

## DETERMINACIÓN DE FRECUENCIAS NATURALES DE UNA PALA DE AEROGENERADOR EN MATERIALES COMPUESTOS

Matías Menghini, Andrés Martínez del Pezzo, Ana Scarabino, Alejandro Patanella

Área Departamental Aeronáutica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata  
Calle 116 entre 47 y 48, (1900) La Plata, Argentina  
Email: matias.menghini@ing.unlp.edu.ar

### RESUMEN

*En el presente trabajo se describe la determinación numérica y experimental de las frecuencias naturales de una pala de generador eólico de 1.5 kW de potencia nominal, diseñado y construido en el Área Departamental Aeronáutica de la Facultad de Ingeniería de la UNLP. Se realizó una primera estimación numérica, con el software de Elementos Finitos Abaqus, de las propiedades mecánicas y estructurales de una pala hueca de un material compuesto estándar, específicamente fibra de vidrio y resina epoxi-vinylester con la forma determinada por el modelo aerodinámico. Las frecuencias naturales en los primeros modos se midieron por dos metodologías experimentales: con barrido en frecuencia en vibrador electrodinámico (shaker), y por el método de impacto, en el que la vibración ante un impacto localizado se mide con acelerómetros y la señal obtenida brinda la frecuencia natural y el amortiguamiento. Los resultados experimentales pertenecientes a la pala real, se contrastaron con los correspondientes a dos modelos numéricos, por un lado con un modelo de pre-diseño (sin relleno de espuma), y el definitivo con un relleno de resina y esferas de fibra de vidrio. Los resultados demostraron que el modelo final propuesto reproduce aceptablemente los resultados experimentales.*

**Palabras clave:** vibraciones, aerogeneradores, material compuesto, FEM

### INTRODUCCIÓN

Las condiciones de trabajo de un generador eólico son exigentes, ya que además de las cargas cíclicas típicas de cualquier máquina rotante, por más ajustado que sea su balanceo, estos sufren cargas cíclicas producidas por las pequeñas variaciones de la dirección del viento y por el gradiente natural de velocidad del mismo con la altura. También se ven expuestos a cargas aleatorias provocadas por la turbulencia atmosférica, ráfagas y cargas extremas durante tormentas con vientos intensos. Como la energía producida por turbinas eólicas es proporcional, hasta un cierto valor, a la tercera potencia de la velocidad del viento [1], las pequeñas variaciones de intensidad de viento generan cambios significativos, tanto en su producción de energía como en las sollicitaciones mecánicas del rotor y elementos de transmisión.

En una máquina que sufrirá tanto cargas cíclicas debidas a la rotación, como aleatorias debidas a la turbulencia, el conocimiento de las frecuencias naturales de la pala es crítico para prevenir esfuerzos excesivos, desgaste prematuro y rotura de las mismas, así como para planificar ensayos de fatiga representativos de las cargas dinámicas actuantes [2].

Las estructuras de materiales compuestos presentan dificultades a la hora de simular numéricamente su comportamiento [3]. Por un lado, los materiales compuestos presentan características anisotrópicas que deben ser conocidas, y por otro, las características mecánicas de los componentes (fibras, resinas, espuma de relleno) no son uniformes y presentan mucha variabilidad entre distintos proveedores, lo que hace necesario una caracterización experimental, tanto de los componentes como del laminado final, para obtener los valores de densidad y resistencia que alimentarán el modelo numérico.

La pala que se estudia en este trabajo pertenece a un aerogenerador de eje horizontal, de 1.5 kW de potencia nominal a 10 m/s, diseñada y construida en el Área Departamental Aeronáutica de la Facultad de Ingeniería de la UNLP [4]. El diseño se realizó a partir de la teoría aerodinámica cantidad de

movimiento-elemento de pala, que optimiza la geometría para que cada sección de la pala trabaje con el ángulo de ataque de máxima eficiencia [1]. La geometría obtenida bajo estas hipótesis presenta una torsión que se acentúa hacia la raíz y una variación de cuerda que también aumenta en ese sector. La geometría óptima fue levemente modificada para simplificar la construcción y aumentar la rigidez en la raíz, sin sacrificar significativamente su eficiencia aerodinámica.

