

DETERMINACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DEL INCREMENTO EN LAS FRECUENCIAS NATURALES DE UNA PALA DE GENERADOR EÓLICO DEBIDO A SU ROTACIÓN

Matías Menghini¹, Andrés Martínez del Pezzo¹, Ana Scarabino², Marcos Actis¹

¹ Grupo Ensayos Mecánicos Aplicados, GEMA, Departamento de Aeronáutica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, Argentina

² Grupo Fluidodinámica Computacional, GFC, Departamento de Aeronáutica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, Argentina

Palabras clave: vibraciones, aerogenerador, material compuesto, FEM

Resumen. Es sabido que las cargas de tracción que sufre una pala de helicóptero o de un aerogenerador en rotación, debidas a las fuerzas centrífugas, cambian sus frecuencias naturales de vibración a flexión, modificando la “rigidez aparente” de la pala. Se obtuvieron, como resultados previos al presente trabajo, las frecuencias naturales de vibración a flexión de una pala de aerogenerador de eje horizontal de 1,5 kW de potencia nominal, determinadas en forma numérica y experimental. (Menghini, M., Martínez del Pezzo a., Scarabino A., Patanella A., “Determinación de frecuencias naturales de una pala de aerogenerador en materiales compuestos”, actas del CAIA 1, 2008). En el presente trabajo, se re-calculan las frecuencias naturales a flexión cuando la pala está bajo la acción de las cargas centrífugas debidas a la rotación de la turbina. Para ello se utiliza una simulación numérica con el programa de elementos finitos Abaqus, que permite incorporar el efecto de la rotación y las características del material compuesto de la pala. Posteriormente se aplica una técnica experimental, implementada por los autores, en la que la pala es sometida a cargas de tracción puntuales que simulan la fuerza centrífuga y en estas condiciones se la somete a vibraciones por la técnica de “barrido en frecuencia” en el vibrador electrodinámico (shaker) del Departamento Aeronáutica.

1 INTRODUCCION

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.

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 por fatiga, así como para planificar ensayos de fatiga representativos de las cargas dinámicas actuantes [2].

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 el presente trabajo, utilizando el software de Elementos Finitos Abaqus, que permite incorporar el efecto de la rotación y las características del material compuesto de la pala. Se realizó una primera estimación de las frecuencias naturales a flexión cuando la pala está bajo la acción de las cargas centrífugas debidas a la rotación de la turbina. Posteriormente se aplica una técnica experimental en la cual la pala, de 1,50 m de longitud y cuerda variable entre 0,15 m y 0,05 m fue discretizada en tres estaciones para someter la misma a cargas de tracción puntuales que simulan la fuerza centrífuga y en estas condiciones se la somete a vibraciones por la técnica de “barrido en frecuencia” en el vibrador electrodinámico (shaker) del Departamento Aeronáutica.

2 METODOLOGIA

2.1 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, más 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 por el grupo GEMA del Área Departamental Aeronáutica en la Facultad de Ingeniería de la UNLP.

Para nuestro caso en particular además de contar con la implementación necesaria para poder

obtener las frecuencias de resonancia se utilizó un dispositivo capaz de cargar en forma simultánea la pala en estudio en tres estaciones (experiencia 1) o en el centro de gravedad de la misma (experiencia 2).

