

SISTEMA DE CONTROL HÍBRIDO PARA ATENUAR VIBRACIONES EN TORRES DE AEROGENERADORES DE GRAN TAMAÑO

Gonzalo Alvarez^a, Anibal Mirasso^b

^a*IMERIS, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, Ciudad Universitaria, 5500
Mendoza, Argentina, galvarez@fing.uncu.edu.ar.*

^b*IMERIS, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, Ciudad Universitaria, 5500
Mendoza, Argentina, aemirasso@uncu.edu.ar*

Palabras claves: Vibraciones, control activo, asignación de polos, elementos finitos.

Resumen. La generación de energía eléctrica a partir de fuentes limpias que no contaminen el medio ambiente es un tema de gran interés social de la actualidad. Entre ellas, la generación eólica tiene un permanente desarrollo tecnológico actual. La viabilidad económica de los distintos proyectos exige que los tamaños de los aerogeneradores sea cada vez mayor. Los aerogeneradores de gran tamaño que se instalan en el continente y alcancen los cinco megavatios de generación son actualmente un desafío tecnológico. Las dimensiones de estos equipos son tales que constituyen un sistema estructural suficientemente flexible para que las acciones dinámicas a que están solicitados, induzcan vibraciones importantes, pudiendo alterar el adecuado comportamiento del equipo y hasta inducir daños por fatiga. Se describe una metodología para la definición y el análisis de un sistema de control híbrido, constituido por amortiguadores de masa activos, para atenuar las vibraciones de la torre de un aerogenerador de gran tamaño. Se realiza un modelo de elementos finitos que considera la torre, las palas y masas agregadas. Se definen dos modelos dinámicos reducidos en espacio modal. Éstos permiten determinar los parámetros de los sistemas de control, asignando polos con el método de Ackerman en el espacio de estado modal reducido. Dichos parámetros se transforman al modelo original de elementos finitos y se miden sus desempeños en la respuesta en el dominio del tiempo ante distintas acciones dinámicas. Se comparan y discuten los resultados obtenidos y se analiza la posibilidad de simplificar los modelos reducidos para definir el sistema de control, mostrando sus limitaciones.

1 INTRODUCCIÓN

La generación de energía eléctrica a partir de fuentes limpias no contaminantes del medio ambiente es actualmente un tema de gran interés social. Entre ellas, la generación eólica tiene un permanente desarrollo tecnológico y su viabilidad económica exige que los tamaños de los aerogeneradores sea cada vez mayor. Recientemente el NREL de EEUU, propuso alcanzar los 5MW de potencia, planteando un aerogenerador de gran tamaño (Jonkman et al. (2009)). Las dimensiones son tales que constituyen un sistema estructural suficientemente flexible. Las acciones dinámicas a que están solicitados, inducen vibraciones importantes, pudiendo alterar el adecuado comportamiento del equipo y hasta inducir daños. M. A. Lackner, M. A. Rotea, (2011) han propuesto el empleo de amortiguadores de masa sintonizados y sistemas de control activos para disminuir las vibraciones de aerogeneradores ubicados en el mar. G. M. Stewart, M. A. Lackner (2011) han alertado sobre la sensibilidad que introducen en el sistema de control de los aerogeneradores, la dinámica propia de los actuadores que materializan las acciones de control del sistema. A. Staino et al. (2012) y A. Staino, B. Basu (2013) ha presentado alternativas para el de control de vibraciones en aerogeneradores con velocidades de giro variables.

En el campo de las grandes estructuras de edificios se han desarrollado numerosos avances en lo referente al control de vibraciones ya sean inducidas por acciones del viento o de sismos, mediante la incorporación de sistemas pasivos, activos e híbridos. En los primeros se tienen los denominados amortiguadores de masa sintonizados (AMS). Los sistemas activos están constituidos por actuadores que ejercen fuerzas en la estructura, definidas por un algoritmo según los desplazamientos que son medidos por el propio sistema de control. Según Soong y Constantinou (1994) un sistema híbrido de control es la incorporación a la estructura de un sistema masa resorte sintonizado en el que actúa un sistema de control. Se logra así combinar las propiedades de un sistema pasivo (AMS) y de un sistema activo de control. Una detallada discusión sobre estado del arte de sistemas de control en estructuras, tanto civiles y mecánicas como aeroespaciales, ha sido recientemente presentado por Korkmaz, S. (2011). Se destaca allí que la primera propuesta de combinar un AMS con un sistema de control se debe a Chang y Soong (1980). En Argentina la aplicación de los AMS en estructuras civiles fue tratado tempranamente por Montanaro et al. (1999) para estructuras sometidas a acción del viento; y por Bassotti y Ambrosini (2004, 2007) y Ambrosini et al. (2004), cuando actúan sismos. La aplicación de algoritmos de control activo predictivo de estructuras para el adecuado diseño óptimo y análisis de dispositivos pasivos de disipación de energía, en pórticos y tabiques, ha sido propuesto por Ascheri et al. (2010, 2007, 2006). Recientemente, utilizando control óptimo, Garrido et al. (2012) han analizado la eficiencia de un sistema semiactivo de control; y Curadelli y Amani (2012), han comparado distintos algoritmos utilizados en sistemas semi activos de control de una estructura plana de tipo pórtico de seis niveles, sometida a diversos sismos.

Se aplica la metodología presentada por Alvarez y Mirasso (2013) para la definición de un sistema de control híbrido, para atenuar las vibraciones de la torre de un aerogenerador de gran tamaño. Se realiza un modelo de elementos finitos que considera la torre, las palas y masas agregadas. Se definen dos modelos dinámicos reducidos en espacio modal. Estos modelos reducidos permiten determinar los parámetros de los sistemas de control, asignando polos con el método de Ackerman. Dichos parámetros se transforman al modelo original de elementos finitos y se miden sus desempeños en la respuesta en el dominio del tiempo ante distintas acciones dinámicas. Se comparan y discuten los resultados obtenidos y se analiza la posibilidad de simplificar los modelos reducidos para definir el sistema de control, mostrando sus

limitaciones.

2 FORMULACIÓN UTILIZADA

Para incorporar, definir y analizar el sistema híbrido de control en un modelo de elementos finitos se sigue la formulación propuesta por Alvarez y Mirasso (2013); cuyos aspectos principales se sintetizan a continuación.

2.1 Modelo original de elementos finitos

Se considera un sistema estructural en el que los cambios geométricos en la estructura se describen asumiendo relaciones cinemáticas lineales entre desplazamientos y deformaciones específicas. El material se asume elástico lineal siguiendo la ley de Hooke. Para obtener un modelo matemático discreto se propone el uso del método de elementos finitos (Zienkiewicz y Taylor, 1991) basado en la interpolación de los desplazamientos de la estructura como combinación lineal funciones de forma locales y coordenadas generalizadas $\mathbf{a}(t)$. Así resulta que el modelo de elementos finitos se puede definir mediante el Lagrangeano $L_{EF}(\mathbf{a}(t), \dot{\mathbf{a}}(t))$ dado por diferencia entre la energía cinética y la potencial total del sistema discreto

$$L_{EF}(\mathbf{a}(t), \dot{\mathbf{a}}(t)) = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{a}}(t)^T \cdot \mathbf{M}^{EF} \cdot \dot{\mathbf{a}}(t) - \frac{1}{2} \mathbf{a}(t)^T \cdot \mathbf{K}^{EF} \cdot \mathbf{a}(t) + \mathbf{a}(t)^T \cdot \mathbf{b}^{EF}(t) \quad (1)$$

indicando con $\dot{\mathbf{a}}(t)$ la derivada respecto al tiempo del vector de coordenadas generalizadas $\mathbf{a}(t)$. La matriz de rigidez \mathbf{K}^{EF} ; la matriz de masa \mathbf{M}^{EF} , el vector de cargas nodales equivalentes $\mathbf{b}^{EF}(t)$ del sistema estructural son los que resultan del proceso de ensamble de las matrices elementales (Zienkiewicz y Taylor, 1991).