En este caso en la etapa de prediseño, utilizando el software de Elementos Finitos Abaqus, se realizó una primera estimación numérica, de las propiedades mecánicas y estructurales de una pala hueca realizada en material compuesto estándar de fibra de vidrio y resina epoxi-vinylester, con la forma determinada por el modelo aerodinámico. Las palas, de 1.50 m de longitud y cuerda variable entre 0.15 m y 0.05 m fueron finalmente construidas en laminados de fibra de vidrio y resina epoxi-vinylester, de espesor variable hacia la punta y rellenas con una mezcla de resina y microesferas de fibra de vidrio huecas para otorgarles mayor rigidez estructural sin aumentar proporcionalmente el peso. El modelo de elementos finitos inicial se modificó para simular la estructura real de la pala y los materiales de relleno.

## METODOLOGÍA

### Metodología experimental

Los métodos basados en el estado estacionario básicamente corresponden a la sintonización de una frecuencia de excitación de la estructura en análisis hasta que aparezca sobre la misma una resonancia [5, 6]. En general esta técnica, esquematizada en la Figura 1, utiliza complejos sistemas basados en vibradores electrodinámicos y una amplia instrumentación. Este equipamiento realimenta las condiciones de ensayo de manera tal que la fuerza de excitación es independiente de la frecuencia de oscilación. El inconveniente del método, mas allá de contar con el equipamiento necesario, es que es un proceso lento ya que requiere encontrar la frecuencia de excitación justa que haga resonar a la estructura, aunque existen técnicas automatizadas para reducir estos tiempos al máximo posible. Este método determina las características dinámicas de manera robusta y directa y fue aplicado exitosamente en trabajos previos de investigación [7] llevados a cabo en el grupo GEMA del Área Departamental Aeronáutica en la Facultad de Ingeniería de la UNLP.

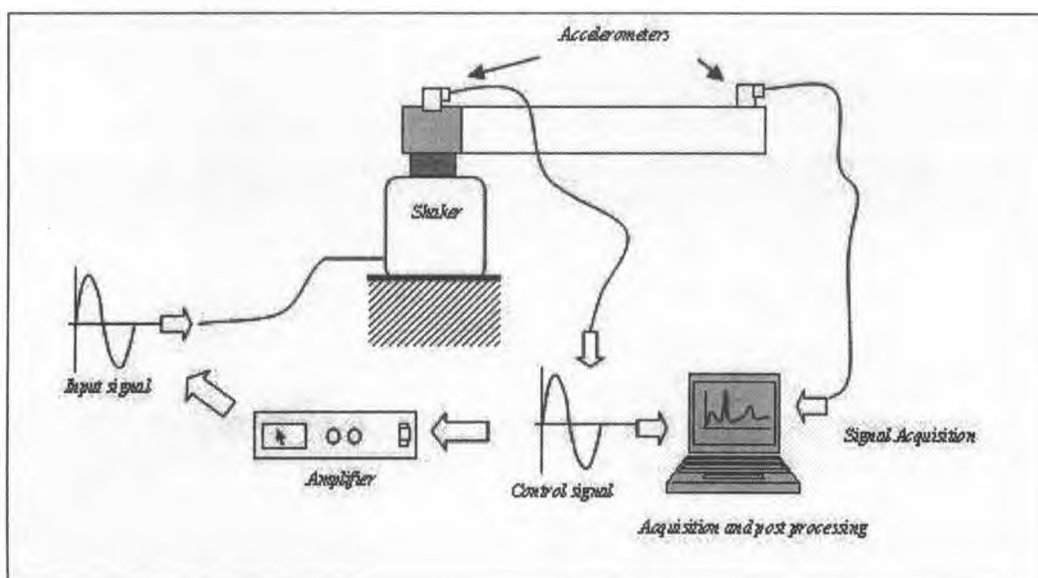


Figura 1. Esquema de los ensayos con vibrador electrodinámico

La Figura 2 muestra una imagen de la pala montada sobre el vibrador e instrumentada con un acelerómetro para realimentar el sistema.