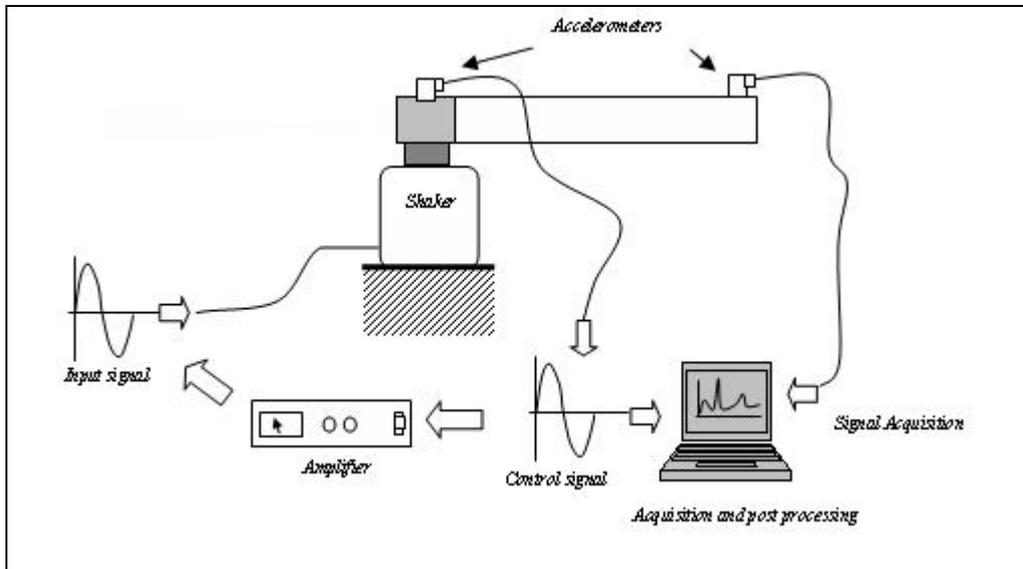


Figura 1. Esquema de los ensayos con vibrador electrodinámico

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.

La Figura 3 y 4 muestran la pala montada sobre el vibrador con los tensores correspondientes para aplicar la carga axial sobre la misma en las tres estaciones o en el CG respectivamente.

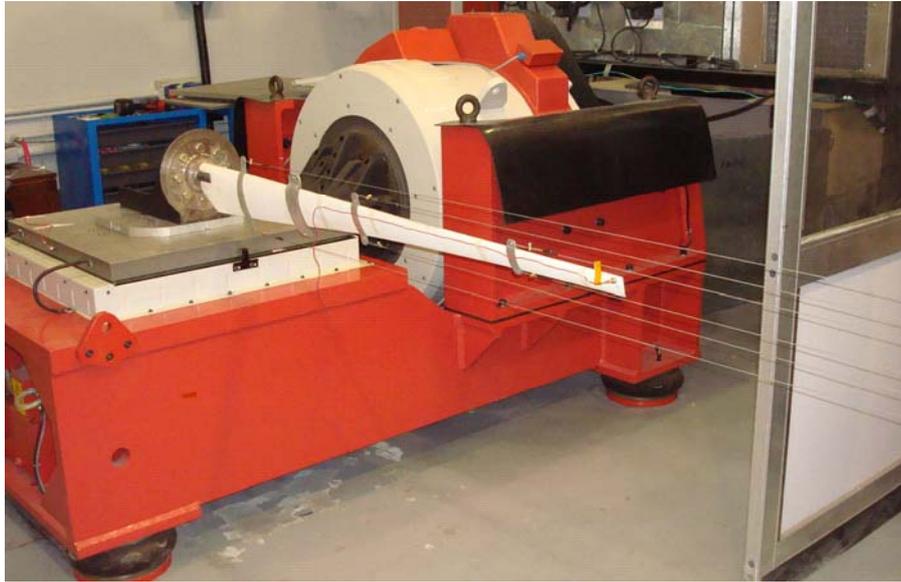


Figura 3: Pala en vibrador, con acelerómetro y tensores de carga en tres estaciones.



Figura 4: Pala en vibrador, con acelerómetro y tensores de carga en el CG.

La Figura 5 muestra una imagen del dispositivo de aplicación de carga para las tres estaciones.

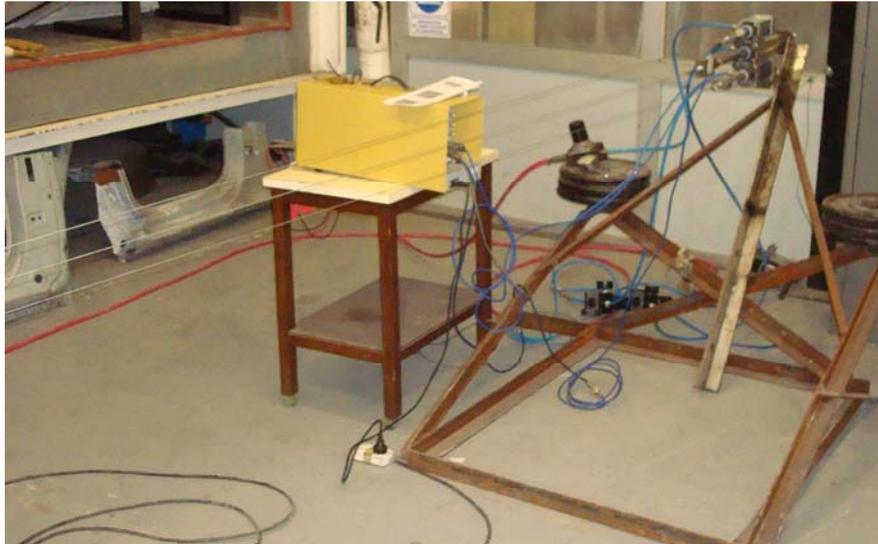


Figura 5: Dispositivo de aplicación de carga.