2.2 Incorporación del amortiguador de masa sintonizada y del sistema de control

En el sistema estructural se agrega un amortiguador de masa sintonizado (AMS) y un sistema de control que constituyen el sistema híbrido de reducción de vibraciones. Se incorpora así una masa m_R y un resorte de constante elástica k_R , unidos al sistema estructural en la abscisa x_R . El sistema de control ejerce una fuerza $f_{CR}(t)$ sobre la masa m_R , que se desplaza horizontalmente $y(t)$, y reacciona en la abscisa x_R del sistema estructural. Es posible considerar la incidencia de estas incorporaciones mediante su Lagrangeano que resulta

$$L_{MR}(\mathbf{a}(t), y(t), \dot{y}(t)) = \frac{1}{2} m_R (\dot{y}(t))^2 - \frac{1}{2} k_R \cdot (y(t) - \mathbf{a}(t)^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R)^2 + f_{CR}(t) \cdot (y(t) - \mathbf{a}(t)^T \cdot \boldsymbol{\Gamma}_R) \quad (2)$$

siendo $\boldsymbol{\Psi}_R$ y $\boldsymbol{\Gamma}_R$ los vectores que acoplan al AMS y el sistema de control con el modelo original de elementos finitos. El vector $\boldsymbol{\Psi}_R$ tiene componentes nulas, salvo la componente correspondiente al desplazamiento horizontal del punto material ubicado en la posición x_R que respectivamente valen uno. El vector $\boldsymbol{\Gamma}_R$ tiene componentes nulas, salvo la componentes correspondiente al grado de libertad de $\mathbf{a}(t)$ donde reacciona la fuerza concentrada de magnitud $f_{CR}(t)$ del sistema de control incorporado.

2.3 Definición del modelo reducido en espacio modal

Para diseñar el sistema de control es conveniente obtener un modelo reducido en espacio modal. Para ello se propone un cambio de base al espacio modal del modelo original de elementos finitos (Clough y Penzien, 2003), la forma

$$\mathbf{a}(t) = [\boldsymbol{\varphi}_1 \quad \boldsymbol{\varphi}_2] \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} = \boldsymbol{\Phi} \cdot \mathbf{q}(t) \quad (3)$$

donde $\boldsymbol{\varphi}_1$ $\boldsymbol{\varphi}_2$ son los modos naturales de vibración libre asociado a las frecuencia ω_1 ω_2 respectivamente del sistema original de elementos finitos cuyo Lagrangeano está expresado por la ecuación (1). A las función $q_1(t)$ y $q_2(t)$ se las denomina amplitudes modales o coordenadas en el espacio modal reducido.

2.4 Definición del control por realimentación de estado en el en espacio modal reducido

Se plantea una acción de control por realimentación de estado (Dorf y Bishop, 2001), en el espacio modal reducido asociado al modelo original de elementos finitos. Se considera la magnitud de la acción de control proporcional al vector de estado del espacio modal reducido, en la forma:

$$f_c(t) = -\mathbf{G}_M \cdot \mathbf{z}_M(t) = -\left\{ \begin{matrix} g1 & g2 \end{matrix} \right\} \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} + g3 \cdot y(t) + \left\{ \begin{matrix} g4 & g5 \end{matrix} \right\} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1(t) \\ \dot{q}_2(t) \end{Bmatrix} + g6 \cdot \dot{y}(t) \quad (4)$$

siendo las ganancias $\mathbf{G}_M = \{g1 \ g2 \ g3 \ g4 \ g5 \ g6 \}$ un vector fila de constantes a determinar.

2.5 Equilibrio en espacio modal reducido

Las ecuaciones de equilibrio en el espacio de estados modal reducido considerando el control por realimentación de estado se pueden expresar como:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}}_M(t) &= \mathbf{A}_C \cdot \mathbf{z}_M(t) + \boldsymbol{\Gamma}_{EF}^{SS}(t) \\ \mathbf{A}_C &= (\mathbf{A} - \boldsymbol{\Gamma}_{RM}^{SS} \cdot \mathbf{G}_M) \end{aligned} \quad (5)$$

con

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{0}_3 & \mathbf{I}_3 \\ -\mathbf{M}_M^{-1} \cdot \mathbf{K}_M & \mathbf{0}_3 \end{pmatrix} \quad (6)$$

siendo \mathbf{I}_3 y $\mathbf{0}_3$ las matrices identidad y nula de orden tres respectivamente. Las variables de estado $\mathbf{z}_M(t)$, las matrices de rigidez \mathbf{K}_M y de masa \mathbf{M}_M , en el espacio modal reducido son:

$$\begin{aligned} \mathbf{z}_M(t) &= \{q_1(t) \quad q_2(t) \quad y(t) \quad \dot{q}_1(t) \quad \dot{q}_2(t) \quad \dot{y}(t)\}^T \quad (7) \\ \mathbf{M}_M &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & m_R \end{pmatrix}; \quad \mathbf{K}_M = \begin{pmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} + k_R \cdot \begin{pmatrix} \boldsymbol{\varphi}_1^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \cdot \boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_1 & \boldsymbol{\varphi}_1^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \cdot \boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_2 & -\boldsymbol{\varphi}_1^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \\ \boldsymbol{\varphi}_2^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \cdot \boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_1 & \boldsymbol{\varphi}_2^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \cdot \boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_2 & -\boldsymbol{\varphi}_2^T \cdot \boldsymbol{\Psi}_R \\ -\boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_1 & -\boldsymbol{\Psi}_R^T \cdot \boldsymbol{\varphi}_2 & 1 \end{pmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

Se debe destacar que la contribución de la rigidez del resorte k_R en la matriz de rigidez modal está definida por las proyecciones del vector $\boldsymbol{\Psi}_R$ en cada modo retenido. Los vectores $\boldsymbol{\Gamma}_{EF}^{SS}$ y $\boldsymbol{\Gamma}_{RM}^{SS}$ de acciones equivalentes a las acciones externas y a las del sistema de control en el espacio de estado modal están dados por:

$$\boldsymbol{\Gamma}_{EF}^{SS} = \left\{ \begin{matrix} \bar{\mathbf{0}}_3 \\ \mathbf{M}_M^{-1} \cdot \mathbf{b}_M^{EF}(t) \end{matrix} \right\}; \quad \boldsymbol{\Gamma}_{RM}^{SS} = \left\{ \begin{matrix} \bar{\mathbf{0}}_3 \\ \mathbf{M}_M^{-1} \cdot \boldsymbol{\Gamma}_{RM} \end{matrix} \right\}; \quad (9)$$

donde $\bar{\mathbf{0}}_3$ indica el vector de tres componentes nulas.

