

ENERGÍA EÓLICA

Y AEROGENERADORES: ESTUDIO COMPARATIVO DE DIFERENTES VARIANTES PARA EL PERFECCIONAMIENTO DE LAS MULTIPLICADORAS

WIND POWER AND WIND TURBINES: COMPARATIVE STUDY OF DIFFERENT VARIANTS FOR THE IMPROVEMENT OF THE MULTIPLIERSDr. C. Rogelio Chou Rodríguez¹E-mail: rchou@umet.edu.ecIng. Kelvin Ernesto Martínez Santos²E-mail: kmartinez@ucf.edu.cuMSc. Raquel Ramírez Roque³E-mail: raquelita_2006@yahoo.com¹Universidad Metropolitana. República del Ecuador.²Universidad de Cienfuegos. Cuba.³Centro de Normalización. Cienfuegos. Cuba.

Cita sugerida (APA, sexta edición)

Chou Rodríguez, R., Martínez Santos, K. E., & Ramírez Roque, R. (2017). Energía eólica y aerogeneradores: estudio comparativo de diferentes variantes para el perfeccionamiento de las multiplicadoras. *Universidad y Sociedad*, 9(4), 120-127. Recuperado de <http://rus.ucf.edu.cu/index.php/rus>

RESUMEN

En la presente investigación se resalta la importancia de las etapas multiplicadoras sobre todo como el elemento que más roturas puede sufrir durante el funcionamiento de los aerogeneradores. La mayoría de las multiplicadoras tradicionales utilizan engranajes helicoidales y por eso el presente trabajo se basa fundamentalmente en sustituir este tipo de engranajes por engranajes bi-helicoidales, precisamente porque estos últimos garantizan minimizar las grandes cargas axiales que se producen y con esto lograr que las fallas en los cojinetes y los dientes de los engranes sean menores. Con los cálculos realizados en el Programa de Diseño de transmisiones mecánicas KISSsoft-KISSsys se demuestra cómo se puede disminuir el volumen total de las etapas de baja y alta velocidad a más de un 30% en comparación con las multiplicadoras tradicionales.

Palabras clave: Turbinas eólicas, multiplicadoras, volumen.

ABSTRACT

In the present investigation the importance of the multiplier stages is highlighted, especially as the element that more breaks can suffer during the operation of the wind turbines. Most of the traditional multipliers use helical gears and this work was based mainly on replacing this type of gears with bi-helical gears, precisely because the latter guarantee to minimize the large axial loads that occur and with this to achieve that the failures in the bearings and the teeth of the gears are smaller. With the calculations made in the KISSsoft-KISSsys Mechanical Transmission Design Program, it is demonstrated how the total volume of low and high speed stages can be reduced to more than 30% compared to traditional multipliers.

Keywords: Wind Turbines, Gear, Volume.

INTRODUCCIÓN

El sector energético es clave para el desarrollo sostenible, así como en la lucha contra el cambio climático. A la vez que la energía es un elemento clave en el desarrollo económico y social, su transformación y consumo dan lugar a una importante afectación al Medio Ambiente y constituyen la principal injerencia humana en el sistema climático, además de un insostenible consumo de recursos limitados. Los graves problemas ambientales que se ven reforzados por efecto del Cambio Climático son: la disminución de los recursos hídricos y la regresión de la costa, las pérdidas de la biodiversidad biológica y ecosistemas naturales y los aumentos en los procesos de erosión del suelo (Estrategia Española de Cambio Climático y Energía Limpia, 2007).

La energía eólica es la fuente de energía renovable que mayor crecimiento tecnológico ha experimentado en los últimos años. Un aerogenerador moderno de 1 MW en un emplazamiento promedio puede desplazar 2000 toneladas de CO₂ anuales de otras fuentes de generación de electricidad, por ejemplo, las centrales térmicas de carbón (Trifunović, 2007).

Las prioridades de investigación deben contribuir a reducir el coste de la energía y sus incertidumbres a través de aerogeneradores más eficientes, fiables, accesibles y económicos.

Los componentes y sistemas de un aerogenerador se diseñan para un tiempo mínimo de servicio que varía entre veinte y treinta años. Investigaciones realizadas acerca de las estadísticas de fallos y daños en aerogeneradores ha demostrado que las principales áreas y causas de fallos son: los cojinetes del rotor, los cojinetes y engranajes de la transmisión multiplicadora y el aceite lubricante (Hau, 2006). El desgaste en los engranajes puede causar serios daños colaterales afectando otras partes de la transmisión y del generador (Trifunović, 2007).

