

VIBRACIONES LIBRES DE PALAS DE TURBINAS EÓLICAS DE MATERIALES COMPUESTOS CONSIDERANDO CINEMÁTICA NO LINEAL MEDIANTE MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS.

Raúl Zaradnik^a, Silvia Raichman^b y Anibal Mirasso^c.

^a Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, rzaradnik@uncu.edu.ar

^b Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, sraichman@uncu.edu.ar

^c Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, aemirasso@uncu.edu.ar

Palabras clave: turbinas eólicas, material compuesto, frecuencias propias, cinemática no lineal.

Resumen

La generación de energía eólica está exigiendo un salto tecnológico tal que en las palas de las turbinas eólicas se deberá ir a rangos de tamaño aún no desarrollados. Surge la necesidad de mayores exigencias de rigidez y resistencia. Los laminados de epoxi y fibras de carbono son materiales compuestos que pueden cubrir estas necesidades. Los cambios de rigidez debidos a las cargas membranales aplicadas, tal como es el caso de los rotores de helicópteros, es un fenómeno estudiado en la literatura por diversos autores; no así para el caso de las palas de turbinas eólicas, especialmente en los nuevos tamaños a desarrollar.

En un trabajo anterior los autores han presentado un código de elementos finitos para analizar la incidencia de esfuerzos membranales en las frecuencias naturales de oscilación libre de elementos estructurales de materiales compuestos ortótropos, y lo han aplicado en ejemplos de elementos estructurales con trayectorias de equilibrio lineales.

En este trabajo se presentan modelos de elementos finitos con los que se obtienen curvas de incidencia de los esfuerzos membranales en las frecuencias naturales de vibración de palas de turbinas eólicas. Se consideran los efectos membranales originados por las fuerzas centrífugas y por las fuerzas originadas por el viento. Se realiza un análisis para un amplio rango de variación de la longitud de la pala, así como también de la velocidad de rotación.

1 INTRODUCCIÓN

Los componentes estructurales construidos con materiales laminados, especialmente los materiales compuestos en base a resinas con fibras, son en general más flexibles que sus alternativos realizados en materiales tradicionales como los metálicos. Las palas de rotores, de ventiladores y aspas de generadores eólicos, son componentes estructurales que están sometidos a la acción de cargas dinámicas y es importante conocer las características naturales de vibración de los mismos. Debido a la flexibilidad de este tipo de componentes, es importante considerar la incidencia de esfuerzos membranales en la rigidez estructural global, ya que de lo contrario se estaría introduciendo una rigidez ficticia en el modelo.

En un trabajo anterior (Zaradnik et. al, 2006), los autores presentaron la extensión de un código de elementos finitos, desarrollado por Hinton y Owen (1984), basado en las hipótesis de Mindlin y ecuaciones cinemáticas no lineales, para resolver problemas de vibraciones libres con la incidencia de los esfuerzos normales. Así mismo, discutieron la formulación planteada y presentaron algunos resultados obtenidos para problemas de interés, considerando matrices de masas consistentes y concentradas, comparando sus resultados con valores analíticos y experimentales disponibles en la literatura.

En el presente trabajo, se valida el código con resultados experimentales y numéricos de modelos desarrollados en Estados Unidos y Europa y se presenta un análisis de la variación de las frecuencias naturales en función del cambio de las dimensiones de los modelos de aspas para molinos eólicos y del cambio en la velocidad de operación de las mismas. Los modelos desarrollados para este trabajo cumplen las condiciones de escalado¹ impuestas por la técnica constructiva para aspas eólicas comerciales, aspecto que permite realizar una comparación entre los resultados numéricos obtenidos y los experimentales y numéricos desarrollados en laboratorios e instituciones internacionales.

En particular, se ha verificado que las modificaciones y agregados realizados al código original de Hinton y Owen (1984) resultan equivalentes a dos de las etapas de desarrollo del Sandia National Laboratories (Malcolm et al., 2003):

- Creación de modelo de elementos finitos usando ANSYS ® [ANSYS Inc.] con el empleo de la interfase NuMAD,
- Aplicación de cargas típicas para calcular los desplazamientos resultantes que son procesadas con rutinas MATLAB ® gracias a las cuales se determinan las matrices de rigidez de una viga equivalente,

La tercera etapa, que es la generación del modelo aeroelástico completo y para el cual en Sandia (Malcolm et al., 2003) utiliza el código ADAMS® [Mechanical Dynamics, 1994], está fuera del alcance del presente trabajo y sólo se ha incorporado en forma simplificada en la determinación de los estados de carga.

2 ANTECEDENTES

Este trabajo tiene como primer antecedente el programa WindPACT (Malcolm et al., 2006) cuyo propósito fue explorar las más avanzadas tecnologías disponibles para mejorar el diseño de las turbinas eólicas y así disminuir el costo final de la energía.

Uno de los trabajos del programa fue el desarrollado hacia el 2001 (Griffin et al., 2001) y entre sus objetivos se pretendió valorar la posibilidad de escalar tecnologías y materiales para

¹ Se ha mantenido el término escalado siguiendo el concepto de extrapolación presentado en Griffin et al., 2001.

los rotores eólicos desde 80m a 120m (tamaño de aspa desde 40m a 60m), estimando pesos finales y costos de producción de las aspas, bases de diseño para aspas comerciales y, fundamentalmente, el desarrollo y la puesta a punto de herramientas de modelado computacional. Así, el escalado de los modelos podría ser utilizado para determinar propiedades estructurales aplicables a los diseños aerodinámicos. Durante el estudio de diseño de aspas para molinos eólicos realizados en los laboratorios SANDIA (McKittrick et al., 2001) se estudiaron aspectos tales como el funcionamiento, el peso total, los esfuerzos estáticos de flexión, vida útil bajo fatiga y las deformaciones de las puntas de las aspas bajo las cargas de diseño a flexión. Se estableció que en un futuro se podrían estudiar posibles reducciones de peso y hasta modificaciones en los parámetros de diseño comerciales, identificando a bajo costo los límites tecnológicos de tales modificaciones. El mismo reporte SAND2001-1441 (McKittrick et al., 2001), sólo realiza un análisis para la máxima velocidad de operación del aspa. En estos trabajos se determinó la variación de la rigidez seccional bajo estados de carga estática de flexión y de torsión.

Uno de los trabajos más detallados donde se encuentra el estudio de la variación de las frecuencias naturales producidas por el cambio de la velocidad de rotación de aspas es el de Jung et al. (2001), pero se ha restringido a aspas de helicópteros y de turbinas aeronáuticas, modelables como simples placas planas o con muy pocos elementos, como se demostró en Zaradnik et al. (2006).

Sin embargo, para aspas de molinos eólicos, no se han encontrado trabajos de investigación como el presente.

3 VALIDACIÓN DEL CÓDIGO EMPLEADO

El desarrollo del código y sus principales modificaciones fueron presentadas en 2006 (Zaradnik et al. 2006). Se ha considerado necesario desarrollar una aplicación completa que demuestre la validez de los resultados entregados por el mismo, especialmente dentro del ámbito del presente trabajo.

Para ello, se ha utilizado un reporte (McKittrick et al., 2001) que contiene la modelación numérica de un aspa eólica de 7.5m de longitud conformada por material compuesto, desarrollada con la finalidad de reemplazar una pala eólica de madera laminada existente, para la cual se tenían datos experimentales, por otra de material compuesto.

Con el inconveniente de desconocer la forma exacta de las secciones transversales utilizadas en el modelo, debido a la escasez de datos al respecto, se consideró, tras el análisis de los resultados finales, suficientemente aproximado reemplazar las secciones SERI 819 a 821 establecidas como secciones del modelo original (McKittrick et al., 2001), por una única forma seccional: la NREL S809, cuyos datos se obtienen en forma completa en el reporte NREL (NREL Report). En cuanto al detalle del laminado, se ha respetado con sumo cuidado el reporte de SANDIA (McKittrick et al., 2001), utilizando así mismo las propiedades reportadas y que se reproducen parcialmente en la Tabla 1, en la cual E representa el módulo de elasticidad o de Young, ν es el coeficiente de Poisson y G es el módulo transversal o de corte.

En el modelo de referencia (McKittrick et al., 2001) se emplearon 18040 puntos para definir elementos SHELL91 y SHELL94 empleando ANSYS V54®, mientras que en el presente trabajo sólo se han empleado 109 elementos cuadriláteros con ocho (8) nodos y cinco (5) grados de libertad por nodo, lo cual se tradujo en manejar sólo 1560 grados de libertad.

Parámetro	Laminado (Indicando orientación)		
	A130 (0°)	DB120 (±45°)	Madera balsa
$E_L=E_X$ (GPa)	31.7	26.2	0.187
$E_T=E_Y$ (GPa)	7.58	6.55	0.061
$E_Z=E_Z$ (GPa)	7.58	6.55	4.07
$\nu_{LT} = \nu_{XY}$	0.32	0.39	0.67
$\nu_{TZ} = \nu_{YZ}$	0.32	0.35	0.01
$\nu_{LZ} = \nu_{XZ}$	0.32	0.32	0.02
$G_{LT}=G_{XY}$ (GPa)	3.45	4.14	0.0203
$G_{TZ}=G_{YZ}$ (GPa)	3.10	3.72	0.150
$G_{LZ}=G_{XZ}$ (GPa)	3.10	3.72	0.220
Densidad (gr/cm ³)	1.714	1.714	0.153
Espesor unitario (mm)	0.571	0.203	9.53

Tabla 1: Parámetros de los materiales

Con base en la información precedente, y teniendo presente los valores del reporte (Mckittrick et al., 2001), los resultados en términos de frecuencias resultantes se muestran en la Tabla 2.