Los vectores $\mathbf{b}_M^{EF}(t)$ y $\boldsymbol{\Gamma}_{RM}$ son las proyecciones sobre el espacio modal reducido de las

acciones externas del modelo original de elementos finitos y de las acciones de control. Están dados por

$$\begin{aligned} \mathbf{b}_M^{EF}(t) &= \left\{ \boldsymbol{\varphi}_1^T \cdot \mathbf{b}^{EF}(t) \quad \boldsymbol{\varphi}_2^T \cdot \mathbf{b}^{EF}(t) \quad 0 \right\}^T \\ \boldsymbol{\Gamma}_{RM} &= \left\{ -\boldsymbol{\varphi}_1^T \cdot \boldsymbol{\Gamma}_R \quad -\boldsymbol{\varphi}_2^T \cdot \boldsymbol{\Gamma}_R \quad 1 \right\}^T \end{aligned} \quad (10)$$

Es oportuno destacar que el vector $\boldsymbol{\Gamma}_{RM}$ debe ser no nulo para que el modelo reducido resulte adecuadamente definido. Esto condiciona la elección de los grados de libertad donde actúa el sistema de control definido por el vector $\boldsymbol{\Gamma}_R$; de modo que sus proyecciones sobre el espacio modal sean no nulas. Resulta inadecuado actuar, por ejemplo, sobre nodos de los modos de vibración del modelo de elementos finitos original.

2.6 Definición del Sistema de Control en Espacio Modal Reducido y en Espacio Original

Por tratarse de un sistema lineal, y verificando que el sistema sea completamente controlable, está garantizada la libre ubicación de los polos de la matriz \mathbf{A}_C (Dorf y Bishop, 2001). Resulta entonces posible y conveniente asignar dichos polos en forma tal de garantizar una respuesta en el tiempo de tipo oscilatoria amortiguada. La asignación de polos y el método de Ackerman (Dorf y Bishop, 2001) permiten obtener las constantes de \mathbf{G}_M en el espacio de estado modal reducido, para posteriormente ser trasladadas al espacio original del modelo de elementos finitos. Para ello se asume que la acción de control $f_C(t)$ es la misma en ambos espacios, aunque definida por parámetros distintos, y según lo demostrado en Alvarez y Mirasso (2013) resulta

$$\begin{aligned} f_C(t) &= - \left(\begin{bmatrix} g1_M & g2_M \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_1(j) & \varphi_2(j) \\ \varphi_1(k) & \varphi_2(k) \end{pmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_j(t) \\ \mathbf{a}_k(t) \end{Bmatrix} + g3_M \cdot y(t) \right) \\ &\quad - \left(\begin{bmatrix} g4_M & g5_M \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_1(j) & \varphi_2(j) \\ \varphi_1(k) & \varphi_2(k) \end{pmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{a}}_j(t) \\ \dot{\mathbf{a}}_k(t) \end{Bmatrix} + g6_M \cdot \dot{y}(t) \right) \end{aligned} \quad (11)$$

con $\varphi_m(l)$ la componente “l” del modo “m”. Así es que al haber elegido dos modos para generar el espacio modal reducido, se deben elegir dos puntos situados por ejemplo en $x=x_1$ y $x=x_2$, en los cuales medir los grados de libertad del espacio original j -ésimo y k -ésimo correspondientes a las componentes j y k del vector $\mathbf{a}(t)$. La existencia de la inversa de la matriz que participa en la ecuación (11), condiciona la elección de los grados de libertad del modelo original de elementos finitos donde medir.

Resulta así que la acción de control $f_C(t)$ en el modelo original de elementos finitos, se aplica en la masa m_R y reacciona en la torre en $x=x_R$, se calcula midiendo los grados de libertad $\mathbf{a}_j(t)$ y $\mathbf{a}_k(t)$ y sus velocidades, y multiplicando por las ganancias \mathbf{G}_M calculadas en un espacio modal reducido y trasladadas al espacio real.

3 APLICACIÓN EN UN AEROGENERADOR CON AMORTIGUADOR DE MASA SINTONIZADO TIPO MASA RESORTE Y SISTEMA DE CONTROL ACTIVO

Se considera el aerogenerador de 5 MW propuesto y analizado por NREL en Jonkman et al. (2009) que es un desafío tecnológico actual. Se trata de un aerogenerador con palas de 61.5m de longitud, cuyo centro de rotación está a 90 m de altura respecto del nivel del suelo. Se consideran las vibraciones de flexión de la torre restringidas a la dirección en que actúa el viento.

Para describir el comportamiento dinámico global del sistema se consideran como componentes estructurales la torre, las tres palas y las masas correspondientes al rotor y la góndola. La torre del aerogenerador tiene una altura de 87.6 m. y se la considera empotrada en el suelo de fundación. Es un tronco cónico cuya sección transversal es una corona circular. En la base tiene un diámetro de 6m.y un espesor de 0.027m. En el extremo superior el diámetro es de 3.87 m. y el espesor de 0.019 m. Se asume una variación lineal entre la base y el extremo superior de la torre tanto del diámetro como del espesor. Se la considera realizada en chapa de acero con un módulo de elasticidad de 210 GPa y un módulo de corte de 80 GPa. Se considera una densidad efectiva del acero de 8500 Kg/m^3 , con la finalidad de tener en cuenta elementos no estructurales tales como pintura, bulones, soldaduras, uniones, refuerzos, etc. Resulta así que la masa total de la torre es de 347 460 Kg y tiene su centro de masa ubicado a 38.234m sobre el nivel del suelo. Cada una de las palas tiene una longitud de 61.5 m. desde su raíz, y están fijadas a la masa del rotor. Cada pala tiene 17740 Kg de masa. Su centro de masa está ubicado a 20,475 m. respecto de la raíz de la pala, y tienen un momento de inercia de $11\,776\,047 \text{ Kg m}^2$. La masa del rotor es de 3000Kg. y su centro de masa es el centro geométrico del rotor propiamente dicho, y está ubicado a una altura de 90m por sobre el nivel del suelo y a 5m barlovento del eje vertical de la torre. Su momento de inercia polar es $115\,926 \text{ Kg m}^2$. La masa de la góndola es 240000Kg y su centro de masa está a 1.9 m. a sotavento del eje vertical central de la torre y a una altura de 1.75m. por encima del extremo superior de la misma. Su momento de inercia se consideró como $2\,607\,890 \text{ Kg m}^2$.

3.1 Modelos de elementos finitos del generador eólico

Para realizar el análisis dinámico del aerogenerador se realizaron dos modelos de elementos finitos con el programa ANSYS, siguiendo lo planteado por Jonkman et al. (2009), y que se esquematizan en la Figura 1.

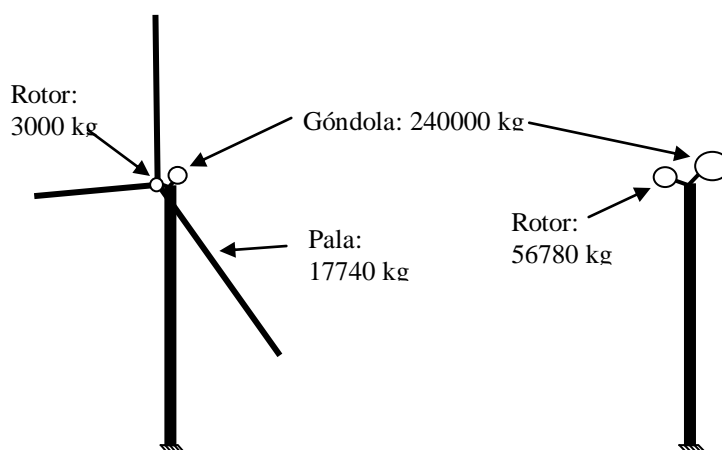


Figura 1: a) Modelo 1 completo. b) Modelo 2 simplificado

En la Figura 1a se representa el Modelo 1 que es un modelo completo del aerogenerador, en el que se ha modelado la torre y las palas como elementos estructurales flexibles; mientras que el rotor y la góndola se han representado sólo con sus masas. En la Figura 1b se muestra el denominado Modelo 2 que es una simplificación del anterior, en el que las tres palas se consideran concentradas como masas coincidentes junto con la masa del rotor, y constituyen una masa agregada total de 56780 Kg. Tanto la torre como las palas se modelaron en todos los casos utilizando el elemento de viga BEAM188 (Ansys, 2009). A cada uno de los elementos de viga se les otorgó las características mecánicas e inerciales de la porción de la torre o pala

que representa de acuerdo a su ubicación, respetando los valores de rigidez flexional, rigidez torsional, rigidez al corte transversal y densidad de masa por unidad de longitud definidos en Jonkman et al. (2009). Para considerar las masas puntuales que representan las características inerciales del rotor y de la góndola se utilizó el elemento MASS21 (Ansys, 2009). La vinculación de las masas puntuales con el extremo libre de la torre, y de las palas con el rotor, se realizó a través de elementos rígidos TARGE170 (Ansys, 2009).