2.2 Metodología del cálculo numérico

Para la simulación numérica, el modelo utilizado es un sólido formado por 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 cáscara (S3 [9]) triangulares lineales. 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 6 muestra la geometría de la pala y la figura 7 el mallado del modelo de pala utilizada.

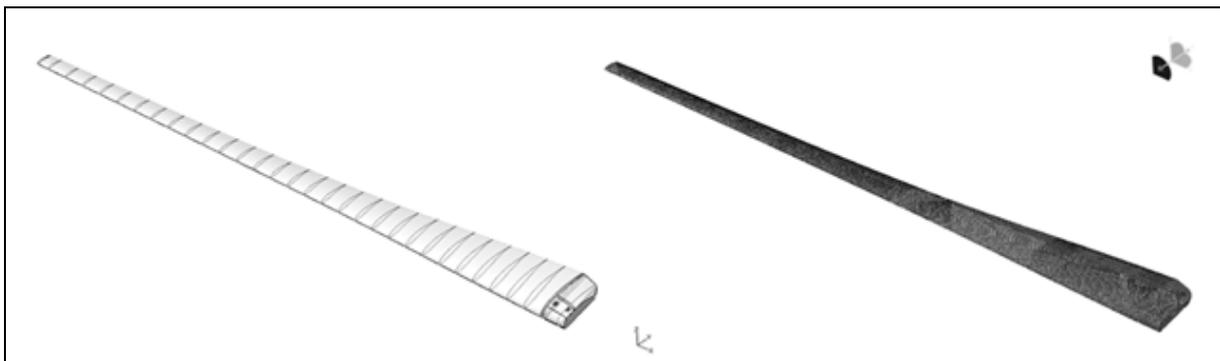


Figura 6: Geometría de la pala

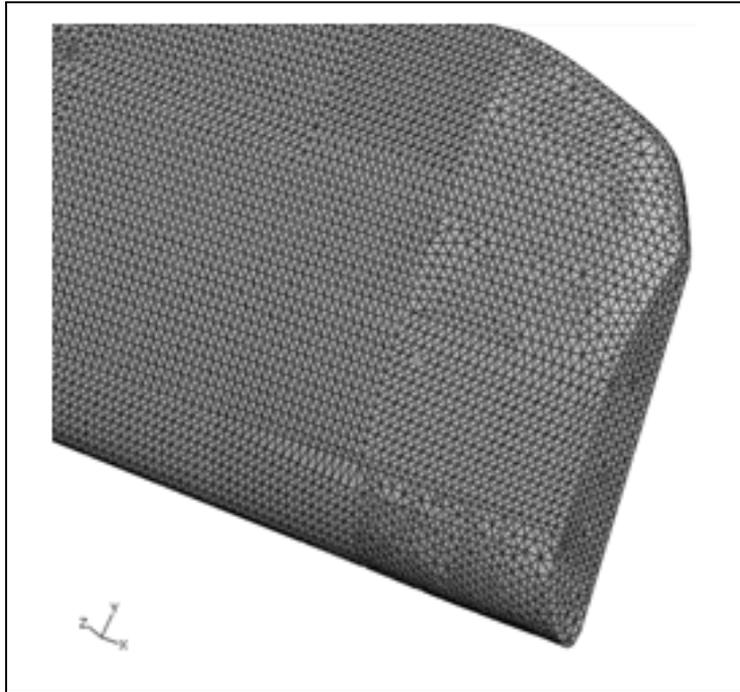


Figura 7: Detalles de mallado de modelo de pala

3 CONCLUSIONES

3.1 Resultados Experimentales:

La Figura 8 muestra el resultado del ensayo de la pala real sometida a un barrido en frecuencia, montada en el vibrador. En este gráfico se observan claramente los picos correspondientes a los tres primeros modos naturales de vibración, debida a flexión fuera del plano de rotación del rotor para la pala sola. La Figura 9 muestra el mismo espectro de respuesta pero para este caso la pala se encuentra cargada axialmente con 159,5 Kg en el CG, este valor de carga axial fue obtenido en función a la rotación nominal de 400 RPM y la masa de la pala.