Modo	Tipo	Frecuencia de referencia (Mckittrick et al., 2001) (Hz)	Frecuencia obtenida según el modelo (Hz)		Observ.
			Elástica	Corregida por esfuerzos membranales	
1	Flexional en Z (Flap-wise)	3.9	1.88	3.24	
2	Flexional en Y (Edge-wise)	7.3	5.46	5.14	
3	Flexional en Z (Flap-wise)	13.9	10.90	12.63	
4	Flexional en Z (Flap-wise)	30.2	28.17	28.80	Sexta del modelo
5	Flexional y torsional (Mixed)	33.4	22.69	23.40	Cuarta del modelo

Tabla 2: Comparación de frecuencias naturales

Gráficamente puede apreciarse la coherencia de los resultados obtenidos en la Figura 1.

Corresponde realizar las siguientes observaciones en esta instancia:

- En primer lugar, en la Tabla 2 se hace evidente el cambio de rigidez del modelo considerando la corrección por efecto de los esfuerzos membranales.
- En segundo lugar, la mayor diferencia se presenta en el segundo modo natural y la evidente flexibilización global del mismo modo que se considera, es una consecuencia directa de la representación simplificada del enlace entre la última sección oval (al 13.5% del largo del aspa) y la primera sección en forma de perfil aerodinámico (al 15% del largo del aspa).
- El modelo es torsionalmente más flexible que su referente numérico.

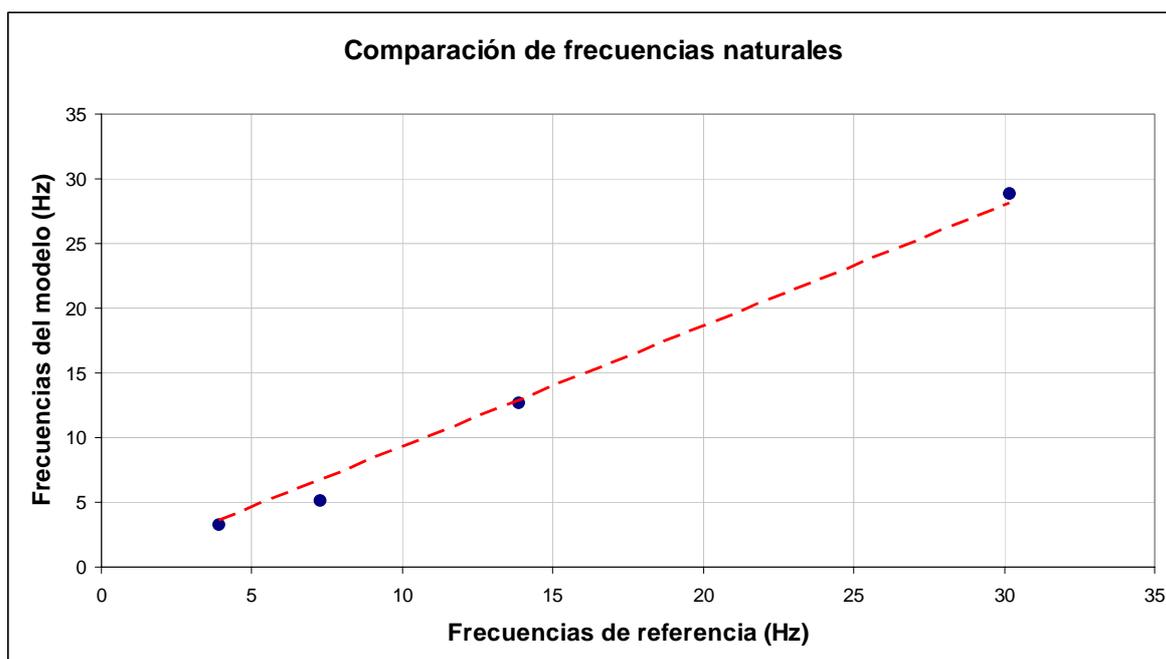


Figura 1 : Gráfica comparativa de las frecuencias naturales entre la referencia (Mckittrick et al., 2001) y el modelo adoptado

4 CARACTERÍSTICAS DE LA MODELACIÓN.

4.1 Condiciones del escalado

Debe prestarse especial atención a que el proceso de escalado para conseguir los modelos analizados cumple con las siguientes consignas:

- El escalado mantiene la geometría general del aspa pero todas las aspas se han modelado sólo con dos (2) rigidizadores verticales (Spar shear web), lo que repercute en que la rigidez de los modelos presenta diferencias respecto de las mismas comerciales, debido a dos alteraciones:
 - Con respecto a las aspas de grandes longitudes, las que se construyen con varios rigidizadores verticales (Spar shear web) de longitudes variables, lo cual conduce a que los modelos resulten algo más flexibles, y
 - Con respecto a las aspas de pequeñas luces, las que se construyen con sólo un rigidizador vertical (Spar shear web), lo cual conduce a que los modelos sean algo más rígidos.
- El escalado cumple con las condiciones de cuerdas máximas en relación al tamaño del aspa.
- El escalado cumple con las condiciones de masa total del aspa en relación a su propio tamaño y aproxima la tendencia de distribución de masas, respecto a los datos comerciales disponibles. Esto conlleva implícito el desarrollo de un laminado diferente del empleado en el párrafo 3 del presente trabajo.

4.2 Relaciones entre parámetros en aspas comerciales

Un análisis de los trabajos (Malcolm et al., 2006) y (Dayton et al., 2002) permite estimar los principales parámetros de funcionamiento y dimensiones externas de las aspas para molinos eólicos y relacionarlas todas a la dimensión de referencia de las mismas, que es su

longitud y así, agrupando los datos, es posible confeccionar la tabla 3.

Diámetro del rotor	Longitud del aspa (R) [m]	Potencia [KW]	Máxima cuerda $C_{máx}$ [m]	Máxima velocidad de rotación [rpm]	Peso total del aspa, [kgf]	Observación
15	7.5	---	1.02	65	106	Aproximado a (NREL Report)
49.6	24.8	750	2	28.6	1739	
70	35	1500	2.8	20.5	4722	
81	40.5	2000	3.2	17.7	7211	Interpolado
99.2	49.6	3000	4	14.5	12980	
114.5	57.25	4000	4.6	12.5	19676	Interpolado
128	64	5000	5.1	11.2	27184	

Tabla 3: Parámetros de escalado

Entonces, se han considerado como válidas las siguientes expresiones para el escalado:

- **Máxima cuerda**, en metros, para tamaño del aspa R en metros (Figura 2):

$$C_{máx} = 0.000277 * R^2 + 0.053994 * R + 0.567274 \quad (1)$$

Un aspecto importante en la consideración de los modelos, es la ubicación de la máxima cuerda. En el modelo utilizado para validar el código (Mckittrick et al., 2001), la máxima cuerda se ubicó al cuarenta por ciento de la longitud del aspa.

Sin embargo, si se analizan los modelos de aspas de grandes longitudes desarrollados por empresas internacionales, se puede apreciar que la ubicación de la máxima cuerda se ubica entre el veinte y el veinticinco por ciento del tamaño del aspa, aspecto que justifica la razón de elegir un valor fijo del veintitrés por ciento del largo del aspa (23% R) para ubicar la máxima cuerda.

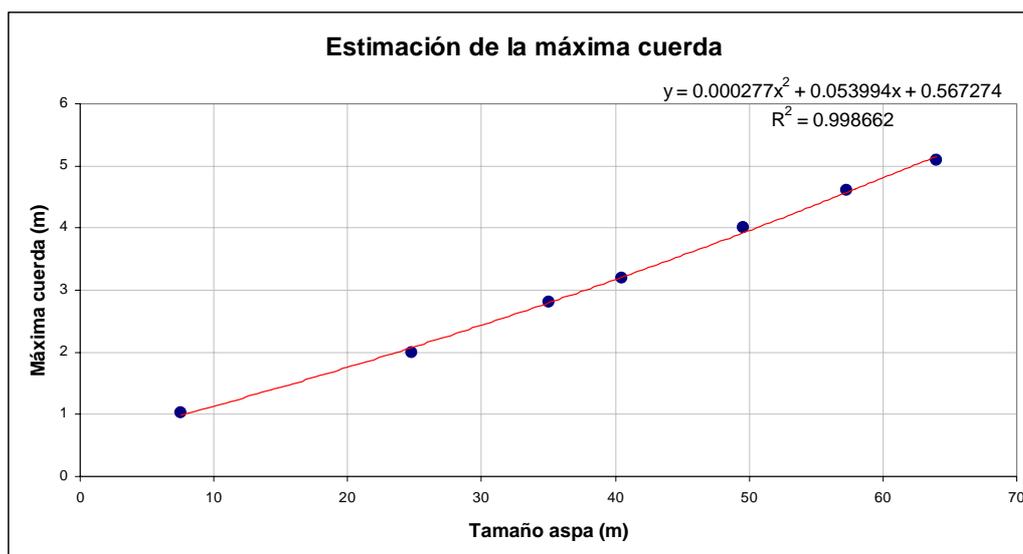


Figura 2 : Estimación de la máxima cuerda del aspa de un molino eólico, en relación a la longitud R del aspa