Un estudio de tres regiones por Tavner, et al. (2007), muestra una tasa de falla del reductor de alrededor de 0,1 fallas por aerogenerador por año, sobre la base de los registros manuales de los operadores.

Por lo tanto, los problemas inherentes a la transmisión multiplicadora parecen ser un producto de imperfecciones en el proceso de diseño. En este trabajo se estudia la utilización de dos etapas de engranajes de dientes bi-helicoidales en la construcción de las multiplicadoras, lo cual la hace más compacta, y disminuye su volumen con el consiguiente peso, y siempre garantiza la resistencia mecánica, manteniendo los coeficientes de seguridad en un límite permisible.

DESARROLLO

Los métodos para el análisis de la capacidad de carga de los engranajes utilizados por la industria se basa principalmente en la American Gear Manufacturers Association Standard ANSI / AGMA 2001 (American Gear Manufacturers Association, 2001), su homólogo ISO, BS ISO 6336 (BSI, 2006) y otras normas internacionalmente conocidas (IEC, 2005; American Gear Manufacturers Association, 2003).

Para la realización de todos los cálculos se ha tomado como base un tipo de multiplicadora tradicional referenciada en la literatura (Firth & Long, 2010) de 2 MW de potencia, los datos de la multiplicadora se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros de diseño de cada una de las etapas.

Etapas		Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ancho del diente (mm)	Número de dientes Entrada	Velocidad (rpm)		Potencia (kW)
						Salida		
Etapas								
Etapas 1: Epi-cicloidal	Sol Planeta Engranaje	25	20	750	29 58	16	96	2000
Etapas 2: Paralelo	Piñón Engranaje	16	10	500	27 108	96	384	2000
Etapas 3: Paralelo	Piñón Engranaje	12	20	220	25 105	384	1612	2000

En la Figura 1 se muestra un esquema de las etapas características de las multiplicadoras tradicionales.

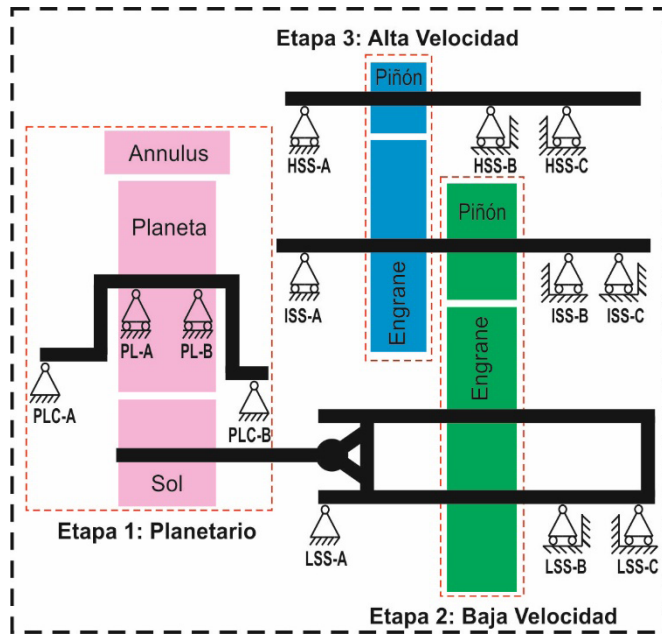


Figura 1. Esquema de la Multiplicadora.

Tabla 2. Datos iniciales para la etapa de baja velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	16	10	20	500	2000	96	108	384	27
Variante 1	16	25	20	500	2000	96	96	384	24
Variante 2	16	25	20	500	2000	96	92	384	23
Variante 3	16	25	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 4	16	25	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 5	16	25	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 6	16	30	20	500	2000	96	92	384	23
Variante 7	16	30	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 8	16	30	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 9	16	30	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 10	16	30	20	500	2000	96	76	384	19
Variante 11	16	35	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 12	16	35	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 13	16	35	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 14	16	35	20	500	2000	96	76	384	19

En la Tabla 3 se muestran los resultados de la etapa de baja velocidad, calculados con el Programa KISSsoft. La distancia entre centros en todas las variantes en estudio es menor que la distancia entre centros de la variante 0, así como los diámetros de las ruedas 1 y 2. Se debe destacar que los factores de seguridad en todos los casos no excedieron en un 20% de la variante 0, requisito indispensable para garantizar la resistencia mecánica del par de engranes.

