

EL DIAGNOSTICO DE DAÑOS EN GRUPOS HIDROELÉCTRICOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Eduard Egusquiza, Luiz Paula Nascimento, Carme Valero, Esteve Jou

Departamento Mecánica Ruidos
ETS Ingenieros Industriales de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

RESUMEN: El análisis del comportamiento vibratorio de Grupos Hidroeléctricos se puede utilizar para el diagnóstico del estado de la máquina. Se pretende detectar daños incipientes y poder seguir la evolución del estado de la máquina para evitar roturas catastróficas y planificar de forma conveniente el Mantenimiento. El tema es de gran actualidad debido a que, con la automatización de los Grupos, las centrales quedan desatendidas y se precisan sistemas de diagnóstico más precisos para mantener la seguridad de funcionamiento. Para proceder a un diagnóstico, es necesario conocer cómo es el comportamiento vibratorio de los grupos, desde las excitaciones iniciales hasta la vibración resultante final. Las técnicas utilizadas comprenden técnicas experimentales sofisticadas y aproximaciones teóricas. En este artículo se introducen las más importantes y se comentan algunos casos reales encontrados en grupos instalados.

INTRODUCCIÓN

Con la tendencia actual por parte de muchas empresas hidroeléctricas a automatizar y a dejar los grupos desatendidos surge la necesidad de nuevos sistemas de monitorización para mejorar la fiabilidad y seguridad de funcionamiento de los grupos. Los nuevos sistemas han de sustituir y mejorar la función del responsable de planta que conocía los síntomas que daban sus máquinas cuando se deterioraban.

Existen distintas técnicas disponibles para la monitorización como son las vibraciones, el análisis de aceites, análisis de prestaciones, etc. Una de las más utilizadas y potentes es el análisis de vibraciones. El control vibratorio, si se efectúa de forma adecuada, puede utilizarse para optimizar las técnicas de mantenimiento a fin de conseguir una mejor planificación del mismo e incrementar su rentabilidad. Se pretende detectar los desgastes y daños en su etapa incipiente y seguir su evolución con las horas de funcionamiento de la máquina para evitar daños catastróficos y seleccionar el mejor momento posible para los desmontajes de la máquina (Mantenimiento Predictivo). No se pretende sustituir las revisiones periódicas (Mantenimiento Preventivo) sino alargarlas lo cual tiene una clara repercusión económica en los gastos de Mantenimiento.

El Mantenimiento Predictivo (MP) consiste en monitorizar la máquina mediante la medición y análisis de una serie de parámetros representativos de su estado, cuando está en funcionamiento (igual que a una persona se le monitoriza la temperatura corporal y la

presión arterial para conocer su estado de salud). Si alguno de los parámetros analizados pasa de un determinado valor (límite de alarma) hay que proceder al diagnóstico. Esto es, qué le ocurre a la máquina y dónde.

La monitorización puede realizarse de forma continua (on-line) (Egusquiza 1989) o a intervalos periódicos utilizando grabadoras magnéticas o colectores de datos portátiles (Egusquiza 1993). En el primer caso hay que instalar un equipo de monitorización en cada grupo lo cual supone un coste importante. En el segundo caso el coste es mucho menor puesto que el mismo equipo se utiliza para monitorizar varias máquinas, aunque siempre hay que mantener un número mínimo de captadores en la máquina funcionando de modo continuo para garantizar el paro de la misma en caso de una avería importante. En la mayor parte de los grupos hidráulicos se puede utilizar el segundo sistema, puesto que los daños acostumbran a evolucionar lentamente.

Aunque hace ya bastantes años que se habla de MP y de detección de daños, las técnicas no están ni mucho menos resueltas. Hay serias dificultades debido básicamente a que el comportamiento dinámico de un grupo es muy complejo. En dicho comportamiento intervienen distintos campos de la Ingeniería como es el mecánico, el eléctrico y el hidráulico. Por otra parte, el importante desarrollo tecnológico que se está produciendo en los últimos años está permitiendo que los nuevos diseños de turbina trabajen con un mayor salto y con una mayor velocidad. Esto es consecuencia principalmente del mayor conocimiento del flujo en el

interior de las turbinas, de los nuevos materiales y de mejores métodos de fabricación. Cuanto mayor es el salto y la velocidad, mayores son los problemas de vibración y de inestabilidad.

En los nuevos diseños, generalmente las excitaciones de origen hidráulico predominan sobre las demás (pensemos por ejemplo en turbinas-bomba) (Tanaka 1990). De hecho, el salto en los grupos reversibles está limitado por las fluctuaciones de presión sobre el rodete que resultan en daños estructurales por fatiga. Durante el funcionamiento de los grupos se producen muchas excitaciones. Las vibraciones resultantes pueden ser desde casos simples de vibraciones forzadas hasta casos complejos de vibraciones autoexcitadas con un fuerte acoplamiento entre fluido y estructura.