- **Masa del aspa:** en kilogramos, para tamaño del aspa R en metros (Figura 3):

$$W_{Total} = 0.516 * R^{2.59} \quad (2)$$

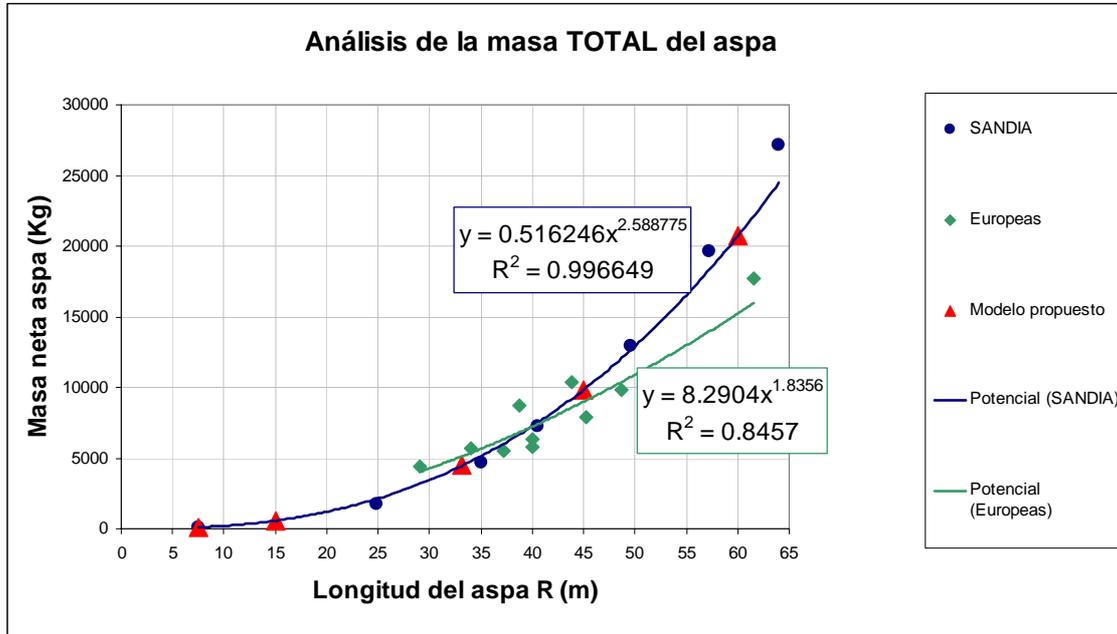


Figura 3 : Masa estimada del aspa en relación a su longitud R, con indicación de las masas de los modelos

Si bien los valores arrojados por la expresión adoptada para el escalado de la masa son menores a los aceptados por los reportes (Malcolm et al., 2006; y Dayton et al., 2002), si además se consideran las masas de las aspas industriales europeas, se ha de observar que es bastante apropiada a los objetivos del presente análisis.

En la Figura 3 se aprecia que las aspas analizadas cumplen con la condición de masa total. Además, es importante declarar que el incremento de masa durante el escalado de las aspas no es proporcional al incremento de las dimensiones externas, pero, debido al procedimiento iterativo para conseguir la masa total del aspa, no resulta de tanta importancia la correlación entre los factores de escala de longitud y de espesor. Cabe observar que la distribución de masa en el modelo se aproxima a la distribución típica de las aspas comerciales, tal como se aprecia en la Figura 4.

- **Velocidad máxima de operación:** en rpm, para tamaño del aspa R en metros:

$$\omega_{m\acute{a}x} = 359.98 * R^{-0.82} \quad (3)$$

El análisis realizado durante el programa WindPACT (Malcolm et al., 2006) se inició considerando que la máxima velocidad de rotación fuera la dada por la Tabla 3, pero los resultados finales concluyeron en velocidades máximas de rotación un 13% superiores. La expresión (3), además de su simplicidad, posee un error medio del 5% hacia el lado de la seguridad.

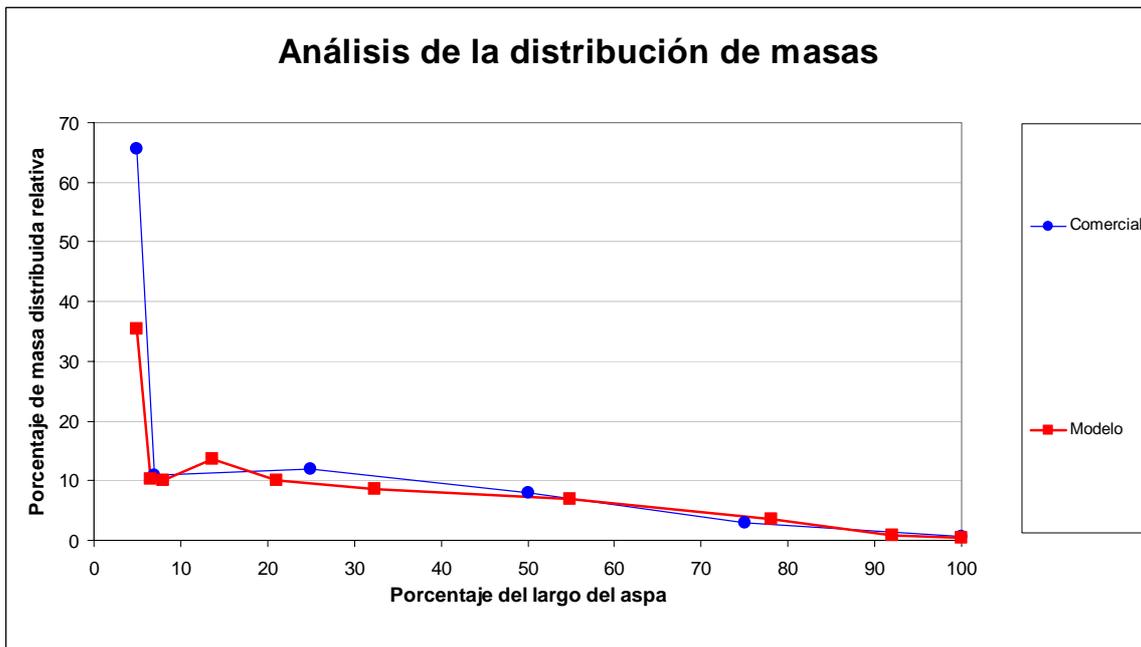


Figura 4 : Distribución de masas en la longitud del asa.

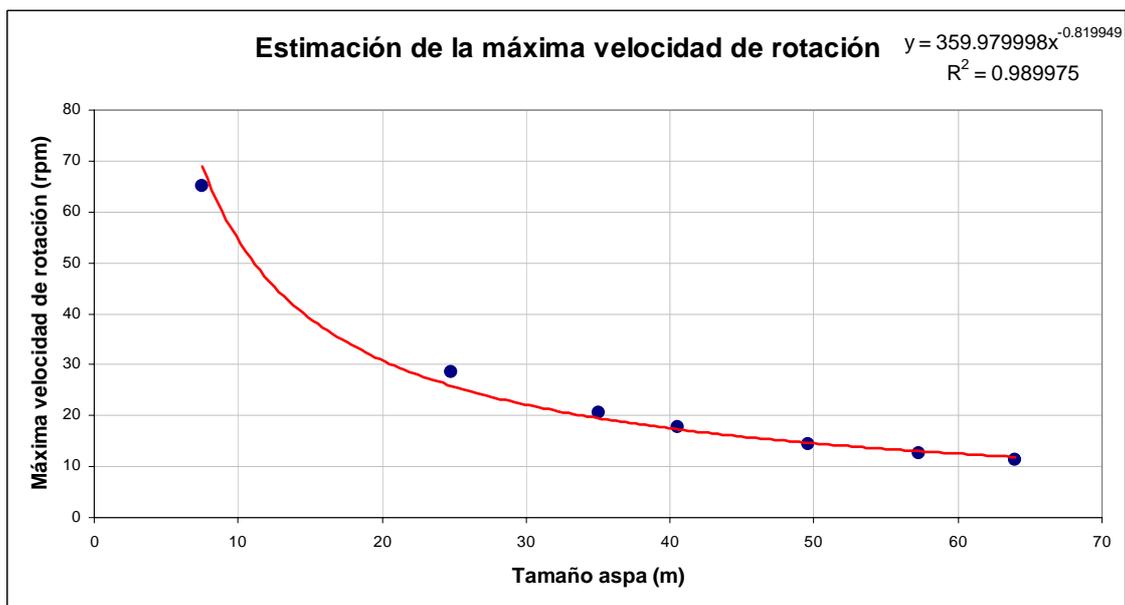


Figura 5 : Velocidad de operación del asa como función de su tamaño R

4.3 Resumen de los modelos

El análisis se ha realizado para verificar el cambio de rigidez global que sufren las aspas de material compuesto para varias velocidades de operación, pensando en sobrepasar la máxima velocidad de operación estimada para cada uno de los modelos. Así, el análisis parte de considerar como velocidad mínima, la misma velocidad de operación normal y verificar los cambios de rigidez global para velocidades hasta 400% superiores.

Los datos y demás condiciones finales de análisis se han resumido en la tabla 4.