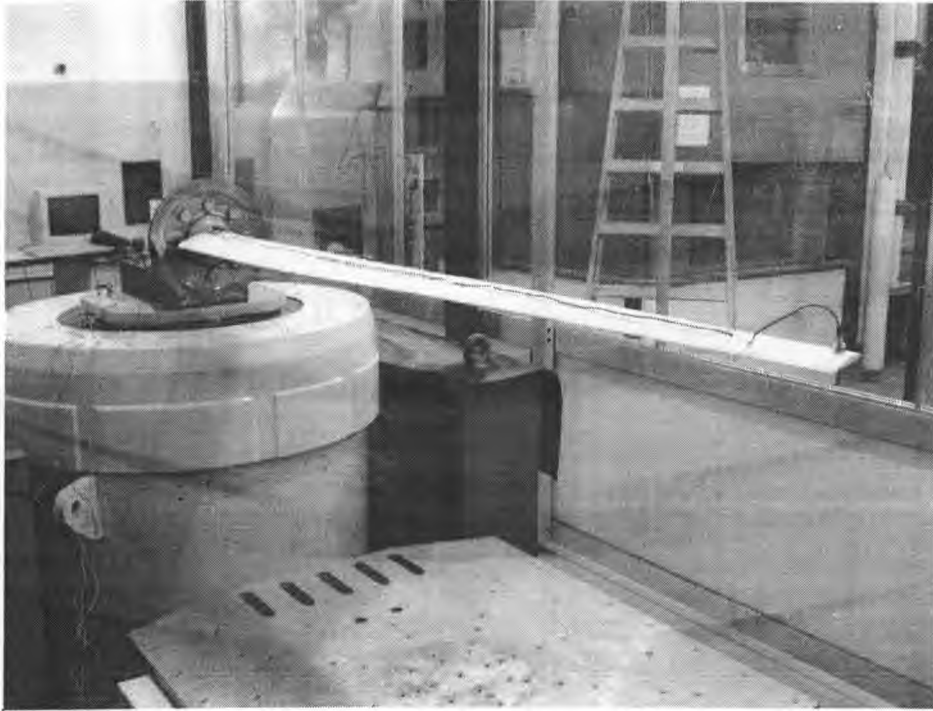


Figura 2: Pala en vibrador, con acelerómetro en su extremo.

Las frecuencias naturales fueron corroboradas por el método “quadrature picking technique” [8], el que emplea la transformada de Fourier de la señal de respuesta medida con acelerómetros, resultante de aplicar una fuerza de muy corta duración (percusión) en distintos puntos de la estructura.

### Metodología del cálculo numérico

La Figura 3 muestra la geometría de la pala. Para el primer modelo propuesto para el estudio numérico, se utilizó una pala formada por una cáscara hueca, discretizada en 33.552 elementos tipo cascara cuadrilátero lineal (S4R [9]), y 33.554 nodos. Aunque se respetaron las condiciones de contorno y el laminado de las cáscaras, en los resultados obtenidos se vio que la relación rigidez/peso era superior al modelo real.