En nuestro caso de estudio solamente se variará los siguientes parámetros, los demás se mantendrán como la variante inicial, la cual llamaremos a partir de ahora variante 0:

- En la etapa de baja velocidad se variará el ángulo de hélice en 25, 30 y 35°, además se variará el número de dientes manteniendo la relación de transmisión de 4.
- En la etapa de alta velocidad se varía el módulo en 14 y 16, el ángulo de hélice en 25, 30 y 35°, y el número de dientes y mantiene la relación de transmisión en 4,2.

Etapa de baja velocidad.

Inicialmente se realiza el cálculo de la variante 0, por el Programa KISSsoft y se compara con los resultados reportados en la literatura (Firth & Long, 2010) que utilizan otros programas. Se pudo comprobar que los resultados no difieren de los reportados.

En la Tabla 2 se muestran los datos iniciales para el cálculo de las diferentes variantes objeto de estudio.

Tabla 3. Resultados de los cálculos para la etapa de baja velocidad.

Variante	Distancia entre centros (mm)	Rueda 1			Rueda 2		
		Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco
Variante 0	1096,66	1786,65	3,2942	1,7995	470,66	2,9449	1,7431
Variante 1	1059,24	1726,79	3,4729	1,8046	455,70	3,1523	1,7480
Variante 2	1015,11	1656,17	3,3104	1,7259	438,04	2,9935	1,6717
Variante 3	970,97	1585,56	3,1619	1,6471	420,39	2,8345	1,5954
Variante 4	926,84	1514,94	2,9984	1,5682	402,74	2,6756	1,5190
Variante 5	882,70	1444,32	2,8348	1,4893	385,08	2,5166	1,4425
Variante 6	1062,32	1731,72	3,2501	1,7748	456,93	2,9752	1,7191
Variante 7	1016,14	1657,82	3,0937	1,6945	438,46	2,8222	1,6413
Variante 8	969,95	1583,92	2,9503	1,6142	419,98	2,6691	1,5635
Variante 9	923,76	1510,02	2,7930	1,5338	401,50	2,5158	1,4856
Variante 10	877,57	1436,12	2,6355	1,4533	383,03	2,3624	1,4077
Variante 11	1074,28	1750,85	3,2306	1,8208	461,71	2,9853	1,7637
Variante 12	1025,45	1672,72	3,0669	1,7343	442,18	2,8253	1,6799
Variante 13	976,62	1594,59	2,9158	1,6477	422,65	2,6652	1,5960
Variante 14	927,79	1516,46	2,7512	1,5611	403,12	2,5050	1,5121

Etapas de alta velocidad

En la Tabla 4 se muestran los datos iniciales para el cálculo de las diferentes variantes objeto de estudio.

Tabla 4. Datos iniciales para la etapa de alta velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	12	20	20	220	2000	384	105	1612	25
Variante 1	14	25	20	220	2000	384	84	1612	20
Variante 2	16	30	20	220	2000	384	63	1612	15
Variante 3	16	35	20	220	2000	384	63	1612	15

En la Tabla 5 se muestran los resultados de la etapa de alta velocidad, calculados con el Programa KISSsoft. La distancia entre centros en todas las variantes en estudio es menor que la distancia entre centros de la variante 0, esta disminuye cuando el ángulo de hélice aumenta de 25 a 30° y aumenta ligeramente cuando utilizamos 35°. Esa misma tendencia se observa para el caso de los diámetros de las ruedas 1 y 2. Se debe destacar que los factores de seguridad en todos los casos no excedieron en un 20% de la variante 0, requisito indispensable para garantizar la resistencia mecánica del par de engrane.

Tabla 5. Resultados de los cálculos realizados para la etapa de alta velocidad.

Variante	Distancia entre centros (mm)	Rueda 1			Rueda 2		
		Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco
Variante 0	830,06	1364,86	3,9781	1,8922	343,25	3,5643	1,8308
Variante 1	803,26	1325,57	4,2814	1,8037	336,95	3,7926	1,7452
Variante 2	720,53	1195,94	4,1432	1,6003	309,13	3,6170	1,5484
Variante 3	761,76	1262,54	4,1437	1,6817	324,99	3,6829	1,6271

Discusión de todas las variantes resultantes de la combinación de todos los resultados de la etapa de baja y alta velocidad.