Tamaño R del aspa [m]	$\omega_{m\acute{a}x}$ Velocidad límite de operación estimada [rpm]	Peso total estimado del aspa [kgf]	Cuerda en el arranque (root) [m]	Máxima cuerda [m] Definida al 23% del tamaño del aspa $C_{m\acute{a}x}$	Cuerda final [m]	Velocidades de análisis (rpm)			
						138	207	276	345
7.5	69	95	0.28	1.02	0.20	138	207	276	345
15	39	572	0.41	1.48	0.30	78	117	156	195
33.2	20	4483	0.76	2.75	0.55	40	60	80	100
45	16	9832	1.09	3.66	0.73	32	48	64	80
60	13	20706	1.38	4.95	0.99	26	39	52	65

Tabla 4: Detalles de las aspas analizadas

En la Figura 6 se pueden apreciar las diferencias externas resultantes de las aspas modeladas.

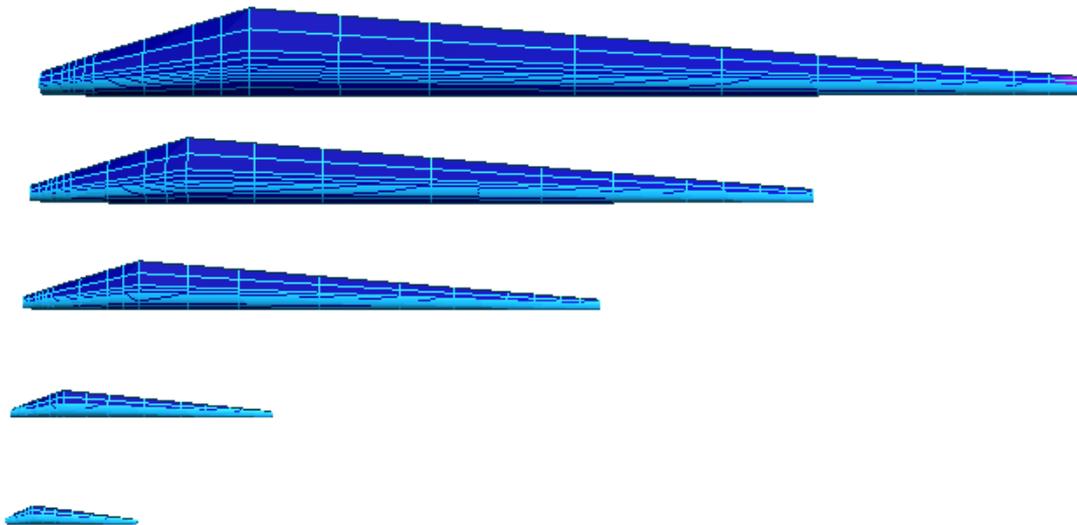


Figura 6 : Imagen de los cinco modelos de aspas analizadas

4.4 Relación entre la velocidad incidente del viento y la velocidad tangencial a rotación constante.

En el reporte NREL/SR-500-28473 (Griffin, 2000) se muestra la variación entre la velocidad de la corriente libre del viento (V_{∞}) incidente en el aspa y la velocidad de rotación del aspa (ω). Las gráficas se trazan para un parámetro TSR (tip-speed ratio), el cual adopta como valor óptimo $TSR=8$, desde el punto de vista de la capacidad de generación.

Para el valor $TSR=8$, una velocidad de viento superior a $12m/s$ produce una velocidad de rotación constante de valor $44rpm$, mientras que para una velocidad de viento igual o inferior

a 12m/s se obtiene una relación con la velocidad de rotación del aspa del tipo lineal:

$$\varpi(\text{rpm}) = 3,6 * V_{\infty} (\text{m/s}) + 0,8 \quad (4)$$

Esto muestra, que para las velocidades de operación normal y hasta para velocidades superiores, la velocidad equivalente de la corriente libre es baja, comparada con la velocidad tangencial de las diferentes secciones del aspa, tal como muestra la Figura 7. La relación de presiones es el cociente entre la presión derivada de la velocidad tangencial por rotación a velocidad angular constante y la presión directa de la corriente libre.

Los puntos críticos corresponden a los modelos de aspas de menor longitud, pero hay que observar que además sólo se produce en las secciones iniciales y mucho antes de la sección de máxima cuerda, es decir, justo en las secciones con perfiles de bajo rendimiento.

Esta observación, permite establecer que, para cumplir con los objetivos del presente trabajo, sólo se considere la presión derivada de la velocidad tangencial y despreciar la presión directa derivada de la corriente libre del aire.

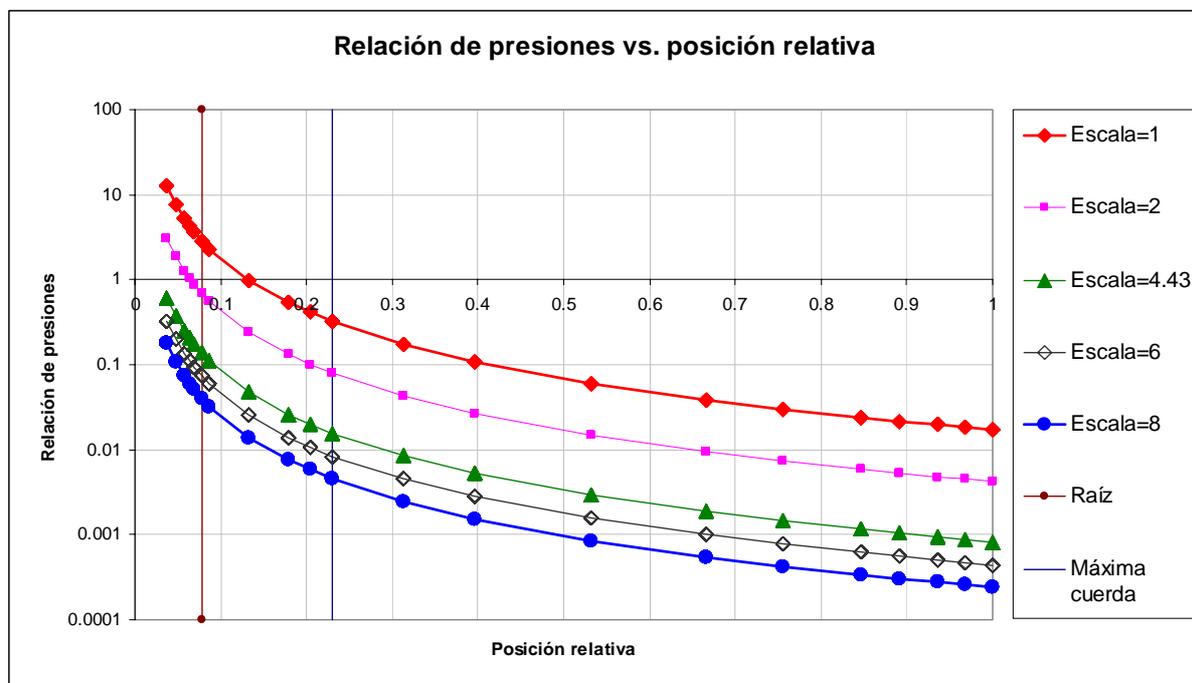


Figura 7 : Gráfico de relación de presiones en relación a la posición relativa de la sección alar, para todos los modelos analizados

Además, esta condición es coherente con los métodos de cálculo propuestos en el reporte SAND2001-1441 (McKittrick et al., 2001), donde calculan las tensiones de diseño para condiciones de viento superiores a 200 km/h, pero con el aspa detenida.

4.5 Condiciones del análisis

Para establecer la condición de análisis de los modelos de aspas escaladas se procede a comparar las primeras diez (10) frecuencias naturales del modelo con longitud de aspa de 60 metros bajo dos condiciones:

- *Rotación en el vacío:* En este caso, la única acción sobre el modelo es la proveniente de las fuerzas inerciales,

- *Rotación en el aire:* Aparte de la acción de las fuerzas inerciales, se considera sobre el aspa la presión dinámica proveniente de la rotación a una velocidad angular constante, según la expresión:

$$P = \frac{1}{2} * C_L * \rho * V^2 \quad (5)$$

Para la cual C_L es el coeficiente de sustentación, ρ la densidad del aire y V la velocidad de circulación del aire (relativa al aspa). Adoptando, por simplicidad la teoría del flujo potencial, por la cual:

$$C_L = 2 * \pi * \theta \quad (6)$$

donde θ es el ángulo de ataque del perfil alar, con la siguiente consideración:

$$\theta = 5^\circ = 0.087 \text{ rad} \quad (7)$$

$$V\left(\frac{m}{s}\right) = \omega\left(\frac{\text{rad}}{s}\right) * R(m) \quad (8)$$

Por lo presentado en el párrafo anterior, en el análisis se ha despreciado la presión derivada de viento libre incidente y directo, ya que para cumplir el objetivo del presente trabajo no resulta de máxima importancia.

En la Figura 8 se aprecia el resultado de la comparación entre las dos condiciones de análisis para diferentes relaciones de velocidad de rotación, definida como:

$$r = \frac{n}{n_0} = \frac{n}{\omega_{\text{máx}}} \quad (9)$$

En la cual:

n_0 representa la velocidad máxima de operación establecida por la expresión (3) y tabulada para cada modelo en la tabla 4, y

n representa la velocidad de rotación considerada en el análisis. El caso $n = 0$ corresponde al análisis estático elástico, es decir, sin corrección de rigidez por esfuerzos membranales.

Como se puede apreciar, la mayor variación de las frecuencias se verifica para la segunda condición de carga, es decir, considerando el aspa rotando en el aire. Por ello, en lo sucesivo se analizan sólo los resultados de tal condición de carga.