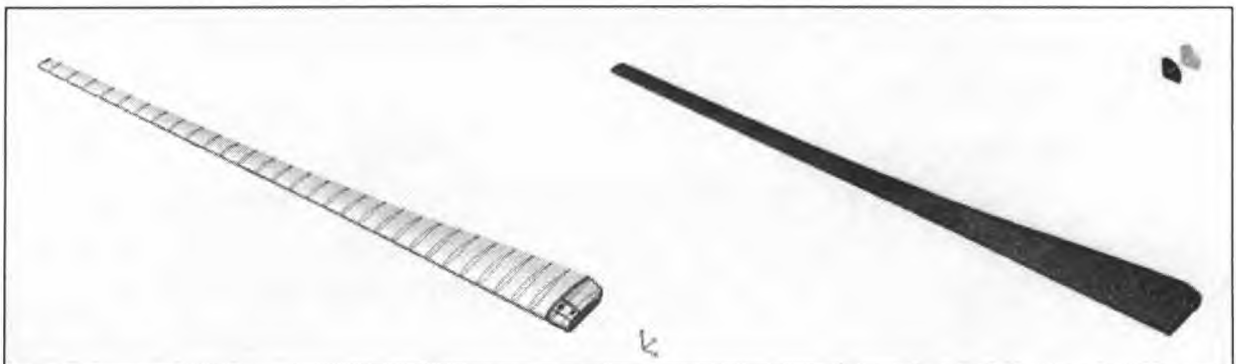


Figura 3: Geometría de la pala

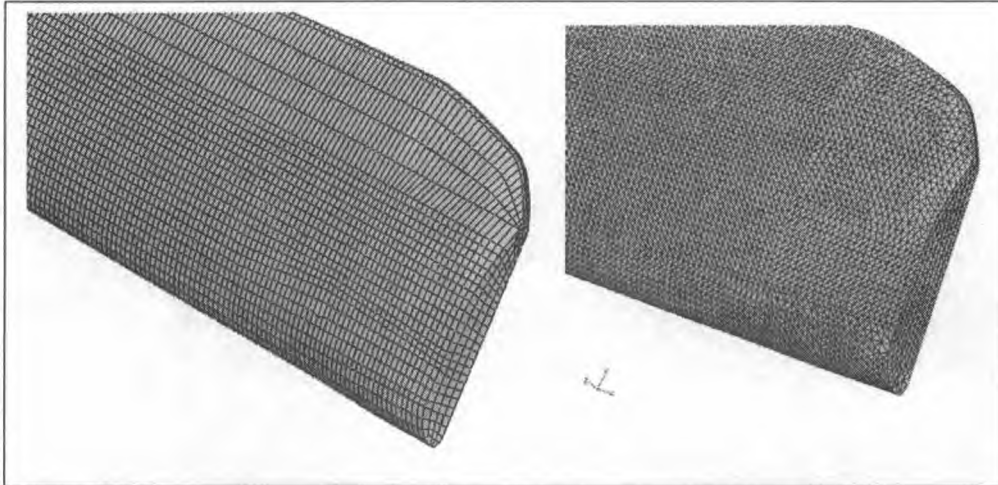


Figura 4: Detalles de mallado de modelo de pala hueca (izquierda) y rellena (derecha)

Para mejorar el modelo y reproducir la construcción real de la pala, se incluyó un sólido (el relleno) recubierto por los laminados correspondientes. La parte sólida se discretizó en 299.524 elementos del tipo (C3D4 [9]) tetraedro lineal, mientras que la piel se discretizó en 165.862 elementos tipo cascara (S3 [9]) triangular lineal. Se modelaron las distintas capas de laminado considerando la orientación y espesores de cada una, así como las distintas telas que componían el laminado, buscando la mejor aproximación a la pala real. La Figura 4 muestra el mallado del modelo de pala hueca con elementos cuadriláteros y el segundo modelo, con la piel discretizada en elementos triangulares.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Resultados Experimentales:

La Figura 5 muestra el resultado del ensayo de la pala real sometida a una excitación aleatoria (Random), montada en el vibrador. La curva inferior representa el espectro de excitación aleatorio (aproximadamente constante) y la curva superior el espectro de aceleración de la punta de pala resultante ante dicha excitación. En este gráfico se observan claramente los picos correspondientes a los tres primeros modos naturales de vibración a flexión fuera del plano de rotación del rotor. La Figura 6 muestra el mismo espectro de respuesta en escala lineal, identificando la frecuencia correspondiente a cada pico. Los valores de frecuencia asociados fueron posteriormente corroborados en los ensayos de respuesta a una percusión (Figura 7), donde los valores reportados corresponden al promedio de tres ensayos.