MEDICIONES EXPERIMENTALES

Para conocer el estado de la máquina hay que proceder a una serie de mediciones en puntos estratégicos que serán luego analizadas a fin de proceder al diagnóstico del estado de la máquina. Se miden parámetros estáticos y dinámicos para las distintas condiciones de funcionamiento de los grupos. Si es posible es conveniente medir :

- Parámetros que definen el funcionamiento de la máquina y que pueden afectar a su comportamiento vibratorio, como son:
 - n niveles aguas arriba y aguas abajo
 - el grado de abertura de directrices
 - la carga
 - las tensiones de excitación, etc.
- Parámetros dinámicos
 - Vibración absoluta en estructura
 - Vibración relativa entre eje y cojinete
 - Pulsaciones de presión a la entrada y salida de máquina
 - Señal de fase

Los captadores se posicionan en cojinetes y en otros puntos según el tipo de la máquina. Por ejemplo para una turbina Francis de eje vertical, se colocan captadores en los cojinetes guía, en el cojinete de empuje y en otros puntos que se considere necesario (por ejemplo en directrices)

Los captadores suelen ser acelerómetros, sondas de proximidad y captadores piezoeléctricos para las pulsaciones de presión. Puesto que el comportamiento

PUNTOS DE MEDICIÓN

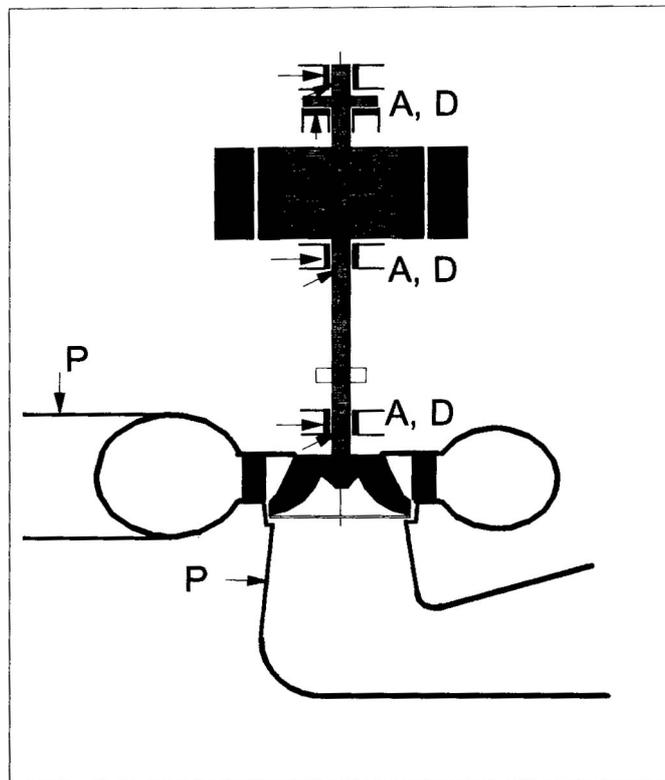


Figura 1. Esquema de un Grupo vertical con la posición de los captadores. A=Acelerómetros; D=Sondas de proximidad; P=Transductores de presión

varía mucho con las condiciones de funcionamiento se efectúan mediciones para distintas cargas. También se efectúan impactos sobre eje y estructuras para un posible análisis modal.

Para analizar las mediciones y efectuar un diagnóstico correcto, hay que conocer con detalle el funcionamiento no-estacionario de la máquina, esto es cuáles son las excitaciones que se producen cuando está funcionando y las vibraciones resultantes.

CONFORTAMIENTO VIBRATORIO DE GRUPOS MDROELÉCTRIOOS

El comportamiento vibratorio de un grupo hidroeléctrico es complejo. Durante el funcionamiento se producen distintas excitaciones que generan vibraciones mecánicas sobre el conjunto del rotor y sobre la carcasa y estructura soporte. Las vibraciones pueden alcanzar amplitudes considerables debido al propio diseño de la máquina (por ejemplo algunas bombas-turbina) o a la existencia de algún tipo de daño o resonancia. Los daños pueden cambiar el comportamiento vibratorio progresivamente (desgastes) o rápidamente (roturas).

Por tanto hay que comprobar si el nivel elevado se debe al propio diseño de la máquina, a algún tipo de daño o a la existencia de resonancia.