5 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS NATURALES

Las tablas 5 a 9 resumen las frecuencias naturales de los diez (10) primeros modos para los distintos modelos desarrollados, y para diferentes relaciones de velocidad de rotación “ r ”. Es importante notar que algunos valores de las tablas 5 a 9 han sido remarcados y son los que corresponden a frecuencias que marcan disminución con relación a un aumento de la velocidad de rotación. Si bien, en primera instancia, podría suponerse que se ha verificado una flexibilización, el modelo reporta una rigidización global debido a que los restantes modos, individualmente sufren un incremento mayor. Así, considerando el conjunto de los modos con sus respectivos factores de participación, se logra una rigidización global del modelo.

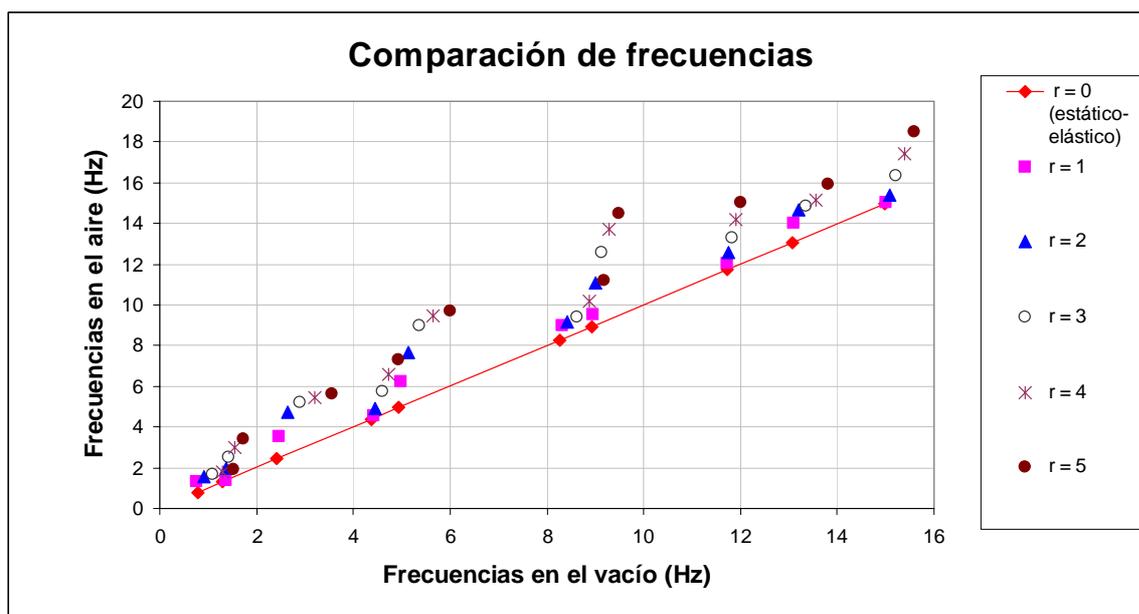


Figura 8 : Comparación de frecuencias naturales para dos condiciones de análisis

5.1 Frecuencias fundamentales

En la Figura 9 se puede observar la variación de la frecuencia fundamental elástica estacionaria con relación al tamaño del aspa. La frecuencia fundamental elástica estacionaria es la menor frecuencia obtenida para el modelo en condición inicial y sin movimiento ni carga externa.

En la misma Figura 9 se han incorporado dos puntos ($f = 1.233Hz$ y $f = 1.14Hz$, ambas para $R = 33.2m$) que corresponden a valores de frecuencias fundamentales reportadas en (Malcolm et al., 2006) y (Malcolm et al., 2003), además de una curva equivalente para los modelos con un rigidizador vertical. En la Figura 10 se observa amplificado un sector de la Figura 9 que permite apreciar la precisión de los resultados obtenidos.

Frecuencias naturales (Hz) para tamaño del aspa: R=7.5m						
Modo	Relaciones de velocidad angular					
	r = 0	r = 1	r = 2	r = 3	r = 4	r = 5
1	9.30	9.64	12.21	14.92	17.09	17.84
2	16.53	16.57	16.74	17.39	17.99	19.88
3	30.08	30.81	35.08	39.64	43.82	47.84
4	52.52	52.68	53.33	54.22	55.06	55.64
5	54.90	55.31	58.52	62.66	67.08	71.32
6	76.59	76.56	77.76	79.44	81.06	83.75
7	87.71	88.14	90.81	92.85	95.64	99.37
8	93.33	93.38	93.77	96.44	100.42	103.56
9	97.64	99.01	101.56	103.65	105.36	110.01
10	107.28	110.75	114.92	116.83	114.82	120.56

Tabla 5: Diez primeras frecuencias naturales para el modelo de 7.5m

Frecuencias naturales (Hz) para tamaño del aspa: R=15m						
Modo	Relaciones de velocidad angular					
	r = 0	r = 1	r = 2	r = 3	r = 4	r = 5
1	3.18	4.43	6.04	6.43	6.86	7.59
2	6.29	6.20	6.49	7.72	9.08	10.25
3	11.37	13.02	16.22	19.08	21.57	23.35
4	20.35	20.54	21.30	21.93	22.62	23.78
5	22.99	24.63	28.22	31.53	34.55	37.29
6	37.60	39.06	40.80	41.07	41.39	41.86
7	40.91	41.03	42.70	45.54	48.31	50.80
8	47.44	47.84	48.97	50.46	52.25	54.38
9	57.90	59.00	61.24	63.08	64.43	65.24
10	66.04	66.18	66.07	65.93	66.47	67.89

Tabla 6: Diez primeras frecuencias naturales para el modelo de 15m

Frecuencias naturales (Hz) para tamaño del aspa: R=33.2m						
Modo	Relaciones de velocidad angular					
	r = 0	r = 1	r = 2	r = 3	r = 4	r = 5
1	1.27	1.91	2.59	2.85	3.12	3.04
2	2.20	2.47	3.00	3.84	4.57	5.18
3	4.33	5.70	7.52	8.94	9.43	9.69
4	7.85	8.11	8.58	9.04	10.34	11.51
5	8.93	10.45	12.63	14.51	16.16	16.98
6	15.03	16.04	16.30	16.51	16.88	17.93
7	16.01	16.65	18.74	20.75	22.66	24.42
8	21.59	21.95	22.54	23.31	24.26	25.40
9	23.84	25.03	26.36	26.82	27.12	27.52
10	27.00	27.13	27.72	28.94	30.35	31.87

Tabla 7: Diez primeras frecuencias naturales para el modelo de 33.2m

Frecuencias naturales (Hz) para tamaño del aspa: R=45m						
Modo	Relaciones de velocidad angular					
	r = 0	r = 1	r = 2	r = 3	r = 4	r = 5
1	0.93	1.62	2.14	2.24	2.26	2.37
2	1.85	1.75	2.43	3.10	3.63	4.14
3	3.13	4.43	5.91	6.79	7.04	7.25
4	5.76	5.94	6.42	7.11	8.16	9.07
5	6.50	7.93	9.73	11.27	12.32	12.61
6	10.97	11.77	11.99	12.25	12.80	13.98
7	11.74	12.43	14.20	15.92	17.54	18.77
8	15.84	16.17	16.70	17.43	18.34	19.31
9	17.41	18.49	19.41	19.70	19.95	20.49
10	19.75	19.84	20.45	21.56	22.83	24.13

Tabla 8: Diez primeras frecuencias naturales para el modelo de 45m

Frecuencias naturales (Hz) para tamaño del aspa: R=60m						
Modo	Relaciones de velocidad angular					
	r = 0	r = 1	r = 2	r = 3	r = 4	r = 5
1	0.79	1.29	1.55	1.69	1.83	1.93
2	1.30	1.35	1.98	2.53	3.00	3.43
3	2.43	3.55	4.74	5.23	5.43	5.63
4	4.38	4.58	4.92	5.76	6.60	7.33
5	4.94	6.20	7.68	8.96	9.45	9.72
6	8.27	8.97	9.13	9.38	10.18	11.19
7	8.93	9.55	11.06	12.57	13.73	14.50
8	11.73	12.02	12.55	13.29	14.17	15.05
9	13.07	14.00	14.66	14.86	15.17	15.95
10	14.98	15.02	15.36	16.35	17.44	18.52

