas

Se obtienen diversos resultados gráficos y numéricos a través de curvas de variación de desplazamientos, de fuerzas cortantes, momentos flectores, ángulos de flexión y torsión, tensión de referencia, resistencia, frecuencias propias, entre otros. También realiza el cálculo de la vida de los rodamientos del árbol.

Para efectuar la comparación nos centraremos en la Tensión del pie del diente (Tabla 2), obtenida por dos normas distintas: la ISO 6336:2006 Método B y la AGMA 2101-D04 (*Metric Edition*), sus resultados fueron:

**Tabla 2** Comparación de la tensión en el pie del diente obtenida por normas para el piñón y la rueda

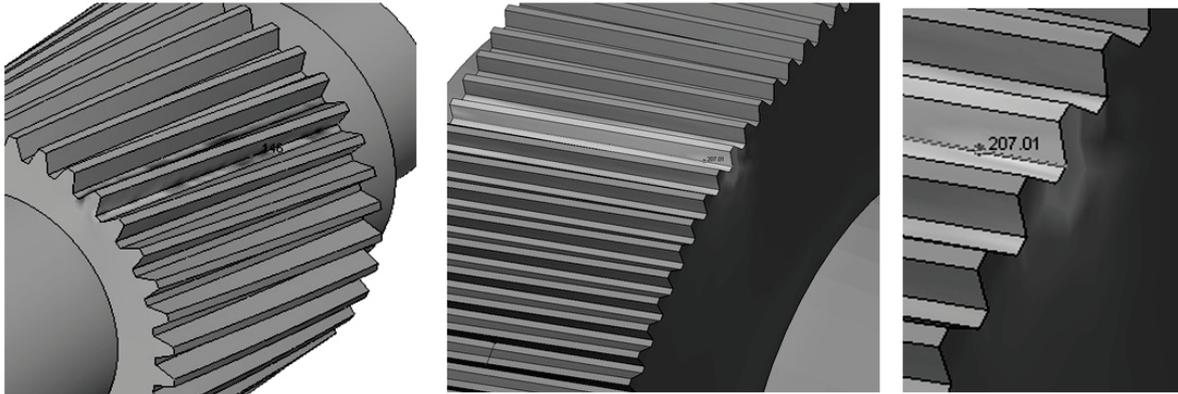
		<b>Norma ISO 6336</b>	<b>Norma AGMA 2101-D04</b>	<b>Diferencia, N/ mm<sup>2</sup></b>
<b>Tensión del pie del diente (N/mm<sup>2</sup>):</b>	Árbol 3 (Rueda)	253,49	199,25	54,24
	Árbol 4 (Piñón)	271,40	186,89	84,51

Al comparar los resultados obtenidos por ambas normas se aprecia que hay una diferencia de más del 20 % en el árbol 3 y más del 40 % en

el árbol 4, evidenciando la diferencia de criterios seguidos por ambas normas.

### Resultados obtenidos de la simulación numérica de los árboles 3 y 4 de la transmisión paralela helicoidal

De todos los resultados obtenidos sólo se muestra el más importante para hacer la comparación, entiéndase por ello la tensión normal en la dirección del eje X ( $\sigma_x$ ). En la figura 7 aparece su distribución tanto para el árbol 4 (con piñón) como para el árbol 3 (con rueda) y un detalle ampliado de esta última.



**Figura 7** Tensión normal en la dirección del eje X ( $\sigma_x$ )

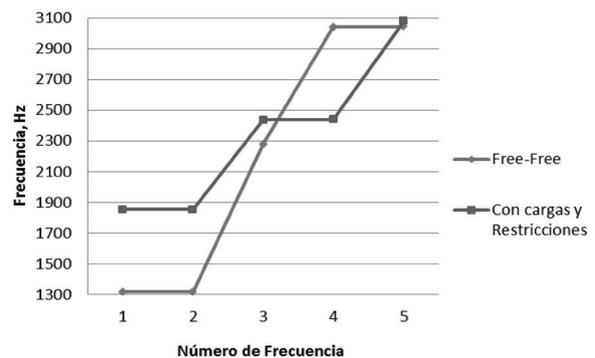
Se puede apreciar claramente en la raíz del diente una zona traccionada y una comprimida. La tensión normal en el pie del diente en la dirección del eje X en ambos engranajes no sobrepasa el límite de fluencia del material, para el piñón fue de 146 y para la rueda 207 MPa, pero son diferentes a las que ofrecen las normas si se observa la Tabla 2, aunque la diferencia es menor que la diferencia que hay entre los resultados de ambas normas. Estos resultados están más cercanos a los de la norma AGMA 2101-D04 que a los de la ISO 6336.

Las normas emplean un conjunto de factores tales como el factor de sobrecarga, el factor dinámico, el factor de distribución de la carga y el factor de concentración en la raíz del diente, entre otros, que indudablemente influyen y determinan los valores de las tensiones en el pie del diente.