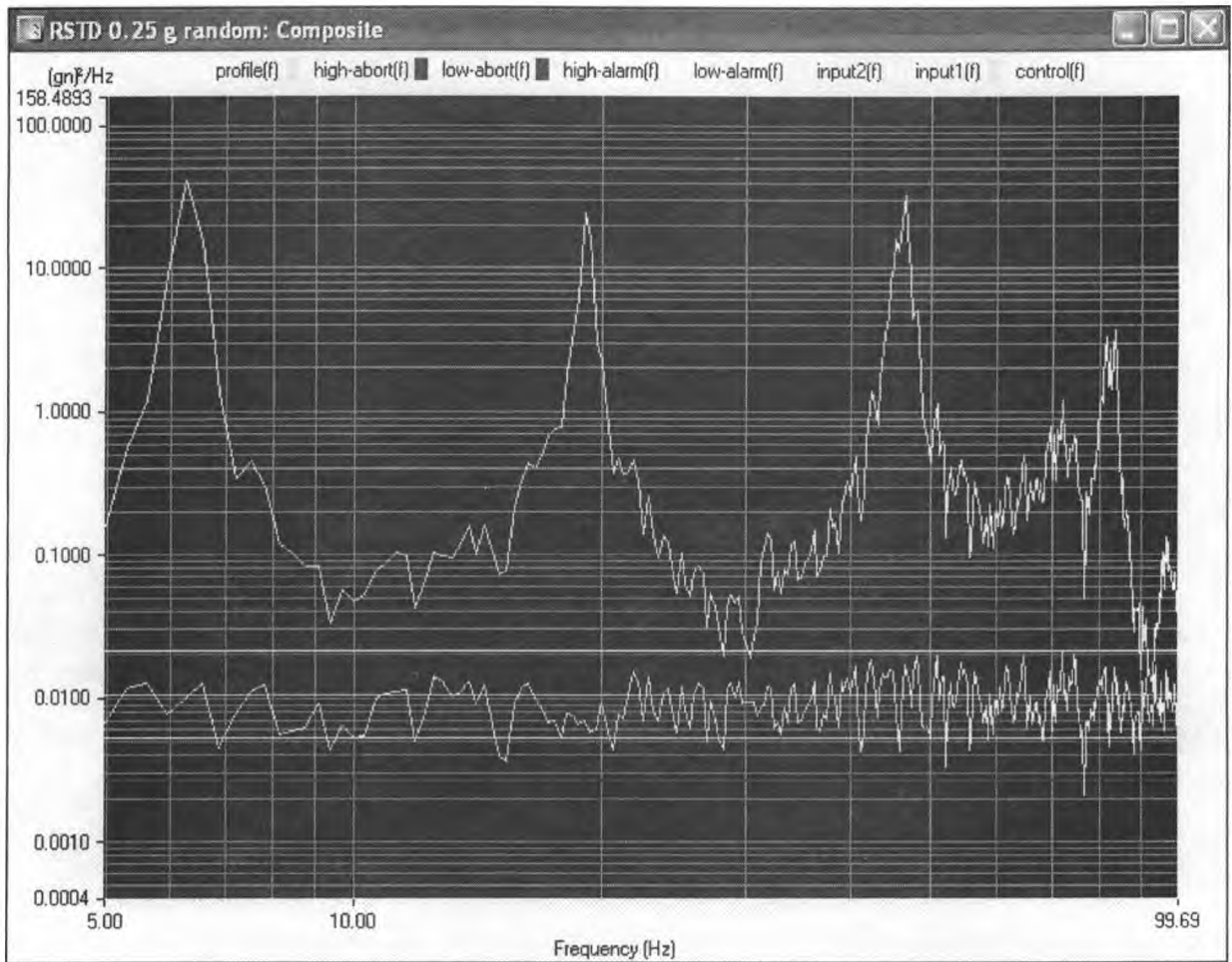


Figura 5: Excitación random (curva inferior) y respuesta de la pala (curva superior) en vibrador, escala log-log.