Tabla 9: Diez primeras frecuencias naturales para el modelo de 60m

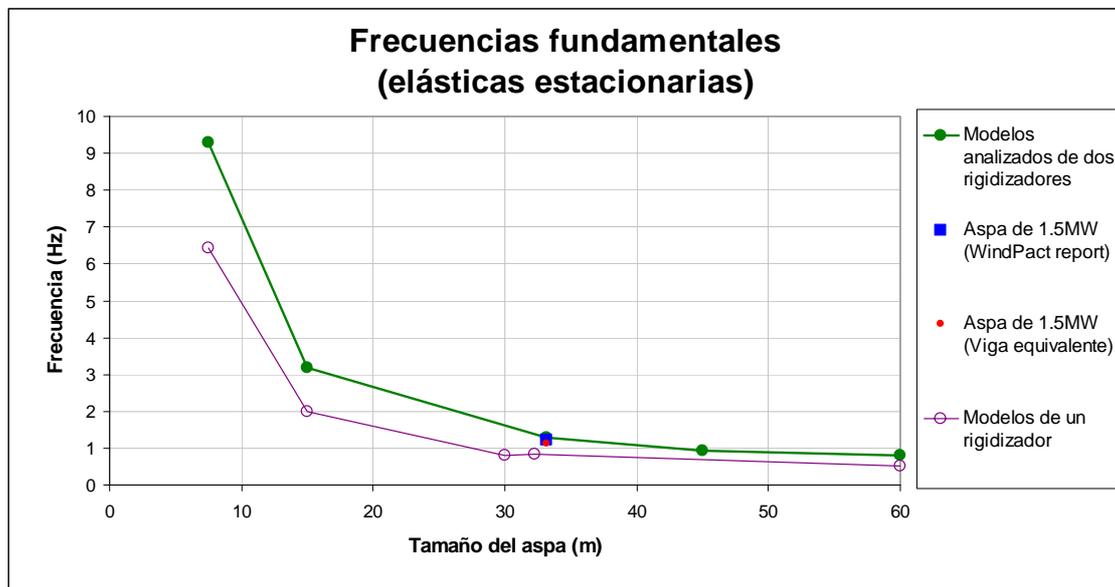


Figura 9 : Frecuencias fundamentales en relación al tamaño del aspa

5.2 Comparación de las primeras frecuencias naturales

En la Figura 11 se pueden apreciar las tendencias de variación de las primeras diez (10) frecuencias naturales de los modelos analizados, en relación al tamaño del aspa (por facilidad de visualización, se ha utilizado escala logarítmica en el eje de ordenadas). La figura representa las frecuencias elásticas estáticas, es decir, las obtenidas considerando comportamiento lineal inicial y sin aplicación de carga alguna, las que pueden considerarse a los efectos del presente trabajo como frecuencias iniciales, novales o de comparación.

Las Figuras 12 a 14 muestran las formas modales de las tres primeras frecuencias de los modelos analizados. Las líneas representan el estado no deformado.

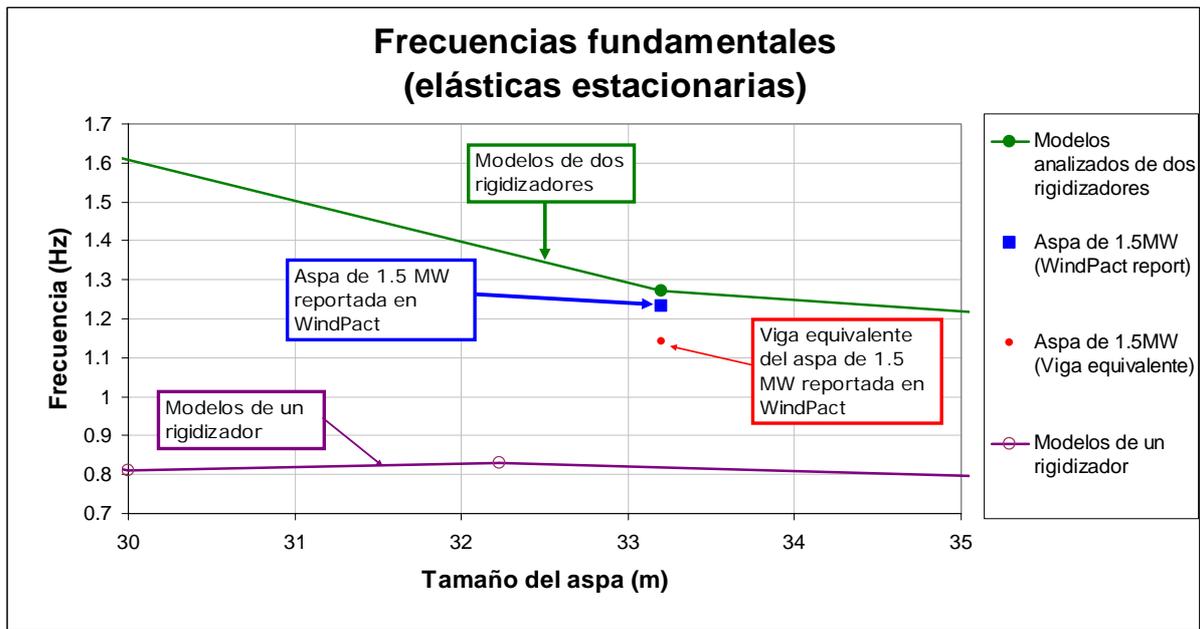


Figura 10 : Sector amplificado de la figura anterior

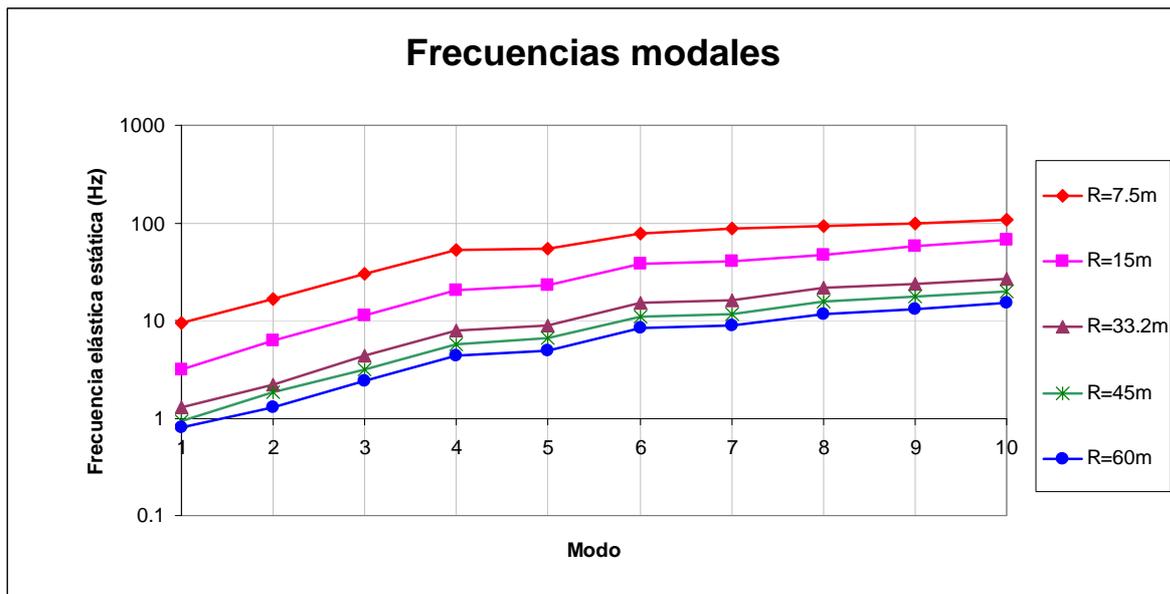


Figura 11 : Primeras diez frecuencias naturales de los modelos analizados, sin carga ($r=0$)

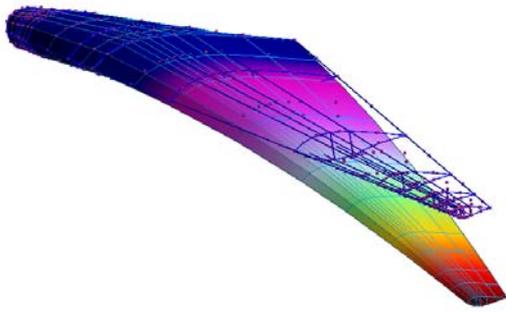


Figura 12 : Forma modal fundamental.

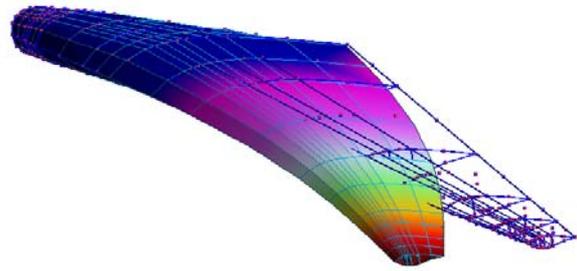


Figura 13 : Forma modal del segundo modo.

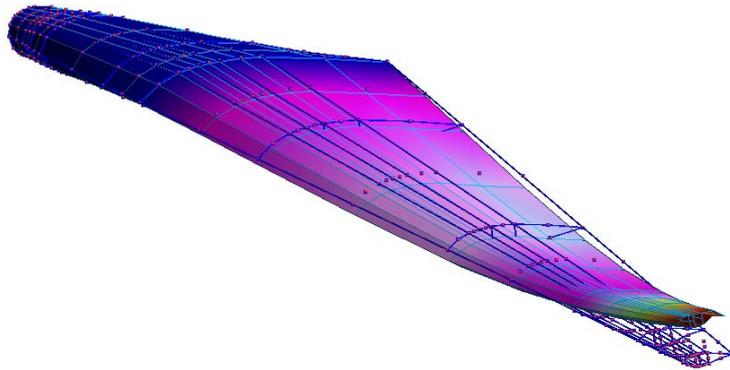


Figura 14 : Forma modal del tercer modo.

6 VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA NATURAL CON EL CAMBIO DE VELOCIDAD ANGULAR DE ROTACIÓN

El objetivo primario del trabajo es mostrar el cambio en las frecuencias naturales producido por las tensiones inducidas durante la rotación de las aspas. Para ello, se pueden analizar las Figuras 15 a 17, donde se aprecia el cambio de las primeras tres frecuencias naturales en relación al tamaño del aspa y a la velocidad de rotación relativa, definida por la ecuación (9). Por facilidad de visualización, en las Figuras 15 a 17 se ha utilizado escala logarítmica en el eje de ordenadas.