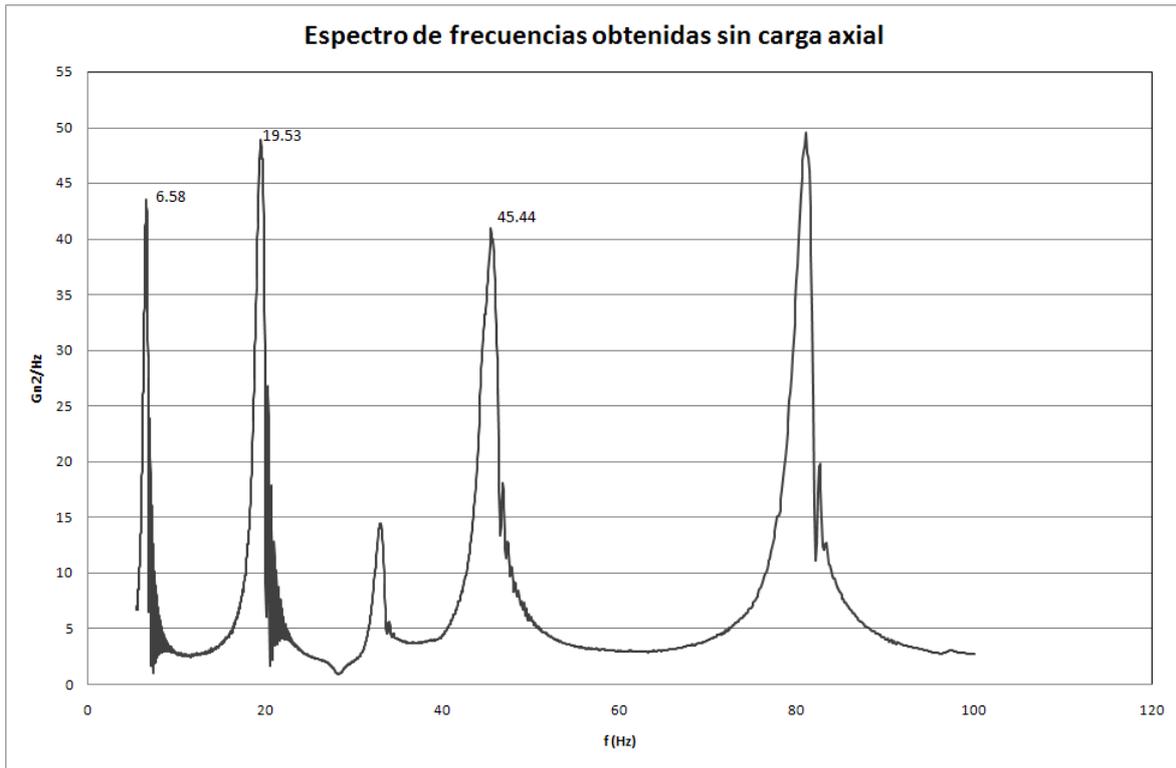


Figura 8: Ensayo de pala sola sin cargas axiales

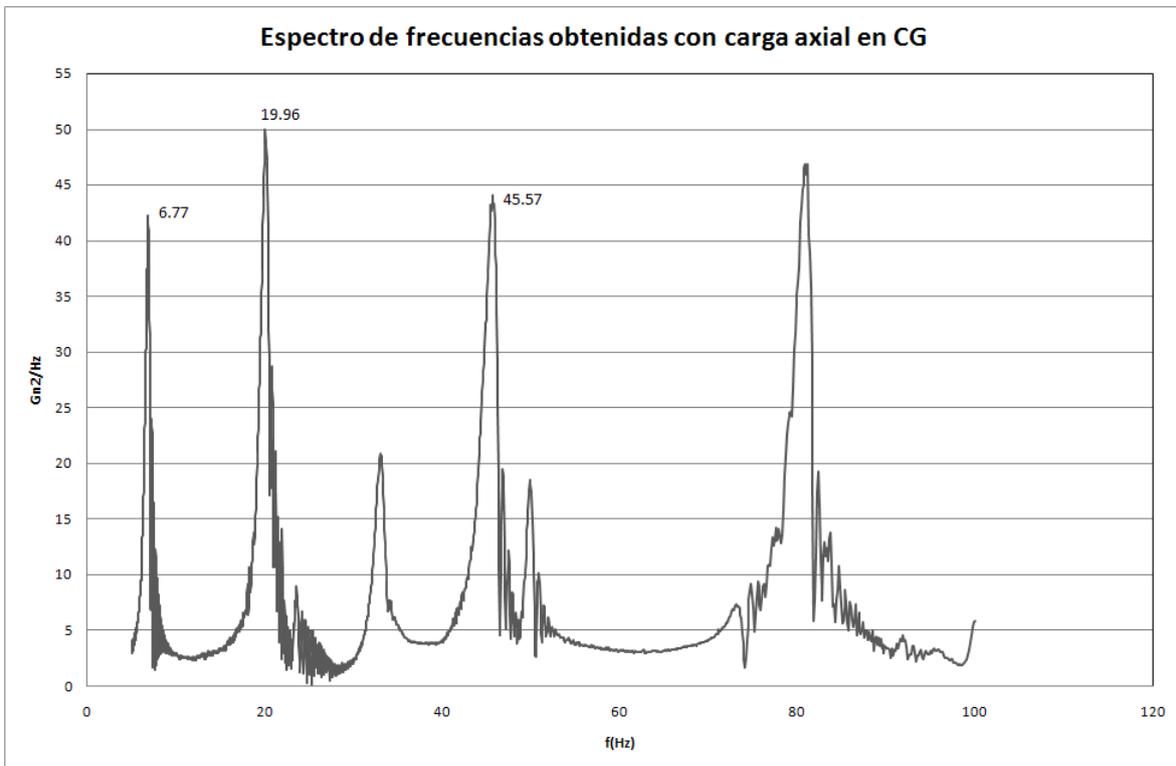


Figura 9: Respuesta a excitación de la pala contemplando los 159,5 Kg en el CG.

La Figura 10 muestra el resultado del ensayo de la pala real sometida a un barrido en

frecuencia. En este gráfico se observan los picos correspondientes a los tres primeros modos naturales de vibración a flexión fuera del plano de rotación del rotor para el caso en donde la pala se encuentra cargada axialmente con 159,5 Kg distribuidos en tres estaciones de las cuales le corresponden a la más cercana a la raíz 66,3 Kg, la estación central 55,8 Kg y a la estación de la punta 37,8 Kg. estos valor de carga axial fueron obtenidos en función a una rotación nominal de 400 RPM y la discretización de la masa de la pala.