**ESPECTRO DE FRECUENCIAS OBTENIDAS**

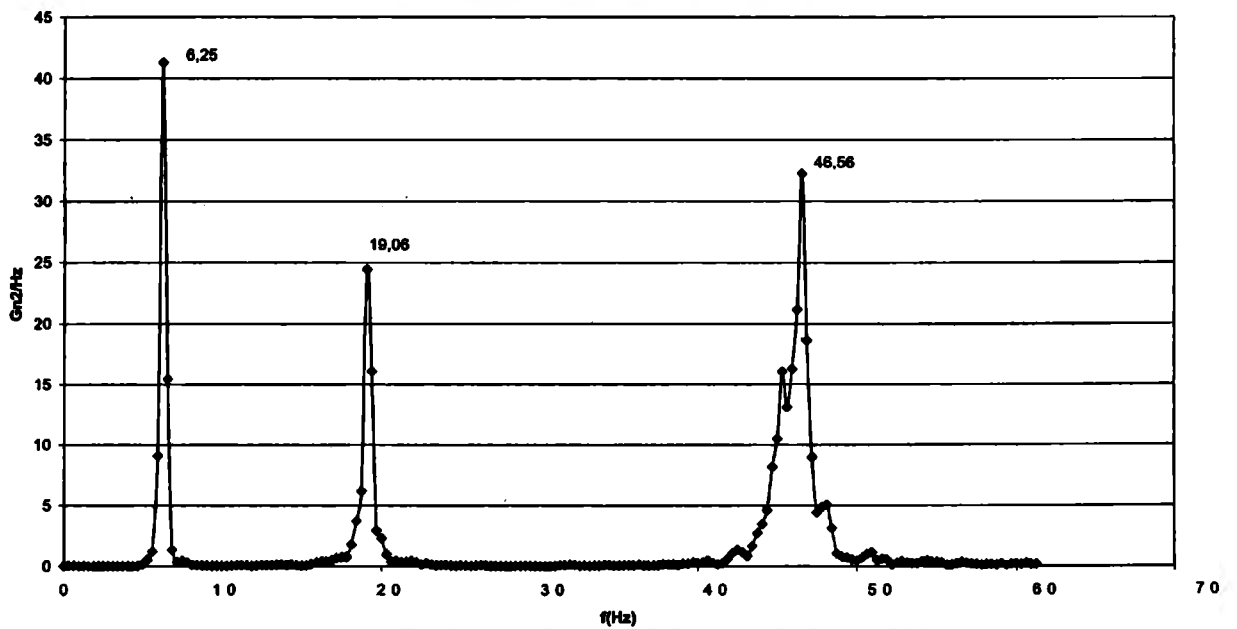


Figura 6: Respuesta a excitación random, escala lineal.

La Figura 7 muestra el espectro de respuesta de la pala a una percusión, rea martillo de goma. Los picos máximos reproducen claramente las frecuencias de resonancia detectadas en el vibrador. En la respuesta aparecen algunos máximos intermedios de menor intensidad, que no se registraron en el ensayo en vibrador, los que serán discutidos en párrafos posteriores.

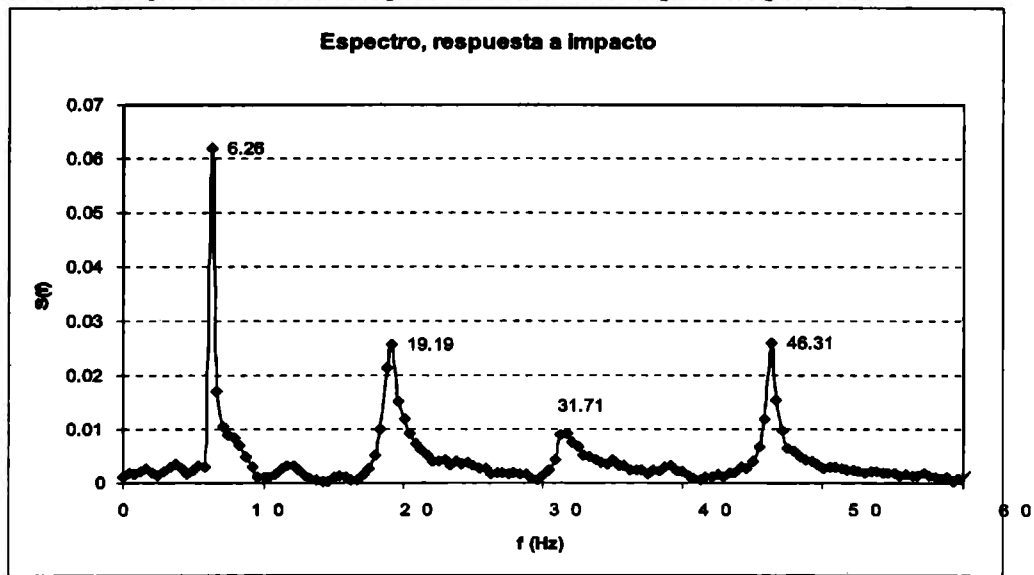


Figura 7: Espectro de respuesta a una percusión, escala lineal.