En las Figuras 18 a 20 se aprecia la variación de las primeras tres frecuencias naturales con la velocidad de rotación relativa del aspa, definida por la ecuación (9). Las frecuencias se presentan como frecuencias relativas a la frecuencia del modo analizado para la condición elástica estacionaria, por medio de la expresión (10):

$$\lambda = \frac{f_i}{f_{0i}} \quad (10)$$

en la cual:

f_{0i} representa la frecuencia (Hz) del modo i -ésimo para la condición elástica estacionaria o de referencia y que está tabulada para $r = 0$ en cada modelo en las tabla 5 a 9 y

f_i representa la frecuencia (Hz) del modo i -ésimo para la velocidad de rotación del aspa que se analiza.

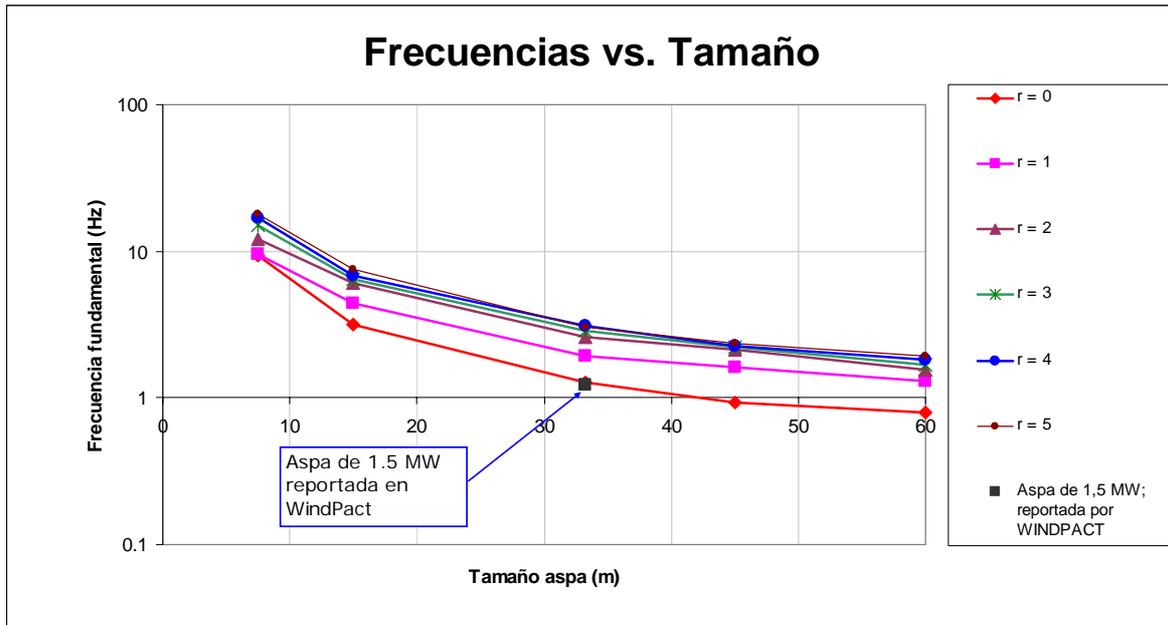


Figura 15 : Frecuencias fundamentales en relación al tamaño del aspa y de su velocidad de rotación

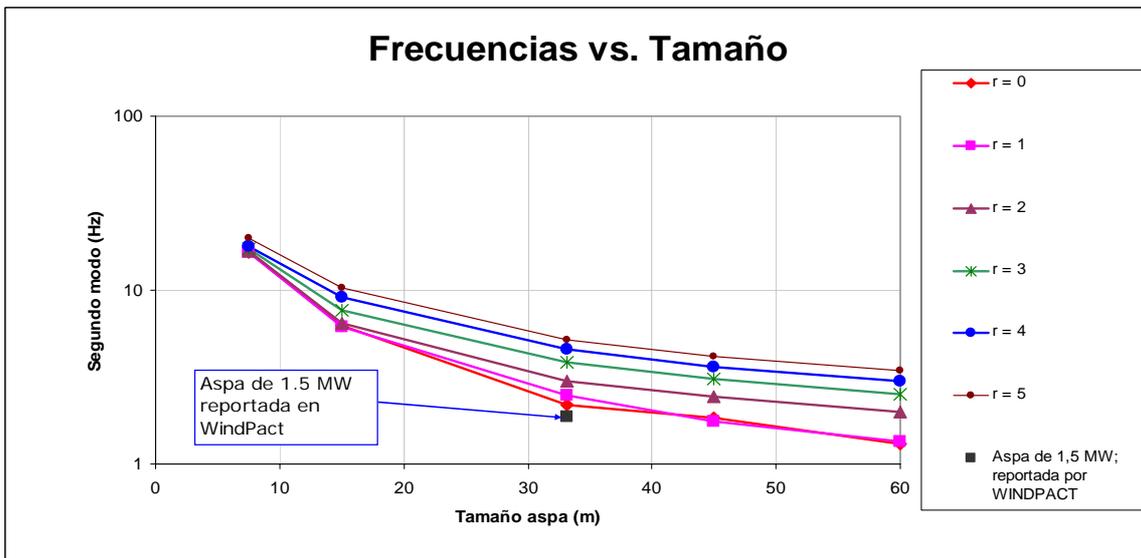


Figura 16 : Frecuencias del segundo modo en relación al tamaño del aspa y de su velocidad de rotación

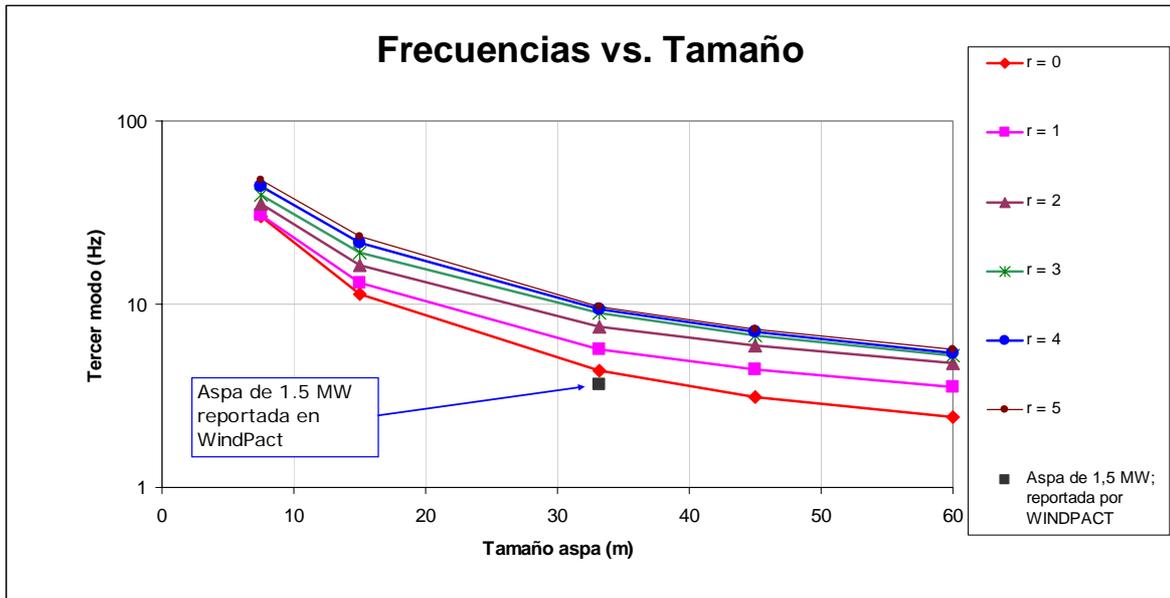


Figura 17 : Frecuencias del tercer modo en relación al tamaño del aspa y de su velocidad de rotación

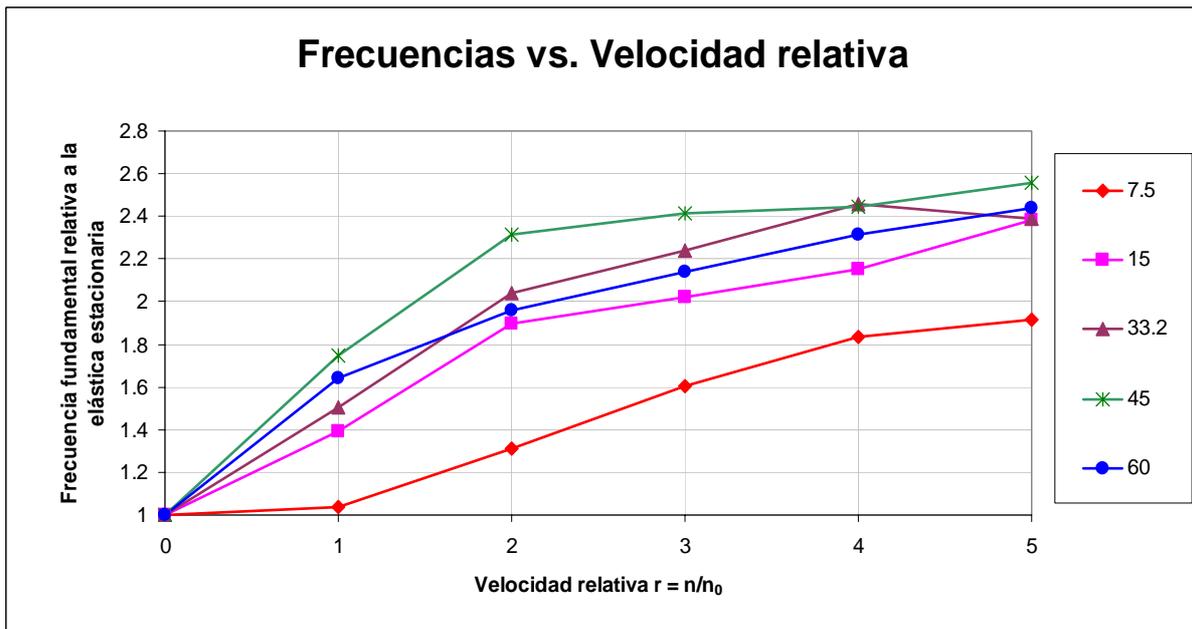


Figura 18 : Frecuencias fundamentales relativas en relación a la velocidad relativa de rotación, para los distintos tamaños de aspas.