Hay que identificar la excitación inicial. A partir de una excitación determinada la vibración resultante depende de varios factores como son la interacción entre máquina-circuito y la respuesta estructural del rotor y estructura. Las excitaciones se pueden clasificar en hidráulicas, mecánicas y eléctricas.

Excitaciones hidráulicas

El nivel y tipo de las fluctuaciones de presión en un sistema hidroeléctrico es el resultado de varios factores. Las excitaciones creadas por el flujo no estacionario en el interior de la máquina se pueden incrementar por resonancias de fase en la cámara espiral o por ondas estacionarias. Las pulsaciones de presión resultantes se propagan aguas arriba y aguas abajo donde se incrementan o disminuyen según sea la respuesta modal de la turbería forzada y en algunos casos del tubo de aspiración. Dichas pulsaciones actúan sobre el rotor y la estructura generando vibraciones (Egusquiza 1992).

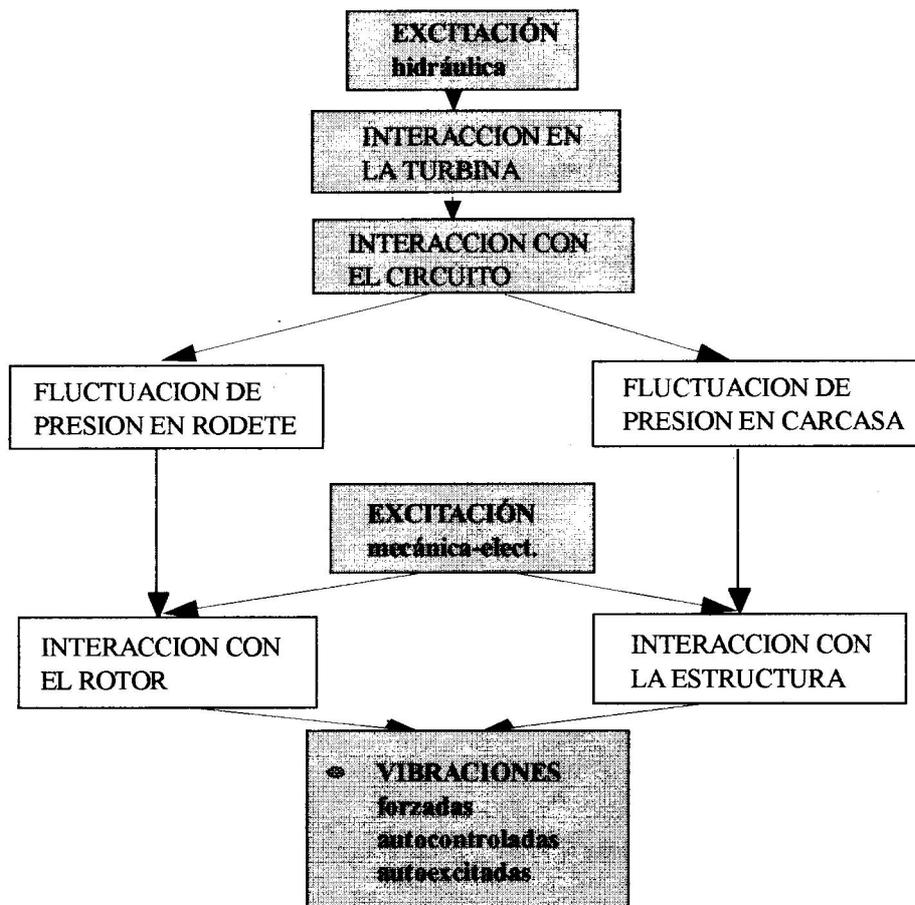


Figura 2. Esquema de la cadena de generación de vibraciones

La amplitud y tipo de excitaciones depende del punto de funcionamiento del grupo. Puesto que una turbina puede trabajar con distintos saltos y para cada salto con distintas cargas tenemos en la práctica un abanico de posibilidades muy grande. Durante el funcionamiento, se generan excitaciones periódicas relacionadas con el giro del rodete como son:

- el desequilibrio hidráulico con una frecuencia de:

$$f_f = n \cdot \frac{n_{rpm}}{60} \quad (1)$$

donde n_{rpm} es la velocidad de rotación en rev/minuto y n un entero (1,2,...).