Se analizaron las diferentes combinaciones de etapas de baja y de alta velocidad que conforman cada una de las variantes en estudio. En total fueron 42 variantes conformadas con los resultados de cada una expuestos anteriormente. Se seleccionaron la 14 mejor variante para su comparación. Además, se calculó el volumen total a partir de los volúmenes de cada uno de los pares de engranes que constituyen la variante conformada. Este dato es de suma importancia ya que nos dice qué variante tiene menor volumen con respecto a la variante 0, y esto nos da la medida de ahorro de material y su correspondiente ahorro en peso, ganando en economía y facilidad de montaje y transportación.

Como se observa en la Tabla 6, las mejores combinaciones se obtienen para ángulos de hélice entre 25 y 30°, garantiza con esto una mayor línea de contacto y por lo tanto mayor capacidad de transmitir cargas más elevadas, por otro lado se observa, además, que estos resultados se obtienen para módulos más grandes, y garantizan así una mayor resistencia del diente con los consiguientes factores de seguridad dentro del rango permitido.

Tabla 6. Resultados de la combinación de las mejores variantes.

Variante	Etapa de baja velocidad		Etapa de alta velocidad		Volumen Total (m3)	Peso (t)
	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)		
Variante 10-2	16	30	16	30	1,13	8,4
Variante 5-2	16	25	16	30	1,14	8,4
Variante 10-3	16	30	16	35	1,16	8,6
Variante 5-3	16	25	16	35	1,17	8,7
Variante 10-1	16	30	14	25	1,19	8,8
Variante 5-1	16	25	14	25	1,20	8,9
Variante 9-2	16	30	16	30	1,22	9,0
Variante 4-2	16	25	16	30	1,23	9,1
Variante 14-2	16	35	16	30	1,23	9,1
Variante 9-3	16	30	16	35	1,25	9,3
Variante 4-3	16	25	16	35	1,26	9,3
Variante 14-3	16	35	16	35	1,26	9,3
Variante 9-1	16	30	14	25	1,28	9,5
Variante 4-1	16	25	14	25	1,29	9,5
Variante 14-1	16	35	14	25	1,29	9,5
Variante 8-2	16	30	16	30	1,32	9,8
Variante 3-2	16	25	16	30	1,32	9,8
Variante 13-2	16	35	16	30	1,33	9,9

En la Figura 2 se muestra el porcentaje de reducción del volumen con respecto a la variante 0, objeto de comparación, la mejor combinación es la variante 10-2 con un 32.7% de reducción, este dato es de gran importancia ya que nos dice que podríamos reducir casi la tercera parte del volumen de una multiplicadora tradicional, y puede trabajar con los factores de seguridad dentro de un rango y garantizar la resistencia mecánica.

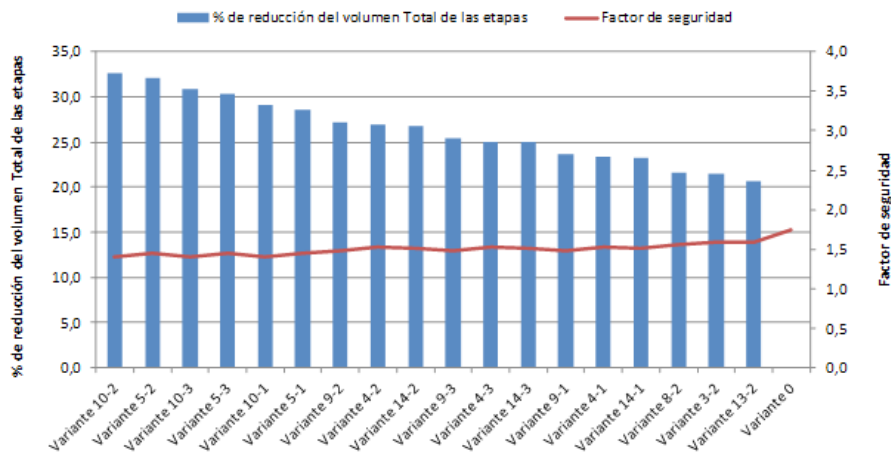


Figura 2. Porcentaje de reducción del volumen total.

Cálculo del volumen del espacio que ocupan las etapas 2 y 3.

Se procede a calcular el volumen aproximado que podrían ocupar las etapas de baja y alta velocidad y de esta forma hacer una comparación con el volumen ocupado por la misma en una multiplicadora tradicional.