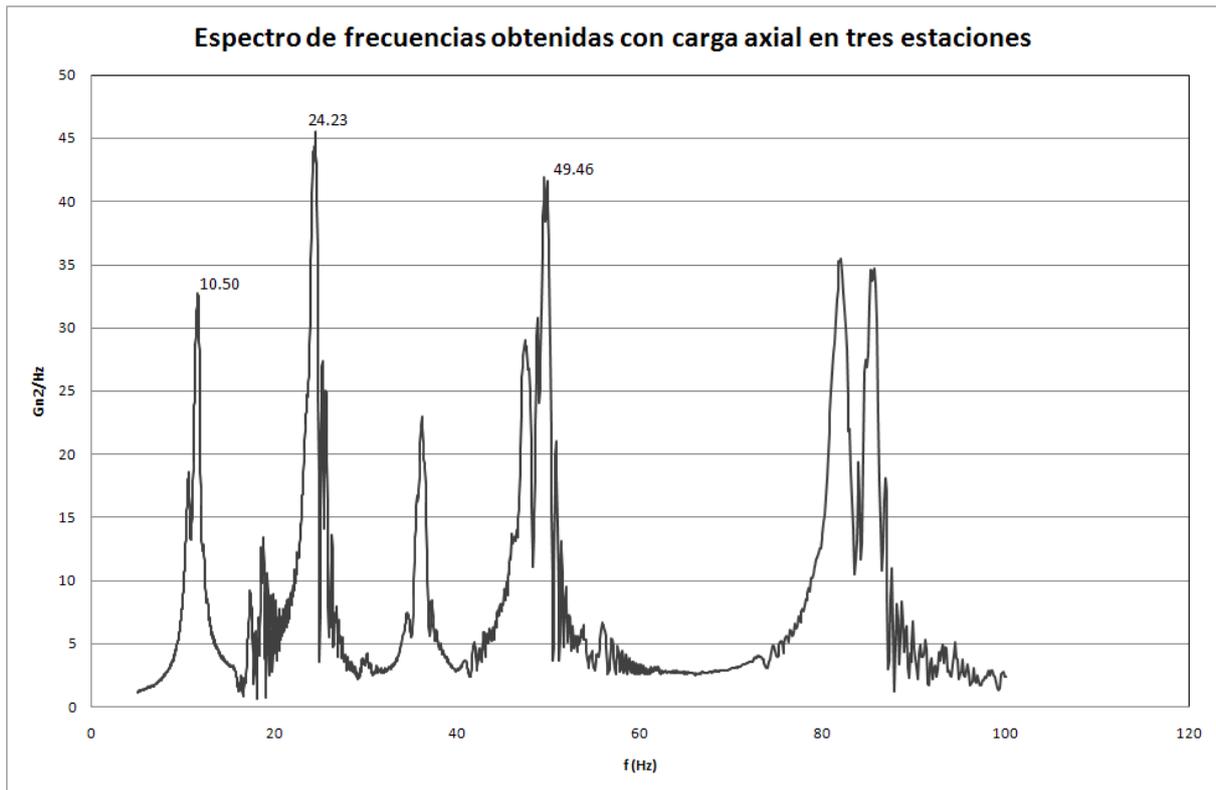


Figura 10: Espectro de respuesta a excitación de la pala contemplando los 159,5 Kg distribuidos en las tres estaciones.

3.2 Resultados numéricos:

Los resultados numéricos obtenidos se realizaron para la pala en rotación nominal, estos reproducen un incremento en las frecuencias de resonancia, estos incrementos son debidos a que la pala rotando en régimen la misma ve un esfuerzo axial de 159,5 Kg el cual rigidiza la misma.

La Tabla 1 sintetiza las frecuencias naturales obtenidas y los incrementos obtenidos en los distintos ensayos y en las simulaciones numéricas. Las frecuencias naturales obtenidas en el ensayo considerando todo el esfuerzo axial en el CG del la pala tienen poco incremento respecto a la frecuencias obtenidas en la pala sola, estos pequeños incrementos se deben a que el CG de la pala en estudio se encuentra cercano a la raíz de la misma, no influyendo demasiado en la rigidez total de la pala.

Las frecuencias naturales obtenidas con el ensayo considerando tres estaciones de carga son

muy altas, debido a que la distribución de cargas sobre la estructura de la pala rigidiza en gran medida la punta de la misma.

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
Pala sola (Barrido en frecuencia)	6.58	19.53	45.44
Pala carga axial CG (Barrido en frecuencia)	6.77	19.96	45.57
Pala carga axial 3 estaciones (Barrido en frecuencia)	10.50	24.43	49.46
Numérico – pala sola	7.75	22.93	56.26
Numérico – pala con rotación	8.76	24.50	58.14

En la Tabla 1 se muestran los resultados obtenidos para todos los ensayos realizados, la simulación de la pala sola respecto a la simulación al ensayo aproximó mucho mejor las frecuencias calculadas a las medidas en los dos primeros modos, aunque no tanto en el tercero, en cuanto a la comparación de de las simulaciones de la pala sola y de la pala con rotación se ve un incremento debido a la rigidez que le proporciona la rotación a la misma.

Para los resultados obtenidos en los ensayos con carga axial en el Shaker se aprecia que de las dos metodologías empleadas de aplicar toda la fuerza debida a la rotación en el CG de la pala o de discretizar la pala en tres estaciones y cargar simultáneamente las mismas se ve que ambas no son del todo adecuadas ya que como se ve en la tabla 1 los valores de frecuencias obtenidos para la pala cargada en el CG son muy próximos a los valores obtenidos en la pala sola y esto es debido a la proximidad del CG a la raíz, en cuanto a los valores obtenidos con la metodología de discretizar a la pala en tres estaciones de carga se ve que los incrementos de las frecuencias difieren en gran medida respecto a la pala sola, estos valores se deben a incremento de la rigidez de la pala en las zonas próximas a la punta de la misma.

Una metodología de ensayo en la cual la pala en estudio sea sometida a las rotaciones nominales sobre el vibrador y poder adquirir los valores de las frecuencias naturales, es el próximo paso 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