Para el Modelo 1 completo se presentan las frecuencias naturales de vibración en la Tabla 1 y sus modos asociados en las Figuras 2 a 5. En la Figura 2 se presenta el primer modo de flexión de la torre en la dirección del viento, cuya frecuencia natural es la que mayor diferencia tiene con las presentadas por Jonkman et al. (2009).

<i>Frecuencia</i>	<i>Modelo1</i>	<i>Modelo Jonkman et al. (2009).</i>	<i>Diferencia Porcentual</i>	<i>Modo Figura N^a</i>
1	0.354 Hz	0.324 Hz	9%	2
2	0.693 Hz	0.699 Hz	1%	3
3	1.023 Hz	1.079 Hz	5%	4
4	1.936 Hz	2.02 Hz	4%	5

Tabla 1: Frecuencias modales del modelo completo

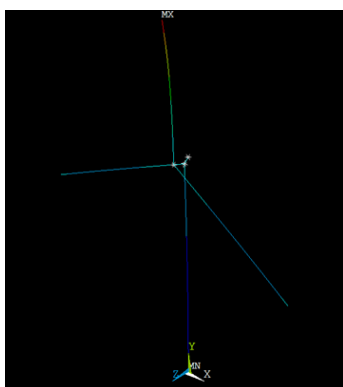


Figura 2: Primer modo de flexión de la torre en la dirección del viento

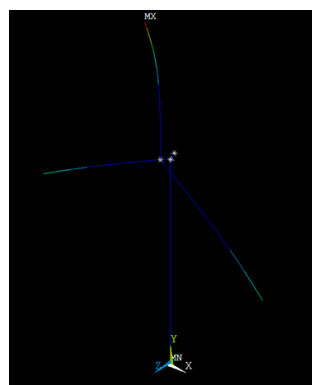


Figura 3: Primer modo de flexión de las palas colectivo en la dirección del flap

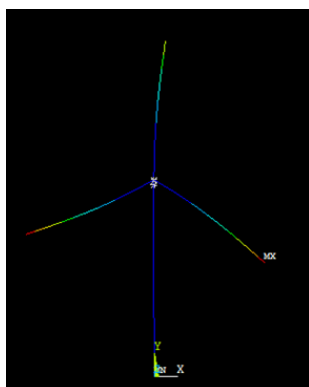


Figura 4: Primer modo de flexión de las palas colectivo en la dirección del edge



Figura 5: Segundo modo de flexión de las palas colectivo en la dirección del flap

En todos los modos se presentan vibraciones tanto de la torre como de las palas. Esto provoca dificultades en la comparación de modos y en la selección de los mismos para definir modelos reducidos.

En la Tabla 2 se comparan las frecuencias naturales de vibración de las palas con las presentadas por Jonkman et al. (2009), y las diferencias son inferiores al 3%.

<i>Frecuencia</i>	<i>Modelo1</i>	<i>Modelo Jonkman et al. (2009).</i>	<i>Diferencia Porcentual</i>	<i>Modo Figura N^a</i>
1	0.7 Hz	0.69 Hz	1.5%	6
2	2.026 Hz	2.02 Hz	0.3%	
3	1.11 Hz	1.08 Hz	2.7%	7

Tabla 2: Frecuencias modales de las palas

En las Figuras 6 y 7 se comparan los modos naturales de vibración de las palas, con los polinomios de aproximación, presentados por Jonkman et al. (2009). Se puede observar que la correlación en los modos es excelente.

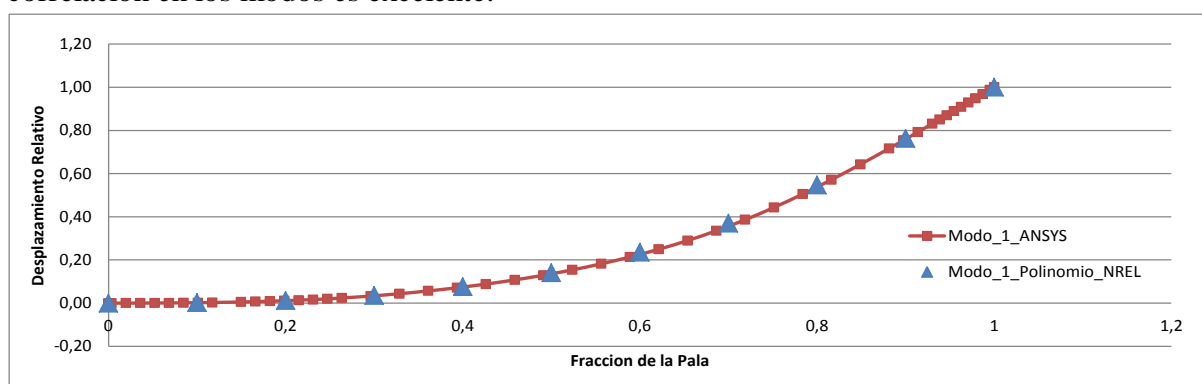


Figura 6: Primer modo de flexión de la Pala en la dirección del Flap

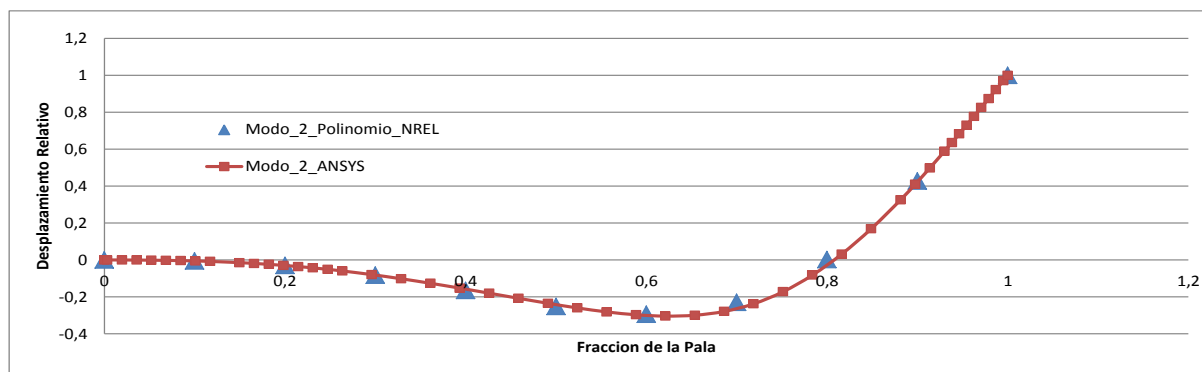


Figura 7: Segundo modo de flexión de la Pala en la dirección del Flap

En la Tabla 3 se comparan las frecuencias naturales de flexión de la torre obtenidas con el Modelo 2 con las presentadas en Jonkman et al. (2009) de un modelo equivalente. Los modos asociados se comparan en la Figura 8 y se puede observar que la correlación es excelente.

