

# ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN TURBOGENERADORES

Germán Villarroel, Rodrigo Pascual

## INTRODUCCIÓN

Los sistemas turbogeneradores son generadores de energía eléctrica que funcionan a grandes velocidades de rotación movidos por turbinas de gas o vapor vitales para la matriz energética de nuestro país. Son estructuras complejas con distintos sistemas eléctricos, mecánicos e hidráulicos los cuales son críticos al momento de la operación. Un ejemplo de componente crítico es el entrehierro, separación entre rotor y estator del generador, el cual evita que estos elementos entren en contacto y se genere una falla en el sistema.

El turbogenerador posee velocidades críticas o frecuencias

naturales, las cuales son intrínsecas a características elásticas e inerciales del sistema, las cuales no pueden coincidir con la velocidad de operación sino el sistema comenzaría a resonar y podría colapsar. Es por esto que el correcto posicionamiento de las velocidades críticas de un rotor durante la etapa de diseño es fundamental para no tener problema de vibraciones.

En este trabajo se caracterizó la operación de un turbogenerador analizando su respuesta a distintos tipos de desbalance, y se construyó un diagrama que muestra como varían las frecuencias naturales en función de la velocidad de rotación para así identificar una zona segura de operación (Diagrama de Campbell). Para modelar el turbogenerador se planteó un modelo de Elementos Finitos. A partir del Diagrama de Campbell (Figura 4) se pueden identificar las velocidades críticas de rotación (donde se corta la velocidad de rotación con las frecuencias naturales) y con la respuesta forzada al desbalance (Figura 5) se puede determinar la zona segura de operación del turbogenerador donde las amplitudes de las vibraciones son pequeñas. También se observa que las amplitudes de giro máxima ocurren a las primeras velocidades críticas, por ende gran cuidado se debe tener en las partidas y detenciones del sistema, ya que se debe pasar por estas velocidades.

## EXPERIMENTACIÓN

Para el estudio se consideró un típico turbogenerador a gas (Figura 1) compuesto por 2 cuerpos unidos mediante un acople rígido apoyado sobre 3 descansos hidrodinámicos. Del sistema se conocen los largos y masas de los cuerpos,  $L_i$  y  $M_i$  respectivamente, y la rigidez y amortiguamiento de los descansos,  $k_d$  y  $c_d$  respectivamente. También se conocen las 3 primeras frecuencias naturales, las cuales fueron obtenidas de forma experimental. Para modelar con elementos finitos, se ajustaron dimensiones de elementos de eje y de disco (6 elementos de eje y 4 de discos, 1 para la turbina y 3 para el rotor) minimizando el error cuadrático de las 3 primeras velocidades críticas. Una vez ajustado el modelo se construyó el Diagrama de Campbell para observar como varían las frecuencias naturales con la velocidad de rotación.

Para finalizar se excitó el sistema con 3 desbalances distintos (Figura 2), el primero un desbalance estático en el cuerpo del generador,  $U_1$ , el segundo un desbalance estático en el cuerpo de la turbina,  $U_2$  y el tercer un desbalance dinámico (corresponde a 2 desbalances estático de igual magnitud separados a una distancia determinada y desfasados  $180^\circ$ ) en el cuerpo del generador,  $U_3$ . Con esto se encontró la respuesta forzada para caracterizar la operación del sistema desde el punto de vista de las vibraciones.



Pontificia Universidad Católica de Chile, Escuela de Ingeniería.

**Germán Villarroel:** alumno de 6<sup>to</sup> año de Ingeniería Civil Mecánica.

**Rodrigo Pascual:** Profesor Asistente, Departamento de Ingeniería de Minería.

Contacto: Rodrigo Pascual - rpascual@ing.puc.cl

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Luego de ajustado el modelo por el problema de minimización se obtuvieron los modos propios (formas de vibración propias del sistema) y frecuencias naturales en los cuales se observa como se deforma el cuerpo a la velocidad de rotación de cada frecuencia natural.

También se construyó el Diagrama de Campbell (Figura 4) para las 3 primeras velocidades críticas (1542, 2145 y 4563 rpm respectivamente), y una excitación a la 1X (una vez la velocidad de rotación del rotor) típica del desbalance. Las líneas horizontales corresponden a las frecuencias naturales en función de la velocidad de rotación del turbogenerador y la línea azul corresponde a la excitación a la 1X. Con esto se pudo determinar los valores de las velocidades críticas a las cuales el sistema resonará al excitarse con un desbalance. Para finalizar, se excitó el turbogenerador con tres tipos de desbalance distintos, obteniendo la respuesta forzada del sistema a los desbalances con lo cual se observa la zona de máximas amplitudes de giro y la zona segura en donde se ubica la velocidad de operación para el turbogenerador.

Las amplitudes máximas de giro del turbogenerador producto del desbalance ocurren a la primera y segunda velocidad crítica (Figura 5). Luego se observa una ventana entre 2600 rpm y 4000 rpm donde las amplitudes de giro son menores a 5 mils o 0,12 mm. Es en esa ventana donde se debe ubicar la velocidad de operación, lejos de las primeras 2 frecuencias naturales y antes de la tercera frecuencia natural, por esto la velocidad original de operación de 3600 rpm se encuentra en una zona segura.