- la interacción rodete-distribuidor con:

$$f_b = n \cdot f_f \cdot z_b \quad (2)$$

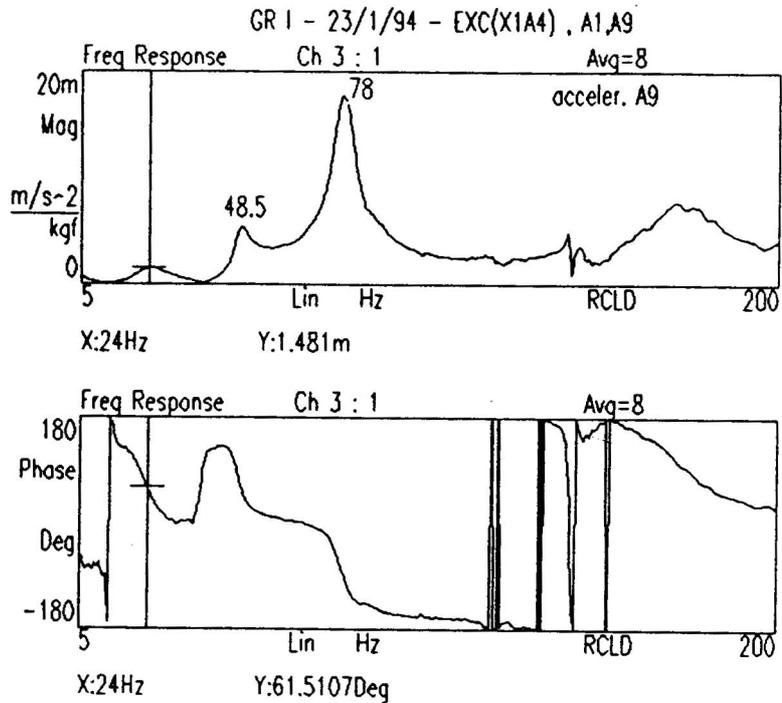
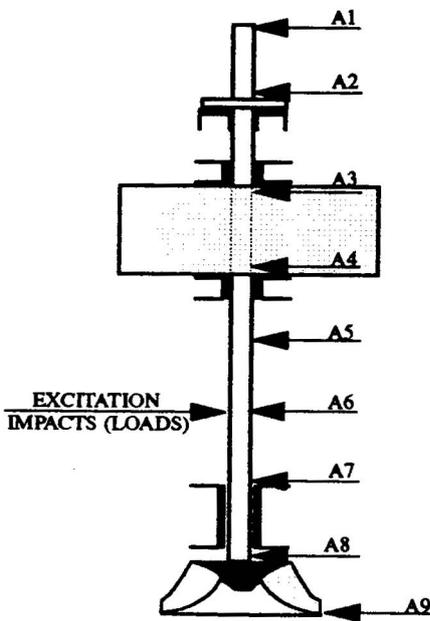


Figura 3. Ensayo de impactos en un rotor. Se muestran los puntos de medición y las funciones de transferencia

do

nde z_b es el número de alabes del rodete. Esta excitación produce un modo diametral en el rodete que depende de la relación entre el número de alabes del rodete y el número de directrices del distribuidor. Se puede determinar con la expresión:

$$n - z_g \pm k = m \cdot z_b \quad (3)$$

donde z_g es el número de directrices del distribuidor, n y m son enteros (1,2, ..) y k (0, +/-1, +/-2)

- Desprendimiento rotativo, poco frecuente en turbinas hidráulicas.
- Cuando la turbina trabaja a cargas parciales, el flujo en el tubo de aspiración a la salida del rodete

tiene una componente de rotación producida por la componente tangencial de la velocidad. El núcleo del vórtice formado, normalmente cavilante, genera una excitación a una frecuencia:

$$f_{rs} = (0'25 - 0'35) f_f \quad (4)$$

- En las estelas de las directrices y alabes el desprendimiento alternativo de vórtices genera una excitación sobre la estructura que tiene una frecuencia:

$$f_{rs} = S_t \cdot \frac{t}{V} \quad (5)$$

donde S_t es el número de Strouhal, t es el espesor del alabe en el borde de salida más el espesor de desplazamiento de las capas límite y V es la velocidad del fluido.

- en los cojinetes de película de aceite bajo determinadas condiciones se pueden producir excitaciones a:

$$f_{ow} = (0'4 - 0'48) f_f \quad (6)$$

- a cavitation y la turbulencia generan ruido y vibraciones a frecuencias elevadas la primera y a frecuencias bajas la segunda

Excitaciones mecánicas y eléctricas

Las excitaciones mecánicas típicas son debidas a:

- desequilibrios, desalineaciones, roces entre partes móviles y fijas, piezas sueltas, etc.

todas con excitaciones a frecuencias sincronas (nf_r).

$$f_d = n \cdot f_r \quad (7)$$

- Desgastes en cojinetes acostumbran a dar vibraciones subsíncronas.

$$f_{sh} = \frac{f_f}{n} \quad (8)$$

- Excentricidades entre rotor y estator del generador, etc.