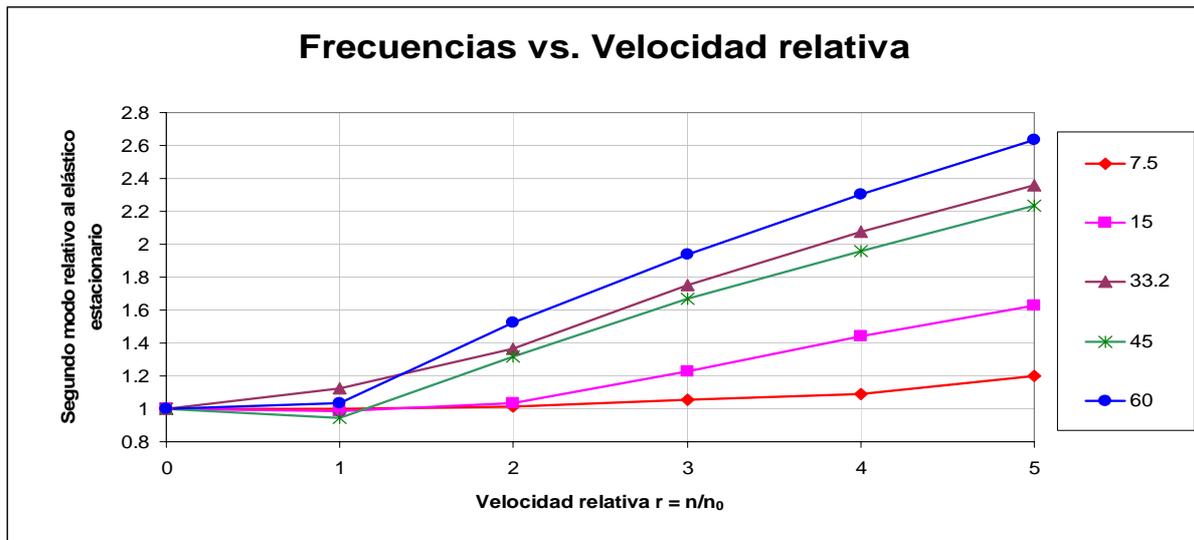


Figura 19 : Frecuencias relativas del segundo modo en relación a la velocidad relativa de rotación, para los distintos tamaños de aspas.

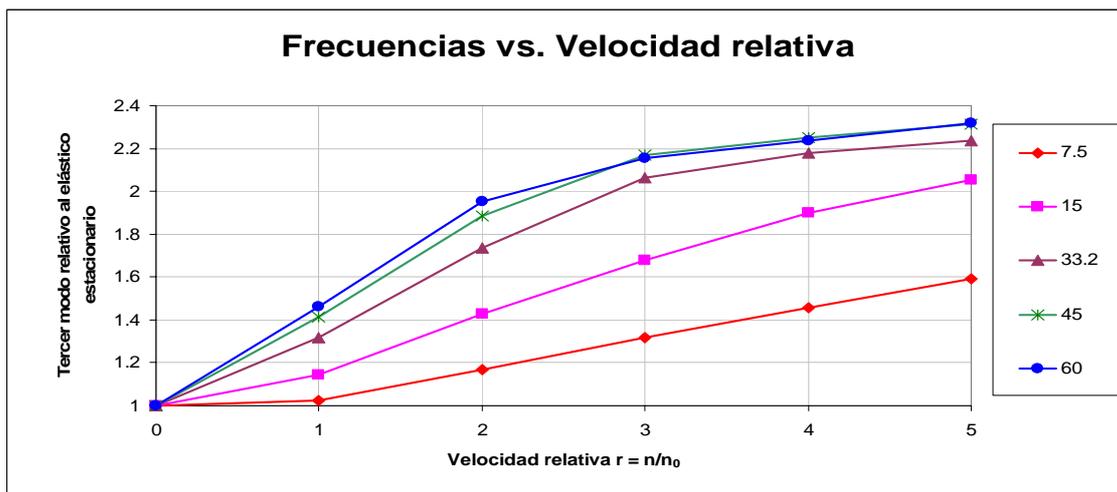


Figura 20 : Frecuencias relativas del tercer modo en relación a la velocidad relativa de rotación, para los distintos tamaños de aspas.

7 CONCLUSIONES

Se ha validado un código adaptado que permite determinar con suficiente aproximación las frecuencias naturales para modelos estructurales desarrollados en base a material laminado. El trabajo se ha realizado bajo una condición de carga que implica tanto la rotación del aspa a velocidad angular constante, como la aplicación de las cargas aerodinámicas derivadas de la misma rotación en la atmósfera, debido a que tal condición reporta las mayores variaciones en la rigidez global de los modelos. Esta condición se ha comprobado completamente coherente con los métodos de cálculo propuestos internacionalmente.

A continuación, considerando matrices de masas consistentes, se ha presentado la variación de las primeras diez frecuencias naturales de cinco modelos de aspas para molinos eólicos obtenidas por escalado, las cuales cumplen las condiciones de las aspas comerciales, tanto en el aspecto dimensional como en la condición de masa total y de su distribución en

longitud. Comparando los resultados obtenidos, se ha podido verificar un reporte existente sobre el comportamiento de aspas diseñadas para aerogeneradores de 1,5 MW, en el que se han utilizado herramientas informáticas como ANSYS ® y MATLAB®.

Se puede concluir que, en la gran mayoría de los casos, las frecuencias naturales de las aspas escaladas y modeladas numéricamente, sufren un incremento como consecuencia de los esfuerzos inducidos por las cargas aerodinámicas distribuidas en su superficie y por la rotación a velocidad angular constante. Este aspecto es de fundamental importancia debido a la flexibilidad natural de los materiales con los cuales se construyen tales aspas.

Los casos para los cuales algunas de las frecuencias naturales no se incrementan con el aumento de la velocidad angular deberán ser analizados a la luz de los factores de participación modal, observando que, si bien una frecuencia particular puede denotar una aparente flexibilización con el incremento de la velocidad angular, no todas las frecuencias disminuyen, sino que otras aumentan en mayor proporción, produciéndose finalmente una rigidización global.

Es importante notar que, para los modelos analizados y en relación a la condición natural estacionaria elástica, se aprecia un notable incremento de la rigidez de los mismos, llegando a ser de hasta el 150% de incremento en la rigidez para un incremento del 400% en la velocidad de operación.

REFERENCIAS

- Dayton A. and Griffin, D.A. (Global Energy Concepts): “*Blade System Design Studies Volume I: Composite Technologies for Large Wind Turbine Blades*”, SAND2002-1879, July 2002
- Griffin, D.A.; “NREL Advanced Research. Turbine (ART) Aerodynamic Design of ART-2B Rotor Blades”, NREL/SR-500-28473, August 2000.
- Griffin, D.A. (Global Energy Concepts), and Zuteck, M.D. (MDZ Consulting): “*Scaling of Composite Wind Turbine Blades for Rotors of 80 to 120 Meter Diameter*”, ASME , vol 123, November 2001.
- Jung, S.N.; Nagaraj, V.T. and Chopra, I: “*Refined Structural Dynamics Model for Composite Rotor Blades*”, AIAA JOURNAL Vol. 39, No. 2, February 2001.
- Malcolm, D.J. (Global Energy Concepts) and Laird, D.L. (Sandia National Laboratories): “*Modeling of blades as equivalent beams for aeroelastic analysis*”; report #0870, AIAA, Jan 2003.
- Malcolm, D.J. (Global Energy Concepts) y Hansen, A.C. (Windward Engineering), “*WindPACT Turbine Rotor Design Study*”, Subcontract Report NREL/SR-500-32495, April 2006.
- McKittrick, L.R.; Cairns, D.S.; Mandell, J. ; Combs, D.C.; Rabern, D.A.; y Van Luchene, D.: “*Analysis of a Composite Blade Design for the AOC 15/50 Wind Turbine Using a Finite Element Model*”, SANDIA REPORT, SAND2001-1441, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550, May 2001.
- Reporte NREL “*NREL 10-m Wind Turbine Testing in NASA Ames 80'x120' Wind Tunnel*” obtenido en “wind.nrel.gov/amestest/”.
- Zaradnik,R.; Raichman, S. Y Mirasso, A.; “*Análisis de Frecuencias Naturales en Materiales Laminados Considerando la Influencia de los Esfuerzos Normales*”, Mecánica Computacional Vol XXV, pp. 1633-1646, Argentina, Noviembre 2006.