## CONCLUSIONES

La velocidad de operación de 3.600 rpm del turbogenerador asegura una operación segura lejos de las 2 primeras velocidades críticas y antes de la tercera velocidad crítica. El Diagrama de Campbell y la Respuesta Forzada son herramientas simples y entregan una forma fácil de evaluar el comportamiento de sistemas rotores ante situaciones críticas de operación.

Debido a la importancia de los sistemas turbogeneradores, los problemas de estos equipos atañen a diseñadores y mantenedores de equipos. Para el

diseñador, el Diagrama de Campbell (Figura 4) es vital ya que debe calcular las velocidades críticas y preocuparse que la velocidad de operación esté lo más alejado de las frecuencias naturales del sistema. Para el mantenedor, la Respuesta Forzada al Desbalance (Figura 5) es muy

útil debido a que muestra las máximas amplitudes de giro en cada cuerpo del turbogenerador, valores deseables para monitorear los sistemas y asegurar que se cumplan las condiciones óptimas de operación en una zona segura, con lo que se evitan posibles fallas del sistema.

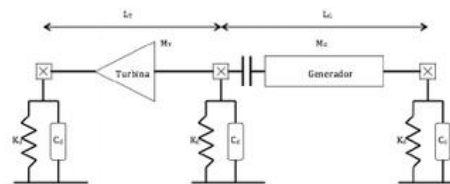


Figura 1: Modelo del sistema turbogenerador

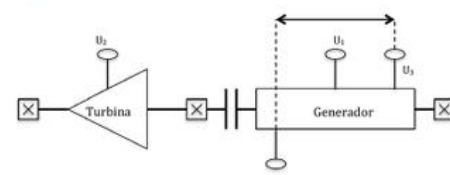


Figura 2: Desbalances en sistema turbogenerador

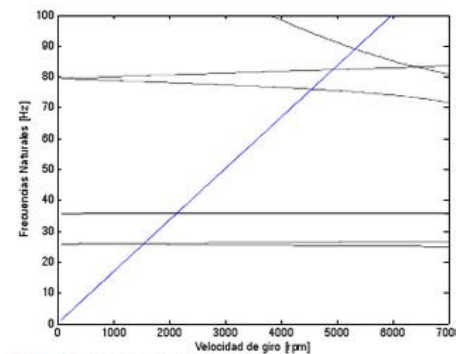


Figura 4: Diagrama de Campbell

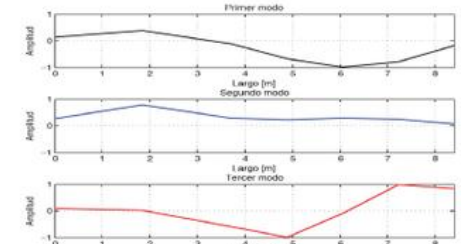


Figura 3: Modos propios del sistema

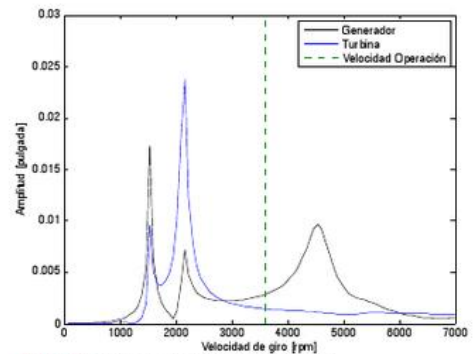


Figura 5: Respuesta forzada al desbalance

## REFERENCIAS

1. LALANNE, Michael and Ferraris, Guy. Rotordynamics Prediction In Engineering. 2da ed. Chichester, John Wiley & Sons, 1988, p. 266.
2. EHRICH, Frederic. Handbook Of Rotordynamics. 3ra ed. Florida, Krieger Publishing Company, 2004, p. 480.

### Principio Científico

El método de elementos finitos consiste en discretizar un sistema complejo en elementos simples a los cuales se le aplican ecuaciones de conservación de energía para obtener desplazamientos.

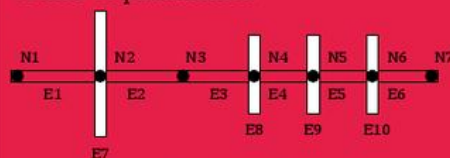


Figura 6: Discretización de turbogenerador para MEF

En la figura 6 se observa la discretización para el turbogenerador que consiste en 6 elementos de eje y 4 elementos de disco (1 para la turbina y 3 para el generador),

espaciados por 7 nodos de 4 grados de libertad (2 desplazamientos en X y Z, u y w respectivamente, y 2 giros entorno al eje X y Z,  $\phi$  y  $\psi$  respectivamente).

Para el método se comienza planteando un vector de desplazamiento nodal, luego se calcula la energía cinética y energía potencial del elemento. Para determinar las matrices de masa, rigidez y amortiguamiento se debe resolver la ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \delta} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = 0$$

donde T corresponde a la diferencia entre la energía cinética y energía potencial del elemento.