<i>Frecuencia</i>	<i>Modelo2</i>	<i>Modelo Jonkman et al. (2009).</i>	<i>Diferencia Porcentual</i>	<i>Modo Figura N^a</i>
1	0.36 Hz	0.32 Hz	12%	
2	2.99 Hz	2.9 Hz	0.3%	

Tabla 3: Frecuencias modales de la torre

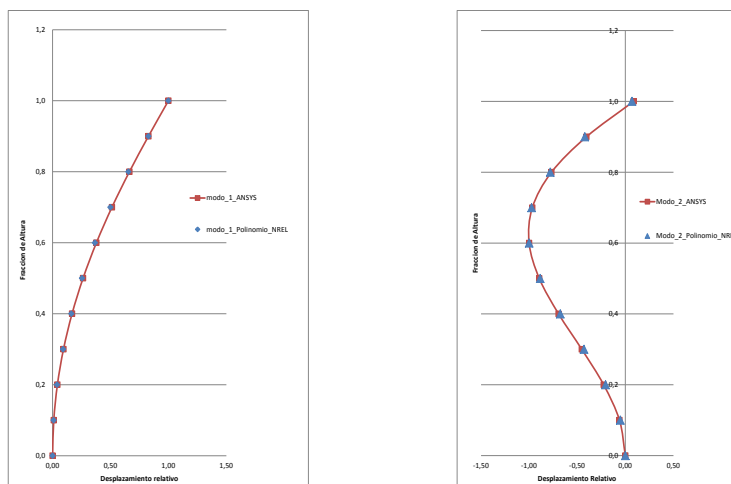


Figura 8: Primer y segundo modo de flexión de la Torre del aerogenerador

Se puede concluir que tanto el Modelo 1 completo como el Modelo 2 simplificado son muy similares a los desarrollados por Jonkman et al. (2009), tanto en las frecuencias naturales como en las formas modales asociadas.

3.2 Definición del sistema de control híbrido

Siguiendo lo presentado en Alvarez y Mirasso (2013), para definir los parámetros del sistema de control es conveniente considerar un espacio modal reducido que represente dinámicamente en forma adecuada a los modelos completos de elementos finitos. En este caso se propone como espacio modal el generado por los dos primeros modos de flexión de la torre $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, normalizados respecto de la matriz de masa, para cada uno de los modelos de elementos finitos descriptos anteriormente. Para materializar el sistema híbrido se vinculó al extremo libre de la torre un AMS constituido por un sistema masa resorte con desplazamiento horizontal, y un sistema de control que ejerce una fuerza sobre la masa de AMS y reacciona en el extremo libre de la torre.

Para el Modelo 1 completo el AMS se sintonizó a la frecuencia fundamental de vibración del aerogenerador; es decir, 0355Hz. La masa agregada se fijó en 4230 Kg que es el 1% de la masa asociada a dicho modo. La rigidez del resorte resultó 20927 N/m. El resorte fue modelado con un elemento COMBIN14 y la masa con un elemento MASS21 (Ansys, 2009).

Para obtener las constantes \mathbf{G}_M usando el método de Ackermann, se propone una posición de polos de la matriz $\mathbf{A}c$ tal que el amortiguamiento buscado sea $\zeta_1 = 45\%$ para el primer modo y $\zeta_2 = 45\%$ para el segundo.. Para conseguir las constantes \mathbf{G}_R presentadas en la Tabla 4, se considera medir los desplazamientos y las velocidades en dirección horizontal del nodo ubicado en el extremo de la torre; y del nodo ubicado en el centro de la misma.

G	g1	g2	g3	g4	g5	g6
<i>Modelo Modal Reducido: \mathbf{G}_M</i>	10793	34	-1013	-62.55	-0.2015	-55
<i>Modelo Completo: \mathbf{G}_R</i>	16782	7380	-1013	-97	-42	-55

Tabla 4: Constantes del Sistema de Control.

Al incorporar las constantes G_R y G_M en los sistemas de control para los modelos completos y para sus modelos reducidos respectivamente, es necesario realizar comparaciones de la respuesta en el tiempo de la torre ante un impulso. En la figura 9 se observa la respuesta del extremo libre de la torre del aerogenerador ante un impulso en el mismo lugar, del Modelo 1 y de su modelo reducido. Se puede observar en la respuesta correspondiente al modelo completo de elementos finitos una oscilación remanente al final del intervalo de tiempo, que no se presenta en la respuesta del modelo reducido. Esto se debe principalmente a una oscilación remanente de las palas que están modeladas en el modelo 1 completo de elementos finitos y cuyos modos no participan explícitamente en la definición del modelo reducido asociado con el que se define el sistema de control. Se observa también la efectividad del sistema de control propuesto en cuanto a su capacidad para reducir la amplitud de las oscilaciones, ya que se logra prácticamente un amortiguamiento total luego de finalizar el segundo ciclo.

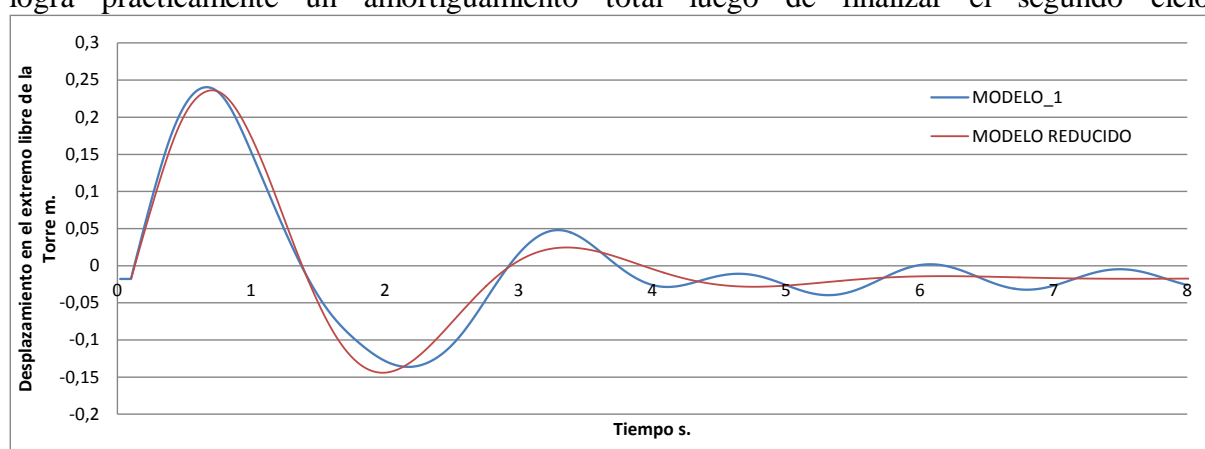


Figura 9: Desplazamiento en el extremo libre de la torre. Modelo 1 y su modelo reducido, incluido AMS y control

En la Figura 10 se hace la misma comparación pero para el Modelo 2 y su modelo reducido asociado. Se puede ver que la respuesta de ambos modelos es casi idéntica y hay un mayor grado de correlación entre las respuestas de ambos modelos que para el caso del Modelo 1 presentados en la Figura 9.