$$f_g = 2n \cdot f_r \quad (9)$$

donde f_r es la frecuencia de la red

ción, m y k enteros (-1, 0, 1)

Para la interacción máquina-circuito existen distintos métodos (Wilye 1993, Bolleter 1993) que pueden utilizarse para determinar las posibilidades de resonancia, como por ejemplo el método de las impedancias. La respuesta mecánica de la estructura puede determinarse mediante análisis modal. Las vibraciones resultantes se pueden clasificar como

- Forzadas, donde la excitación es independiente del movimiento estructural. Podemos tener niveles elevados si hay una excitación elevada o la existencia de resonancia

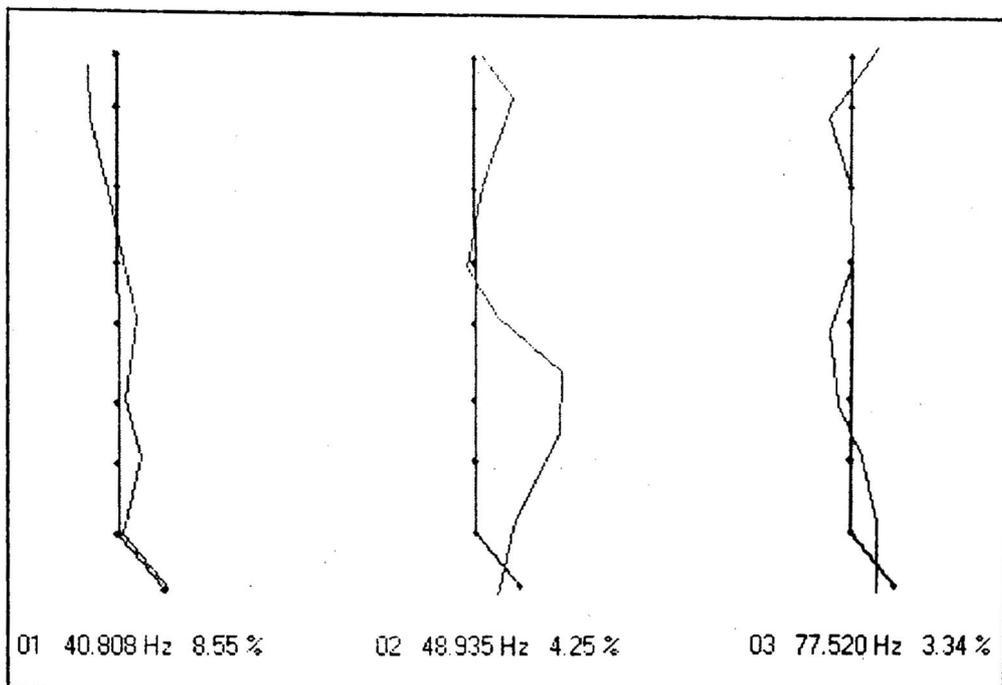


Figura 4. Modos de vibración instantáneos

Resonancias

Resonancias hidráulicas pueden ocurrir en el interior de la máquina o pueden ser debidas a la interacción con la tubería forzada. La resonancia de fase puede incrementar sustancialmente los efectos de la interacción rodete-distribuidor. Se obtiene resonancia de fase cuando (den 1950, Doerfler 1984):

$$B_r \left(1 \pm D \cdot \pi \cdot \frac{n}{B_s S} \right) = \frac{m}{k}$$

donde $B_r = (z_g - z_b) / z_g$, $B_s = z_b / (z_g - z_b)$, D es el diámetro medio de la cámara espiral, S la velocidad de propaga-

- Auto-controladas. En este caso el movimiento estructural aumenta la excitación original. El

nivel de vibraciones no acostumbra a ser muy elevado.

- Autoexcitadas. El movimiento de la estructura genera la excitación y hay una transferencia de energía del fluido a la estructura. Vibraciones generalmente muy peligrosas que pueden ser iniciadas por cualquier inestabilidad y que pueden producir roturas catastróficas.

RESPUESTA ESTRUCTURAL

La respuesta estructural se puede modelizar teórica-

mente con elementos finitos o se puede determinar experimentalmente analizando los resultados experimentales con ayuda de paquetes de software de análisis modal. Las simulaciones numéricas se contrastan con los datos experimentales para su optimización. La respuesta de mayor interés es la que tiene el conjunto del rotor a las distintas excitaciones que actúan sobre él. Es interesante conocer las frecuencias propias y el modo vibratorio del rotor para determinar:

- la respuesta del rotor a distintas excitaciones y saber si existe resonancia.
- dónde se producen los máximos desplazamientos y su posible efecto sobre laberintos y cojinetes.