### Resultados numéricos:



Figura 8: Primer modo a flexión fuera del plano de rotación del rotor, calculado numéricamente (arriba) y visualizado en vibrador (abajo)

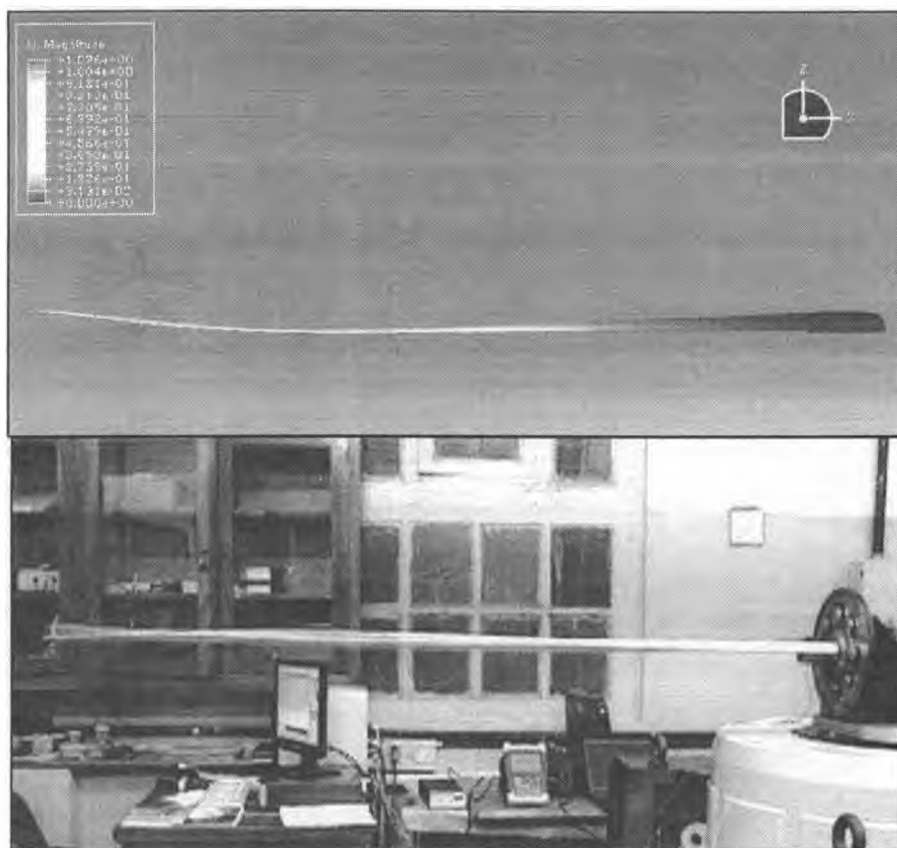


Figura 9: Segundo modo a flexión fuera del plano de rotación del rotor, calculado numéricamente (arriba) y visualizado en vibrador (abajo)

Las Figuras 8 y 9 muestra la deflexión de la pala en los dos primeros modos flexionales fuera del plano de rotación del rotor, calculados con Abaqus, junto con imágenes de los ensayos experimentales. Los resultados numéricos obtenidos reproducen aceptablemente los primeros modos a flexión de la pala, aunque debe destacarse que, dada la geometría particular de la misma, los modos de flexión y torsión no están del todo desacoplados, por lo que al hablar de “modo de flexión”, entendemos que ésta es la deformación predominante y no la única.

La Tabla 1 sintetiza las frecuencias naturales obtenidas en los distintos ensayos y en las simulaciones numéricas. Las frecuencias naturales obtenidas con el modelo preliminar de pre-diseño son muy altas, debido a que la estructura propuesta, pala hueca considerando solamente los laminados en fibra de vidrio sin el relleno presentaba una relación rigidez/masa muy superior a la pala finalmente construida.