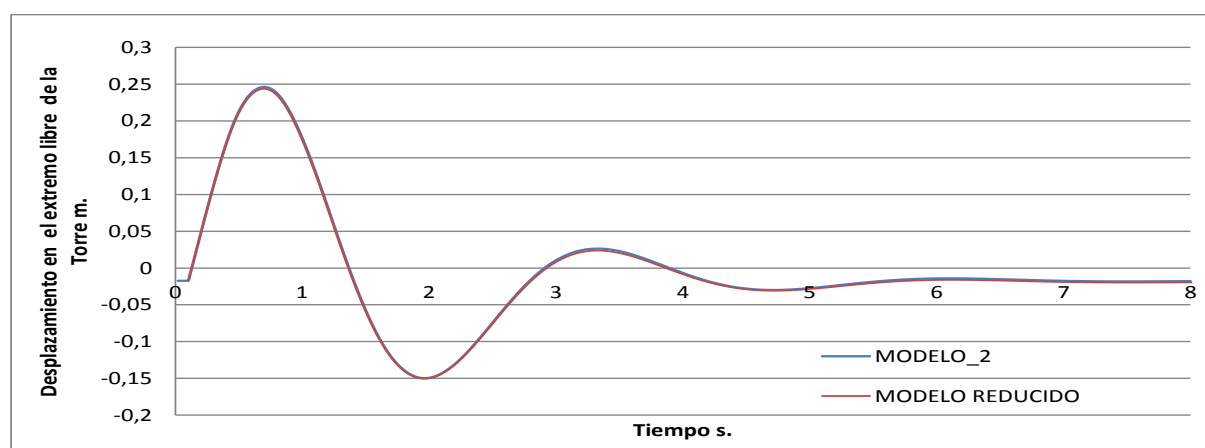


Figura 10: Desplazamiento en el extremo libre de la torre. Modelo 2 y su modelo reducido, incluido AMS y control

A partir de los resultados obtenidos, y dada la escasa diferencia entre ambos modelos, es oportuno analizar la posibilidad de incluir en el modelo 1, las constantes de control definidas a

partir del modelo 2. En la figura 11 se presenta la respuesta del extremo de la torre ante un impulso en el mismo lugar, para el Modelo 1 con el sistema de control híbrido con las constantes G_R definidas con su modelo modal reducido, y con las definidas a partir del modelo 2. Se puede observar que las respuestas son prácticamente las mismas para ambos sistemas de control.

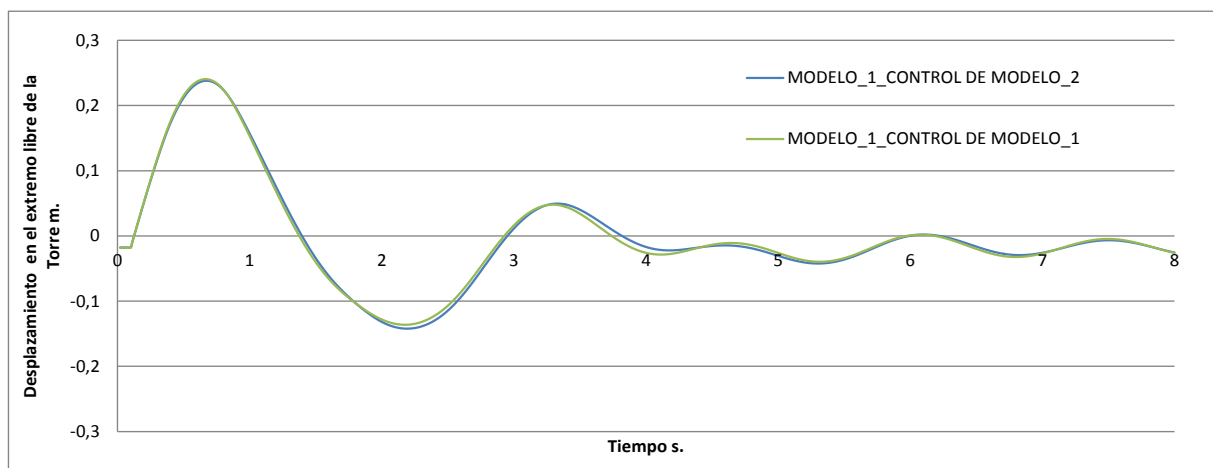


Figura 11: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 con control obtenido a partir del modelo1 y del modelo2

La metodología propuesta para encontrar el modelo reducido y definir el sistema de control por retroalimentación de estado mediante la asignación de polos resulta así satisfactoria tanto para el modelo1 como para el modelo2. La metodología propuesta resulta también satisfactoria para definir un sistema de control a partir de un modelo reducido que se obtiene de un modelo de elementos finitos simplificado con las características del modelo2 y aplicar luego los parámetros de control obtenidos, a un modelo de elementos finitos con las características del modelo1.

4 RESPUESTA ANTE EXCITACIONES SISMICAS

Es de interés comprobar la eficiencia del sistema de control actuando en conjunto con el amortiguador de masa sintonizado, cuando a la estructura considerada se la somete a una excitación sísmica. Entre las diversas acciones sísmicas se han seleccionado los sismos ocurridos en 1986 en la ciudad de Mendoza, Argentina; y en Kobe, Japón, en el año 1995. El primero se ha seleccionado por su importancia para la Región Oeste de Argentina; mientras que el segundo, por la magnitud de las aceleraciones registradas.

4.1 Sismo de Mendoza

En las figuras 12 a 14 se presentan los desplazamientos en el extremo libre de la torre obtenidos con los distintos modelos sometidos al sismo de Mendoza de 1986. Es oportuno destacar que el intervalo de mayor intensidad de este sismo es entre los 4 y los 11 segundos.

En la Figura 12 se compara la respuesta para el modelo 1 original y sus modelos asociados cuando se le incorpora el AMS, y el sistema de control híbrido. Se puede observar que el AMS comienza a atenuar apreciablemente las oscilaciones a partir de los 11 segundos; mientras que el sistema híbrido desde los 4 segundos. Por otra parte, el sistema híbrido atenúa más las oscilaciones que el sistema con AMS solamente.

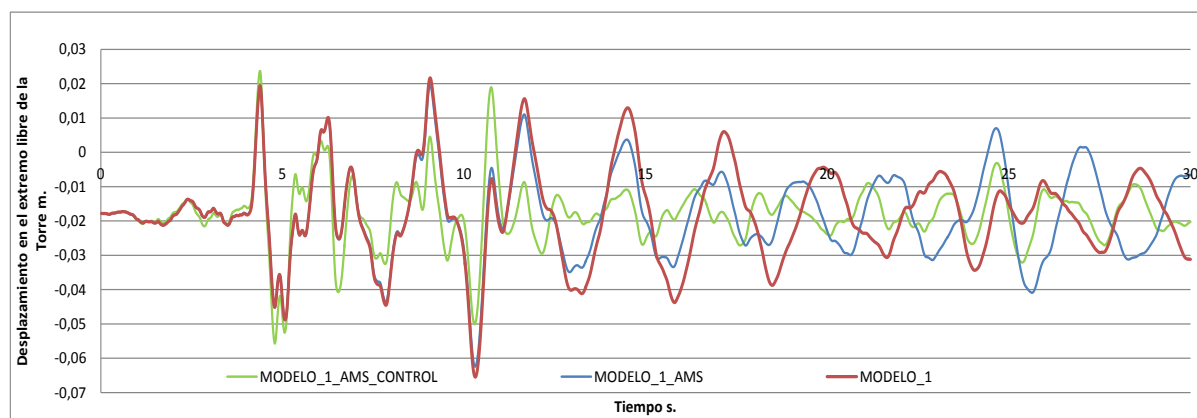


Figura 12: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 con excitación sísmica

En la Figura 13 se presentan las respuestas en el extremo de la torre del modelo 1 completo y del modelo 2 simplificado, cuando en ambos se incluye el sistema de control híbrido correspondiente. Se puede observar que no hay diferencias significativas en la respuesta lograda con ambos sistemas híbridos propuestos, actuando en los modelos completos. Es por ello, que surge la posibilidad de incorporar en el modelo 1 completo; es decir, el modelo de la torre, las palas, y las masas agregadas del rotor y la góndola, las ganancias G_R de control definidos con el modelo modal reducido del modelo completo 2, en el cual las palas se condensaron a masas concentradas en el rotor.