Con un modelo optimizado se pueden realizar análisis de sensibilidad. A continuación se describen el sistema experimental utilizado.

Análisis experimental

Para la detección experimental se analiza la respuesta de varios captadores que miden la vibración del eje excitado con un martillo de impactos. De las mediciones se calculan las funciones de transferencia que luego se analizan con un paquete comercial para ajustar los modos vibratorios y proceder a su animación. En nuestro caso se utiliza un paquete CADA de LMS.

Las características modales pueden tener variaciones considerables cuando la máquina está en funcionamiento. Existe una variación en la rigidez de los cojinetes por la acción de la película de aceite, el efecto giroscópico, el efecto del campo magnético, además de las masas, rigideces y amortiguamientos añadidos por el agua en rodete y laberintos. Investigaciones experimentales que se están realizando están permitiendo obtener las variaciones de estos coeficientes con el funcionamiento y carga de la máquina.

La detección de resonancias se puede complementar con el análisis de transitorios de puesta en marcha y de paro de máquina. Diagramas de Bode o cascadas de espectros permiten detectar resonancias con facilidad.

SIMULACIÓN TEÓRICA

Para la simulación del comportamiento dinámico del rotor se puede utilizar un método de elementos finitos donde el efecto de los cojinetes guía, resultado de la película de aceite, el pedestal y la estructura soporte del cojinete, se simulan como una rigidez y una amortiguación. Los rotores del sistema (generador y turbina) son modelizados por elemento de disco rígido, y su movimiento vibratorio puede ser expresado por la ecuación:

$$([M_T^d] + [M_R^d])\{\ddot{y}^d\} - \Omega[G^d]\{\dot{y}^d\} = \{f^d\} \quad (11)$$

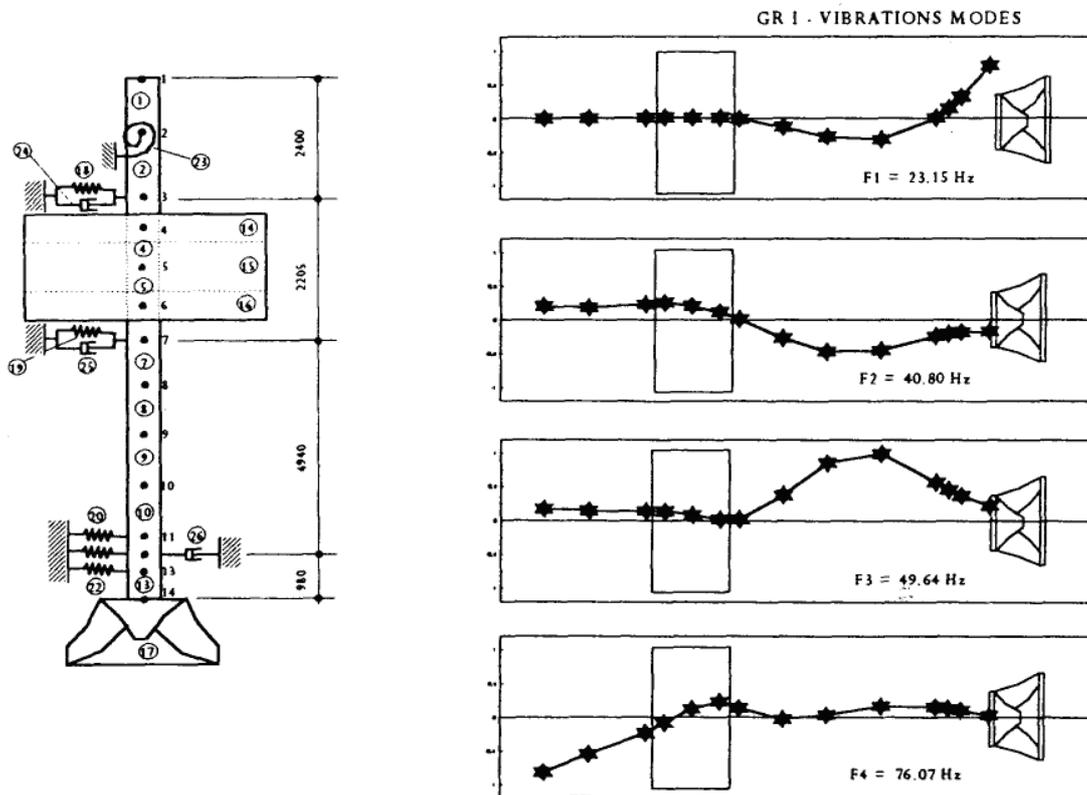


Figura 5. Esquema de la simulación teórica y modos teóricos obtenidos con la simulación