Para la misma utilizaremos la siguiente metodología teniendo como datos la geometría calculada de los engranes y los parámetros los cuales se muestran en la Figura 3.

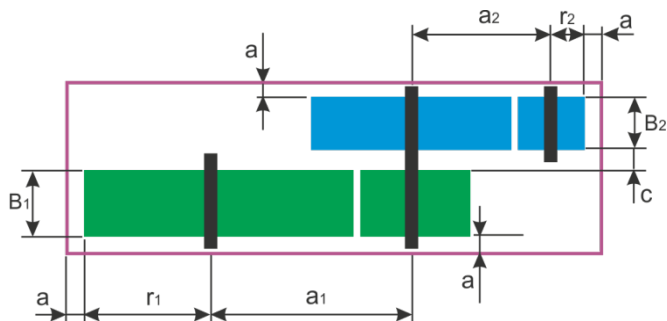


Figura 3. Esquema de la caja de engranes.

Para ello utilizamos las siguientes expresiones para el cálculo de a y c .

$$a = \sqrt[3]{L}$$

donde:

$$L = r_1 + a_1 + a_2 + r_2 (\text{mm})$$

$$C = (1 - 2)m$$

donde:

$$m - \text{módulo (mm)}$$

La Tabla 7 muestra el volumen aproximado del espacio que deben ocupar las etapas de baja y alta velocidad en la transmisión multiplicadora y el % de reducción del volumen. En la misma observamos cómo sigue siendo la variante 10-2 la que menor volumen ocupa, por lo tanto, es la que mayor cantidad de material puede ahorrar en comparación con la variante 0.

Tabla 7. Resultados del cálculo del volumen aproximado del espacio que ocupan las etapas 1 y 2.

Variante	Diámetro rueda1 (mm)	a	c	Largo (m)	Ancho (m)	Volumen (m3)	% Reducción del volumen
Variante 10-2	1436,12	16,52	32	2,50	0,79	1,72	33,9
Variante 5-2	1444,32	16,54	32	2,51	0,79	1,74	33,3
Variante 10-3	1436,12	16,61	32	2,55	0,79	1,76	32,6
Variante 5-3	1444,32	16,62	32	2,56	0,79	1,78	32,0
Variante 10-1	1436,12	16,69	32	2,60	0,79	1,79	31,4
Variante 5-1	1444,32	16,71	32	2,61	0,79	1,81	30,7
Variante 9-2	1510,02	16,67	32	2,59	0,79	1,88	28,1
Variante 4-2	1514,94	16,68	32	2,59	0,79	1,89	27,7
Variante 14-2	1516,46	16,68	32	2,59	0,79	1,89	27,6
Variante 9-3	1510,02	16,76	32	2,64	0,79	1,91	26,7
Variante 4-3	1514,94	16,77	32	2,64	0,79	1,92	26,3
Variante 14-3	1516,46	16,77	32	2,64	0,79	1,93	26,2
Variante 9-1	1510,02	16,84	32	2,68	0,79	1,95	25,4
Variante 4-1	1514,94	16,85	32	2,69	0,79	1,96	25,0
Variante 14-1	1516,46	16,85	32	2,69	0,79	1,96	24,9
Variante 8-2	1583,92	16,82	32	2,67	0,79	2,04	22,1
Variante 3-2	1585,56	16,82	32	2,67	0,79	2,04	21,9
Variante 13-2	1594,59	16,84	32	2,68	0,79	2,06	21,2
Variante 0	1786,65	16,52	32	3,03	0,79	2,61	0

En la Figura 4 se muestra el porcentaje de reducción del volumen del espacio que ocupa las etapas de baja y alta velocidad. Se observa como con la variante 10-2 el volumen ocupado es un 33,9% menor que para la variante 0 tomada como referencia.