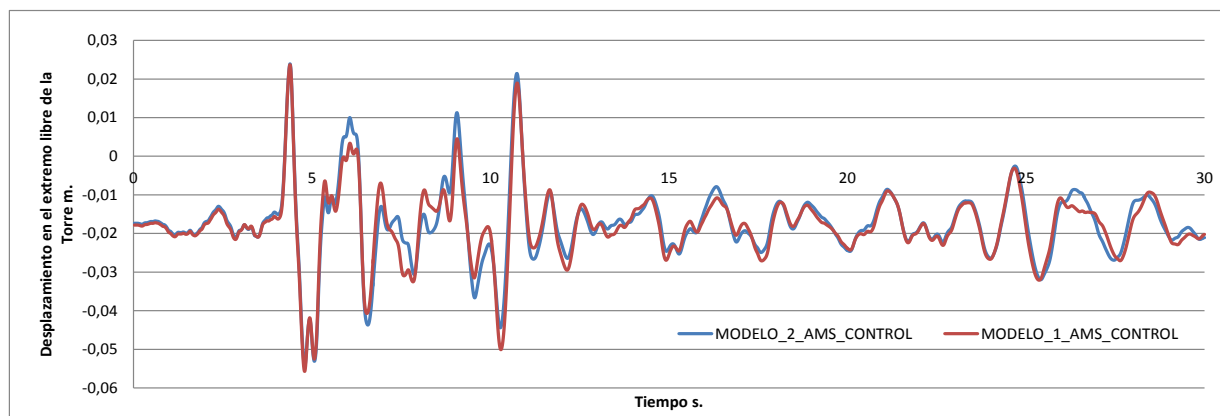


Figura 13: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 y del Modelo2 con excitación sísmica

En la Figura 14 se presentan la respuesta del modelo1 completo con sistema de control cuyos parámetros fueron obtenidos a partir de su modelo modal reducido, y la respuesta del mismo modelo pero con sistema de control con parámetros obtenidos del modelo modal reducido del modelo2. Se puede observar que no existe diferencia apreciable entre ambas respuestas, a pesar de que ambos modelos modales se basan en modos de vibración de la torre que son distintos. Esto permite proponer definir los parámetros del sistema de control con el modelo modal reducido de la torre con las masas agregadas en su extremo correspondiente a las palas, al rotor y a la góndola y aplicar el sistema de control así definido en el modelo con palas flexibles. Esto permite trabajar en la definición del sistema de control con mucho menos de grados de libertad, sin perder precisión.

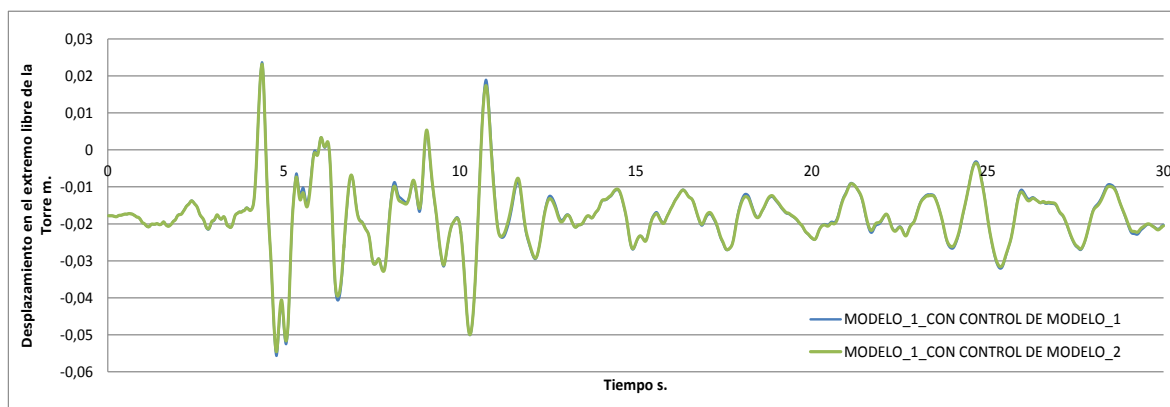


Figura 14: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 con diferentes parámetros de control, sometido a una excitación sísmica

4.2 Sismo de Kobe

Se aplicó el registro de aceleraciones del sismo de Kobe al modelo completo 1, al que se le agregó el AMS y el sistema de control. En la Figura 15 se presenta la respuesta en el extremo libre de la torre para los tres modelos. Se puede observar que el sistema híbrido atenúa significativamente más oscilaciones que el AMS incorporado sin control. Esto se manifiesta no sólo alrededor de los 15 segundos donde se registra el primer pico de la respuesta del modelo 1, sino en todo el rango; y en particular luego de los 80 segundos donde el sistema híbrido no permite prácticamente oscilaciones remanentes.

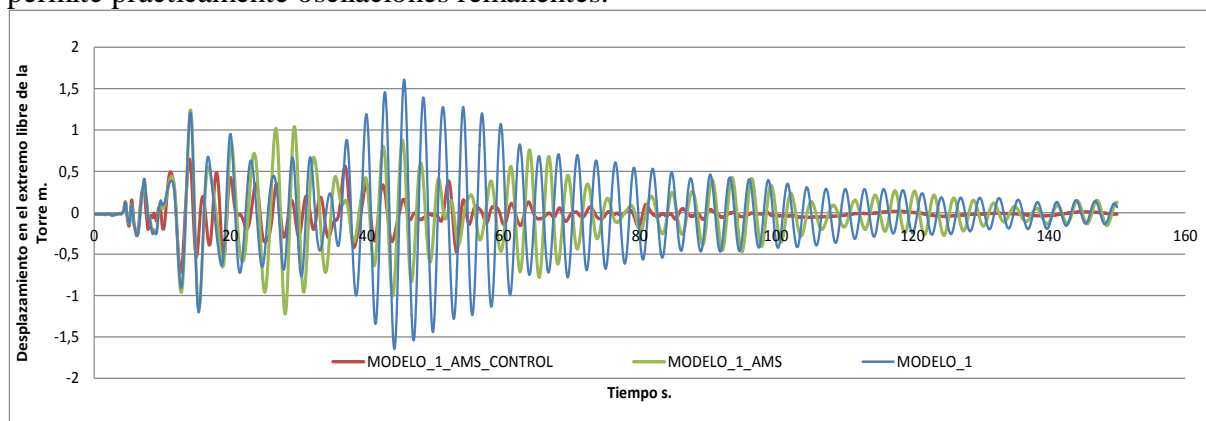


Figura 15: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 con excitación sísmica

Se puede observar que la disminución en la amplitud de la oscilación es mucho más pronunciada a partir del segundo cincuenta en adelante hasta casi convertirse en nulas a partir del segundo cien y hasta terminar el intervalo de análisis. Este efecto no es tan pronunciado para el caso del modelo con AMS y sin sistema de control activo, en el cual se observa que se produce el fenómeno de beating a lo largo de casi todo el intervalo de respuesta.