donde [M] y [G] son las matrices de masa y giroscópica del rotor, $\{\ddot{y}\}$ y $\{\dot{y}\}$ son los vectores aceleración y velocidad, $\{f\}$ es el vector fuerza y Ω es la velocidad rotación del sistema. Los símbolos T y R designan los movimientos de traslación y de rotación. El eje se divide en varios elementos de barras elásticas y la ecuación de movimiento de estos elementos es:

$$\left([M_T^e] + [M_R^e] \right) \{\ddot{y}^e\} - \Omega [K^e] \{y^e\} = \{f^e\} \quad (12)$$

donde [K] es la matriz de rigidez y $\{y\}$ es el vector de los desplazamientos.

La rigidez y el amortiguamiento de los cojinetes son representados por la ecuación:

$$[K^c] \{y^c\} = \{f^c\} \quad ; \quad [C^a] \{y^a\} = \{f^a\} \quad (13)$$

La ecuación de movimiento global del sistema puede ser obtenida a través de la composición de las matrices de todos elementos, o sea,

$$[M] \{\ddot{y}\} + ([C] - \Omega [G]) \{\dot{y}\} + [K] \{y\} = \{f\} \quad (14)$$

Las frecuencias y modos propios son obtenidos a través de la solución homogénea de esta ecuación, es decir, haciendo $\{f\} = 0$.

Un ejemplo de modos de vibración teóricos de una turbina Francis se muestra en la Figura 5. En dicha figura se muestra el resultado de una simulación. A la izquierda se ha representado el generador y a la derecha el rodete de la turbina. Según el modo excitado las máximas deflexiones durante el desplazamientos del eje ocurren en posiciones distintas.

DIAGNÓSTICO DE AVERIAS. ANÁLISIS DE SEÑALES

Con los datos de la máquina (velocidad de rotación, número de alabes y directrices, características de los cojinetes, etc) se puede determinar las frecuencias características a esperar en la señal vibratoria y pasar al análisis de las mediciones realizadas. El análisis de unas mediciones experimentales en una máquina real que tiene grandes dimensiones es muy complejo. Puesto que los captadores miden distinto tipo de excitaciones simultáneamente que están generadas en distintos puntos de la máquina hay que proceder a un análisis de señales que muchas veces tiene que ser sofisticado para detectar la procedencia de la excitación original.

Existen varias herramientas disponibles para proceder al análisis de una señal dinámica. Aunque el análisis de Fourier es el más utilizado muchas veces no es suficiente para proceder a un diagnóstico. Las técnicas más comunes que utilizamos son (Egusquiza 1993):

- El análisis de las características espectrales para identificar excitaciones a partir de los datos de la máquina.

- El cálculo de las funciones de transferencia entre captadores del mismo tipo situados en distintos puntos de la máquina o entre captadores midiendo distintas magnitudes. Con dichas funciones se calculan las coherencias, desfases, etc.
- Variaciones de las características vibratorias de la máquina con la carga
- Análisis a alta frecuencia. Demodulaciones.
- Orbitas.
- Análisis cepstral
- Promediados temporales para separación de excitaciones periódicas..
- Identificación de resonancias con los métodos descritos.
- Análisis tiempo-frecuencia (por ejemplo Wigner-Ville) para identificar vibraciones con variaciones muy rápidas.

Se describen a continuación varios casos históricos de problemas vibratorios encontrados durante mediciones realizadas en grupos hidroeléctricos.

EJEMPLOS (Egusquiza et al 1989-94))

Ejemplo 1. Daños en el cojinete. Turbina Francis n=428 rpm; $z_b=14$, $Z_v=20$. La figura muestra un caso típico de desgaste en un cojinete de película de aceite. En el espectro de vibraciones destaca la aparición de subarmónicos. Con un análisis de tendencias se puede seguir la evolución del daño con el tiempo y planificar la revisión en el momento más oportuno.

Ejemplo 2. Resonancia en tubería forzada excitada por la interacción rodete-distribuidor. Bomba-turbina con n=600 rpm, $z_b=7$, $Z_v=16$, potencia 100 MW. Un elevado nivel de vibraciones se detectó en un tramo de tubería forzada situado en una galería de inspección. La vibración estaba originada por las pulsaciones de presión generadas por la interacción rodete-distribuidor en la turbina. Dichas pulsaciones se incrementaban por una resonancia de fase y se propagaban hacia la tubería forzada donde excitaban un modo propio del mencionado tramo. Mediciones de pulsaciones de presión y vibración en la máquina permitieron detectar el origen. El análisis modal permitió detectar la resonancia y su modo vibratorio.