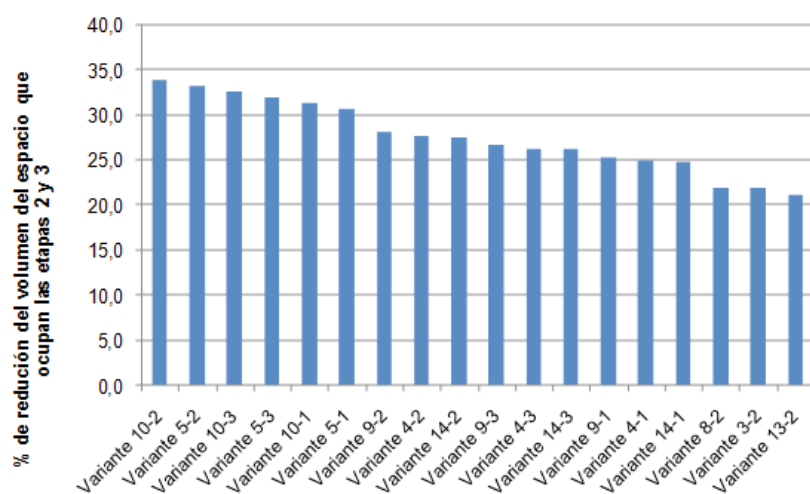


Figura 4. Porcentaje de reducción del volumen del espacio que ocupa las etapas de baja y alta velocidad con respecto a la variante 0.

CONCLUSIONES

A partir del estudio realizado en las etapas de baja y alta velocidad, donde se sustituyeron los engranajes helicoidales por engranajes bi-helicoidales llegamos a las siguientes conclusiones generales:

La sustitución de engranajes helicoidales por engranajes bi-helicoidales se debió fundamentalmente para minimizar las grandes cargas axiales que se generan en multiplicadoras de los aerogeneradores y que son causantes de la mayoría de los fallos en los rodamientos y en los dientes de los engranajes, así con la utilización de este tipo de engranajes aumentamos la línea de contacto de los mismos, aumentando así la capacidad de transmisión de carga.

La combinación de las variantes de cálculo propuestas para la etapa de baja velocidad con las de alta velocidad, dio como resultado 42 variantes conformadas, se demostró que las mejores variantes fueron para ángulos de hélice de 25 a 30° y para módulo 16, además hubo una reducción del volumen total, que incluye las dos etapas estudiadas del 32.7% para la variante 10-2, parámetro este de gran importancia, ya que nos dice que podríamos reducir casi la tercera parte del volumen de una multiplicadora tradicional, y mantener los rangos de seguridad para garantizar la resistencia mecánica.

Se calculó el espacio que ocupan las etapas de baja y alta velocidad en la multiplicadora y se demuestra que con las variantes estudiadas el volumen en las misma se puede reducir en un 33.9% en la mejor variante, con referencia a la variante 0. Este dato tiene suma importancia ya que en la medida que se puede reducir el volumen, el peso también se debe reducir de forma proporcional y eso conllevaría a un ahorro de materiales considerable, así como ayudaría grandemente a la transportación y el montaje de los aerogeneradores.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American Gear Manufacturers Association. (2003). *Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines*. Alexandria: AGMA.
- BRITISH STANDARD.** (2006). *Calculation of load capacity of spur and helical gears. ISO 6336-1:1996*. Deutz: BSI. Recuperado de <http://files.engineering.com/download.aspx?folder=17c5be00-d807-44d5-9825-eece296fc19&file=BS ISO 6336-1-1996 Spur and Helical gear capacity.pdf>
- España. Ministerio de Medio Ambiente. (2007). Estrategia Española de Cambio Climático y Energía Limpia. *Horizonte 2007-2012-2020*. Recuperado de http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/publicaciones/documentacion/est_cc_energ_limp_tcm7-12479.pdf
- Firth, A., & Long, H. (2010). A Design software tool for conceptual design of wind turbine gearboxes. Durham: Durham University. Recuperado de <http://eprints.whiterose.ac.uk/83335/7/2010%20Firth%2C%20Long GearDesign%20%28EWEC2010%29.pdf>
- Hau, E. (2006). *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Applications, Economics*. Second Edition. Berlin: Springer
- International Organization for Standardization. (2005). *Wind Turbines - Part 4: Design and Specification of Gearboxes, first edition*. Recuperado de https://www.saiglobal.com/pdftemp/previews/osh/iso/updates2005/wk39/iso_81400-4-2005.pdf
- Tavner, P. J., & Spinato, F. (2007). *Reliability Analysis for Wind Turbines*. *Wind Energy*, 12(10). Recuperado de <https://www.wind-power-program.com/Library/Reliability%20papers/Offshore%20reliability%20paper%20by%20Tavner%20et%20al.pdf>
- Trifunović, J, et al. (2007). *Surface finishing of wind turbine gears by pulsed plasma processes*. European Wind Energy Conference & Exhibition. Milan.