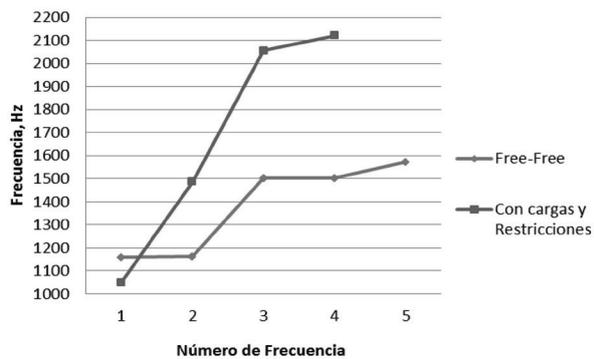
A pesar del aumento de las tensiones que se logra con dichos factores, las cajas multiplicadoras continúan fallando, cuestión que no es advertida con el diseño mediante normas ni mediante estos modelos de elementos finitos. Todo estos resultados confirman la necesidad de buscar otros modelos y del perfeccionamiento de las normas.

### Resultados del análisis modal de los árboles 3 y 4 de la transmisión paralela helicoidal

Los resultados del análisis modal han sido graficados, en la figura 8 se puede apreciar el comportamiento de las frecuencias naturales (*free-free*) y con cargas y restricciones para el árbol 3 (con piñón). Mientras que en la figura 9 aparecen esos mismos resultados pero para el árbol 4 (con rueda).

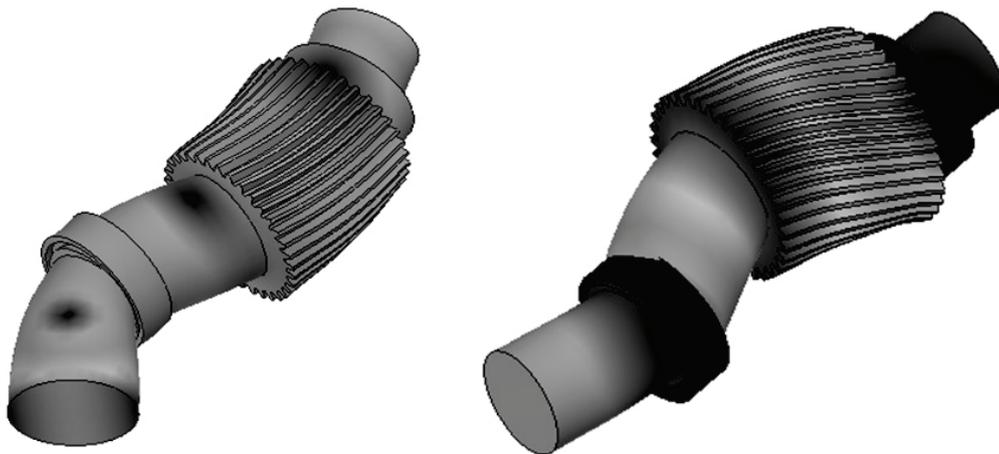


**Figura 8** Comportamiento de las primeras cinco frecuencias del árbol 3 (con piñón)



**Figura 9** Comportamiento de las primeras cinco frecuencias del árbol 4 (con rueda)

Aunque distantes 38 Hz, los valores de frecuencias más cercanas son las número 5 en el árbol 3 (con piñón). En la figura 10 aparecen los modos para la frecuencia número 5, considerando los análisis free-free (3043,3 Hz) (a la izquierda) y con cargas y restricciones (3081 Hz) (a la derecha). En estas imágenes se aprecia que en ambos casos aparece flexión en el plano XZ.



**Figura 10** Modos de oscilación para la frecuencia número 5

### Conclusiones

Las diferencias entre los resultados que ofrecen las normas para el cálculo de engranajes (ISO 6336:2006 Método B y AGMA 2101-D04 (Metric Edition)) superan el 40 %.

Los cálculos realizados a la transmisión paralelas helicoidal mediante simulación numérica dieron como resultados que no existen problemas de resistencia ni de rigidez. La resistencia (analizada con  $\sigma_x$  en la raíz del diente) en ambos casos (146 y 207 MPa) es muy inferior a la tensión de fluencia del material (530 MPa). Los desplazamientos son pequeños (0,057 mm y 0,154 mm). Ambos resultados se corresponden con las cargas aplicadas.

Los resultados obtenidos con el empleo de las normas tradicionales para el cálculo de engranajes difieren grandemente entre ellos y en menor medida de los obtenidos mediante simulación numérica que realiza los cálculos por el método de los elementos finitos, lo que demuestra las insuficiencias de las normas actuales.

Del análisis modal se obtuvieron los valores de las frecuencias y los modos de cada una de ellas para las condiciones free-free y con cargas y restricciones, concluyéndose que no habrá problemas de resonancia. Sin embargo, en la realidad ocurren fallas que nos llevan a pensar que las normas y modelos actuales brindan una visión insuficiente de la variación de las cargas.