En la Figura 16 se comparan las respuestas del modelo1 completo con sistema de control, cuyos parámetros se definen a partir de su modelo modal reducido; y también a partir del modelo modal reducido del modelo2. Se puede observar que las respuestas son prácticamente iguales.

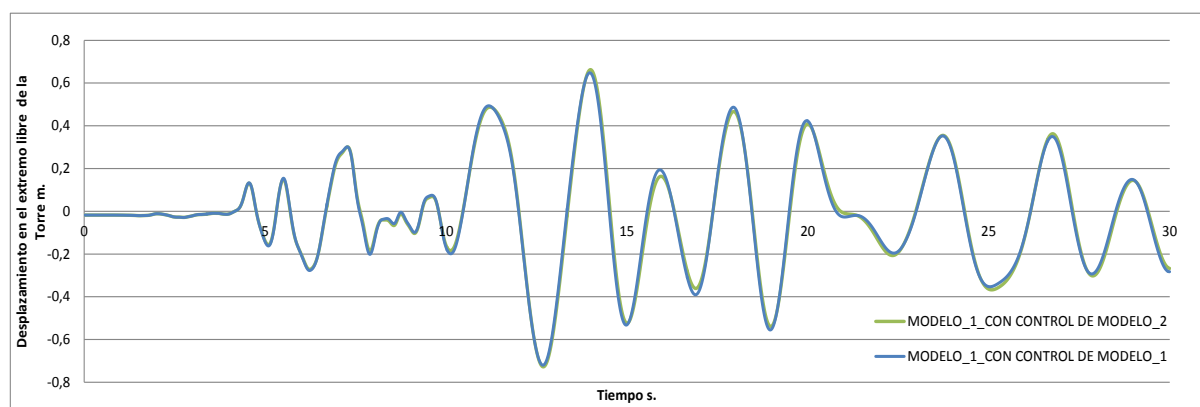


Figura 16: Desplazamiento en el extremo libre de la torre del Modelo1 con diferentes parámetros de control, sometido a una excitación sísmica

5 CONCLUSIONES

Se ha aplicado una metodología presentada en Alvarez y Mirasso (2013), para diseñar un sistema híbrido de control de estructuras modeladas con el método de elementos finitos a partir de modelos modales reducidos. Para definir el modelo modal reducido se consideran sólo dos modos de vibración libre del modelo original de elementos finitos. Se utiliza una estrategia de control de retroalimentación de todas las variables del estado modal reducido, y se determinan las constantes del sistema de control mediante la asignación de polos y el método de Ackermann. Para transformar dichas constantes al modelo original de elementos finitos se eligen tantos puntos donde medir las variables de estado como modos se utilizaron para definir el modelo reducido, y se plantea que la acción del sistema de control es la misma en el espacio modal reducido que en el modelo original.

Se aplicó la metodología para la definición del sistema híbrido en un aerogenerador de 5 MW de potencia de última generación definido por Jonkman et al. (2009), y se analizaron las oscilaciones provocadas por acciones sísmicas. Se analizó la posibilidad para definir el sistema híbrido con dos modelos de elementos finitos, en los que la torre se consideró como flexible. Las palas del aerogenerador se consideraron flexibles en uno de los modelos, y con condensadas a masas concentradas en el otro. En ambos casos los sistemas híbridos de control lograron atenuaciones en las oscilaciones del extremo de la torre ante acciones sísmicas, mayores que los AMS. Considerar el modelado flexible de las palas del aerogenerador para definir el modelo modal reducido, no produjo diferencias sustanciales a la hora de definir los parámetros del sistema de control.

La metodología propuesta se considera satisfactoria, aunque mayor atención se debe poner en la búsqueda de criterios para definir sistemáticamente el modelo modal reducido. También es necesario analizar el comportamiento del sistema de control definido ante otras sollicitaciones dinámicas, y alteraciones de los parámetros del sistema estructural original.

REFERENCIAS

- Alvarez, G., Mirasso, A. Definición de sistemas de control en espacio de estado modal y su vinculación con modelos de elementos finitos de múltiples grados de libertad. *Mecánica Computacional*, 31, 1929-1953, 2013.
- Ansys, “Ansys help system//mechanical APDL/Element reference/element library”, ANSYS, Inc, 2009.
- Ambrosini, D., Cuitiño, G. y Rebecco, J., Eficiencia de amortiguadores de masa sintonizados en estructuras sismorresistentes, *Mecánica Computacional*, 23:447-462, 2004.

- Ascheri, J.P, Rubinstein, M., Möller, O., Optimización de dispositivos de control pasivo a partir de un modelo de control activo predictivo, *Mecánica Computacional*, 29:185-201, 2010.
- Ascheri, J.P, Rubinstein, M., Möller, O., Diseño de sistemas sismorresistentes de control pasivo utilizando estrategias de control activo predictivo, *Mecánica Computacional*, 26:2283-2300, 2007.
- Ascheri, J.P, Rubinstein, M., Möller, O., Diseño matemático de disipadores de energía sísmica utilizando estrategias de control activo predictivo, *Mecánica Computacional*, 25:2163-2178, 2006.
- Bassotti, R. y Ambrosini, D. Influencia de amortiguadores de masa sintonizados en la disminución de efectos torsionales de estructuras sismorresistentes, *Mecánica Computacional*, 23:481-497, 2004.
- Bassotti, R. y Ambrosini, D. Sobre la utilización de amortiguadores de masa sintonizada en la Provincia de Mendoza, *Mecánica Computacional*, 26:2321-2340, 2007.
- Chang, J.C.H. y Soon, T.T., Structural control using active tuned mass damper, *J. Eng. Mech., ASCE*, 106:1091-1098, 1980
- Clough, R.W. y Penzien, J., *Dynamics of Structures*, Computers & Structures, Inc., 2003.
- Curadelli, O., Amani, M., Estudio comparativo de estrategias de control para dispositivos semi activos de control de vibraciones, *Mecánica Computacional*, 31:2255-2264, 2012.
- Dorf, R.C., Bishop, R.H., *Modern Control Systems*, Prentice Hall, 2001.
- Garrido, H., Curadelli, O., Ambrosini, D., Estudio paramétrico sobre la efectividad y la adaptabilidad del amortiguador sintonizado de masa semiactivo, *Mecánica Computacional*, 31:2349-2367, 2012.
- J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, G. Scott, *Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development*. Technical Report NREL/TP-500-38060. National Renewable Energy Laboratory, USA, February ,2009.
- Korkmaz, S. A review of active structural control: challenges for engineering informatics, *Computers and Structures*, 89:2113–2132, 2011.
- Lackner, M. A., Rotea, M. A., Structural control of floating wind turbines, *Mechatronics*, 21:704–719, 2011.
- Montanaro, M.I., Ambrosini, D., Danesi, R.F., Análisis computacional de sistemas de control pasivo de vibraciones, *Mecánica Computacional*, 19, 8, 1999.
- Staino, A. Basu, B. Nielsen, S.R.K., Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades, *Journal of Sound and Vibration*, 331:1233–1256, 2012.
- Staino ,A., Basu, B., Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed, *Engineering Structures*, 56:58–67, 2013.
- Stewart G. M., Lackner, M. A., The effect of actuator dynamics on active structural control of offshore wind turbines, *Engineering Structures*, 33:1807–1816, 2011.
- Soong, T.T. y Constantinou, M.C., *Passive and Active Structural Vibration Control in Civil Engineering*, Springer Verlag, 1994.
- Zienkiewicz, O.C. y Taylor, R.L., *The Finite Element Method*, Mc Graw Hill, 1991.