Tabla 1. Frecuencias naturales de los primeros modos de la pala (Hz):

MODO → METODO ↓	1º Flexión fuera del plano del rotor	2º Flexión fuera del plano del rotor	3º Flexión fuera del plano del rotor	1º Flexión en plano del rotor
Excitación Random	6.25	19.06	46.56	---
Respuesta a impacto	6.26	19.29	46.31	31.71
Numérico – pala hueca	10.86	28.78	69.63	36.75
Numérico - pala real	7.75	22.88	56.16	31.90

En la Tabla 1 se puede apreciar que el pico a 31.71 Hz, detectado en el espectro de frecuencia a percusión en todas las repeticiones de dicho ensayo, parece corresponder al modo de flexión en el plano de rotación del rotor, hallado en la simulación numérica. Este pico no se encontró en las pruebas en vibrador, donde la excitación era un desplazamiento estrictamente vertical. Pero en el ensayo de respuesta a percusión manual, la posición o el ángulo del martillo al impactar, pueden haber excitado este modo en el plano de rotación. Si bien esto es especulación, la repetibilidad del pico espectral y la cercanía de la frecuencia medida con la calculada en el modelo de pala real, hacen plausible esta explicación.

La simulación de la pala con el relleno aproximó mucho mejor las frecuencias calculadas a las medidas en los dos primeros modos, aunque no tanto en el tercero. Un error considerable en los modos superiores a flexión es común en los métodos numéricos tradicionales, ya que en éstos la influencia de efectos de corte es relativamente superior y no siempre está bien representada en los elementos finitos [7]. Otra fuente de error posible es la condición de empotramiento ideal de las simulaciones: la elasticidad inevitable del empotramiento real y su ubicación en el centro aerodinámico, como es en el aerogenerador, pueden contribuir a tener frecuencias naturales menores a las calculadas. Por otra parte puede existir error en las características de densidad y elasticidad de los materiales, utilizados en el modelo numérico. Algunos de estos fueron proporcionados por el fabricante de la pala, y otros fueron supuestos a partir de datos de fibras y laminados similares ya caracterizados. Una caracterización cuantitativa más precisa de los laminados y el compuesto de relleno es el próximo paso en este trabajo. Avances futuros incluyen pruebas para determinación de la carga última de rotura y ensayos de resistencia a la fatiga.

## AGRADECIMIENTOS

La construcción de las palas fue financiada con un subsidio de la Comisión de Investigaciones Científicas de la Provincia de Buenos Aires, CIC. Las palas fueron construidas por los Sres. Adolfo (Fito) Bikkesbakker y Jorge Alarcón. Los autores agradecen también al Dr. Ing. Marcos Actis y a todo el personal del grupo GEMA por su colaboración y apoyo en este trabajo.

## REFERENCIAS

1. Bastianón R., "Energía del Viento y Diseño de Turbinas Eólicas", 2 ° Edición, Tiempo de Cultura Ediciones, 1994
2. IEC 61400-2 Ed. 2 "Wind Turbine Generator Systems – Part 2: Safety of Small Wind Turbines", International Electrotechnical Commission (IEC), 88/181/CDV, February 2004.
3. Isaac M. Daniel, Ori Ishai. "Engineering mechanics of composites materials". Second Edition. Oxford University Press. 2006
4. Scarabino, A., Martínez del Pezzo A, Menghini M., "Diseño y Construcción de un Aerogenerador de 1.5 kW", *1er. Congreso Latinoamericano de Ingeniería de Vientos*, Montevideo, Uruguay, 4-6 noviembre 2008.
5. C.M. Harris, C.E. Crede, "Shock and Vibration Handbook", McGraw Hill Book Company, 1961
6. White R. G. and Pinnington R. J., 1982, Practical application of the rapid frequency sweep technique for structural frequency response measurement, *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*, pp 179-199
7. Actis, M.: "Estudio de la variación de propiedades mecánicas de estructuras de paredes delgadas ante la presencia de inestabilidades elasto-plásticas", Tesis de Doctorado, Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, junio de 2007
8. Dossing O. "Structural Testing Part II, Modal Analysis Simulation", Brüel & Kjær, 1988
9. Abaqus/CAE user's manual y Abaqus theory manual (versin 6.7), año 2007