Se requiere entonces dar un enfoque de modelado dinámico para predecir las cargas dinámicas en cada componente y evaluar la suficiencia o sobrestimación de los factores de carga.

## Referencias

1. H. Link, W. LaCava, J. van Dam, B. McNiff, S. Sheng, R. Wallen, et al. *Gearbox Reliability Collaborative Project Report Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing*. Technical Report NREL/TP-5000-51885. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2011. pp. 1-88. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/51885.pdf> Accessed: February 24, 2013.
2. J. Helsen, F. Vanhollebeke, B. Marrant, D. Vandepitte, W. Desmet. "Multibody modelling of varying complexity for modal behaviour analysis of wind turbine gearboxes". *Renewable Energy*. Vol. 36. 2011. pp. 3098-3113.
3. W. Dong, Y. Xing, T Moan. "Time Domain Modeling and Analysis of Dynamic Gear Contact Force in a Wind Turbine Gearbox with Respect to Fatigue Assessment". *Energies*. Vol. 5. 2012. pp. 4350-4371.
4. W. LaCava, J. Keller, B. McNiff. *Gearbox Reliability Collaborative: Test and Model Investigation of Sun Orbit and Planet Load Share in a Wind Turbine Gearbox*. Conference paper NREL/CP-5000-54618. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2012. pp. 1-13. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/54618.pdf> Accessed: February 24, 2013.
5. J. Keller, Y. Guo, W. LaCava, H. Link, B. McNiff. *Gearbox Reliability Collaborative Phase 1 and 2: Testing and Modeling Results*. Conference paper NREL/CP-5000-55207. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2012. pp. 1-11. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/55207.pdf> Accessed: February 24, 2013.
6. Y. Guo, J. Keller, R. Parker. *Dynamic Analysis of Wind Turbine Planetary Gears Using an Extended Harmonic Balance Approach*. Conference paper NREL/CP-5000-55355. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2012. pp. 1-18. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/55355.pdf> Accessed: February 24, 2013.
7. International Organization for Standardization. *Wind Turbines - Part 4: Standard for Design and Specification of Gearboxes*. ISO/IEC 81400-4:2005. Geneva, Switzerland. 2005. pp. 7-27.
8. F. Oyague. *Gearbox Modeling and Load Simulation of a Baseline 750-kW Wind Turbine Using State-of-the-Art Simulation Codes*. Technical Report NREL/TP-500-41160. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2009. pp. 1-94. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy09osti/41160.pdf> Accessed: April 14, 2013.
9. Oyague F. *Gearbox Reliability Collaborative (GRC) Description and Loading*. Technical Report NREL/TP-5000-47773. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2011. pp. 1-28. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/47773.pdf> Accessed: April 14, 2013.
10. F. Oyague. *Progressive Dynamical Drive Train Modeling as Part of NREL Gearbox Reliability Collaborative*. Conference paper NREL/CP-500-43473. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2008. pp. 1-16. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy08osti/43473.pdf> Accessed: April 14, 2013.
11. F. Oyague, D. Gorman, S. Sheng. *NREL Gearbox Reliability Collaborative Experimental Data Overview and Analysis*. Conference paper NREL/CP-500-48232. National Renewable Energy Laboratory. Colorado, USA. 2010. pp. 1-14. Available on: <http://www.nrel.gov/docs/fy10osti/48232.pdf> Accessed: May 16, 2013.
12. J. Peeters. *Simulation of dynamic drive train loads in a wind turbine*. PhD Thesis. Department of Mechanical Engineering, Katholieke Universiteit Leuven. Leuven, Belgium. 2006. pp. 1-336. Available on: <http://hdl.handle.net/1979/344> Accessed: May 16, 2013.
13. International Organization for Standardization. *Calculation of load capacity of spur and helical gears*. ISO 6336:2006 Method B. 2nd ed. 2006-09-01. Geneva, Switzerland. 2006. pp. 2-30.
14. AGMA. *Geometry factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth*. AGMA Standard 908-B89. Ed. American Gear Manufacturers Association. Virginia, USA. 1989. pp. 7-17.
15. KISSsoft. *Design software for mechanical engineering applications*. Copyright 1998-2011 by KISSsoft AG, Rosengartenstrasse 4, 8608. Bubikon, Suiza. Available on: <http://www.KISSsoft.AG> Accessed: May 16, 2013.
16. MatWeb. Database of material properties. *AISI 1045 Steel, cold drawn*. Blacksburg, USA. MatWeb, LLC. 2011. Available on: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784&ckck=1> Accessed: February 25, 2013.
17. J. Yang, L. Zhang. "Dynamic Response and Dynamic Load of wind turbine Planetary Gear Transmission System under changing excitation". *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 121-126. 2012. pp. 2671-2675.