Ejemplo 3. Desalineación. Turbina Francis n=360 rpm; $z_b=14$, $Z_v=20$, Potencia 20 MW. Detección de una desalineación mediante análisis espectral y mediante las órbitas de los captadores de proximidad. La figura muestra el resultado de una medición de vibración relativa radial entre el eje y el cojinete de turbina.

Ejemplo 4. Vibración autoexcitada. Turbina Francis con n=500 rpm; $z_b=13$, $Z_v=12$. La amplitud de la vibración aumentaba bruscamente durante el funciona-

miento de la máquina a partir de una cierta carga. La cascada de espectros mostraba la aparición brusca de unas frecuencias asincrónicas. El análisis modal del rotor indicó que éstas eran frecuencias propias laterales del rotor. El origen de la autoexcitación estaba en el laberinto de la turbina. En la figura 11 se puede observar como cambia el espectro con la autoexcitación. En la figura 12 se puede observar la señal temporal filtrada de dos captadores de vibración radiales situados en la misma dirección. Uno estaba situado en el cojinete guía superior (línea gruesa) y el otro en el cojinete guía inferior (línea de puntos) del alternador. Se puede apreciar la diferencia de fase de 180° entre las dos señales.

Ejemplo 5. Impactos. El contacto entre eje y cojinete produce impactos que excitan frecuencias propias en

determinados instantes. Con el análisis tiempo-frecuencia se detectan los instantes del impacto. Otra técnica muy útil es el filtrado digital con ayuda del cepstrum que permite detectar también las frecuencias de resonancia excitadas. Una vez identificadas se pueden demodular con ayuda de la transformada de Hilbert para identificar la excitación original.

Ejemplo 6. Resonancia en rotor. Turbina Francis $n=125$ rpm, $z_b=6$. Vibración elevada en la máquina debida a la coincidencia entre un armónico del paso de alabes y un modo propio del rotor. En la figura se ha representado el espectro vibratorio donde destaca un pico a 25 Hz. El análisis modal muestra un tercer modo con una frecuencia propia muy próxima a 25 Hz.

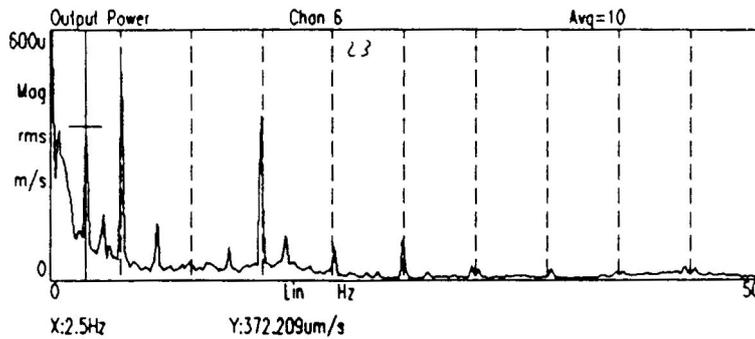


Figura 6. Firma espectral con daño en el cojinete guía inferior del alternador en un grupo Francis. Se detectan subarmónicos y el crecimiento del nivel de base

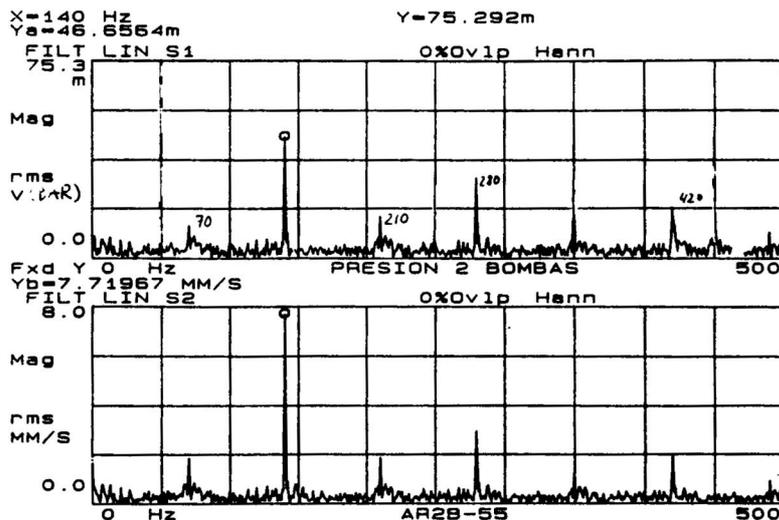


Figura 7. Vibración debida a la interacción rodete-distribuidor. Medición de presión y vibración en el tramo de tubería. Destaca la frecuencia de 140 Hz ($2f_b$)

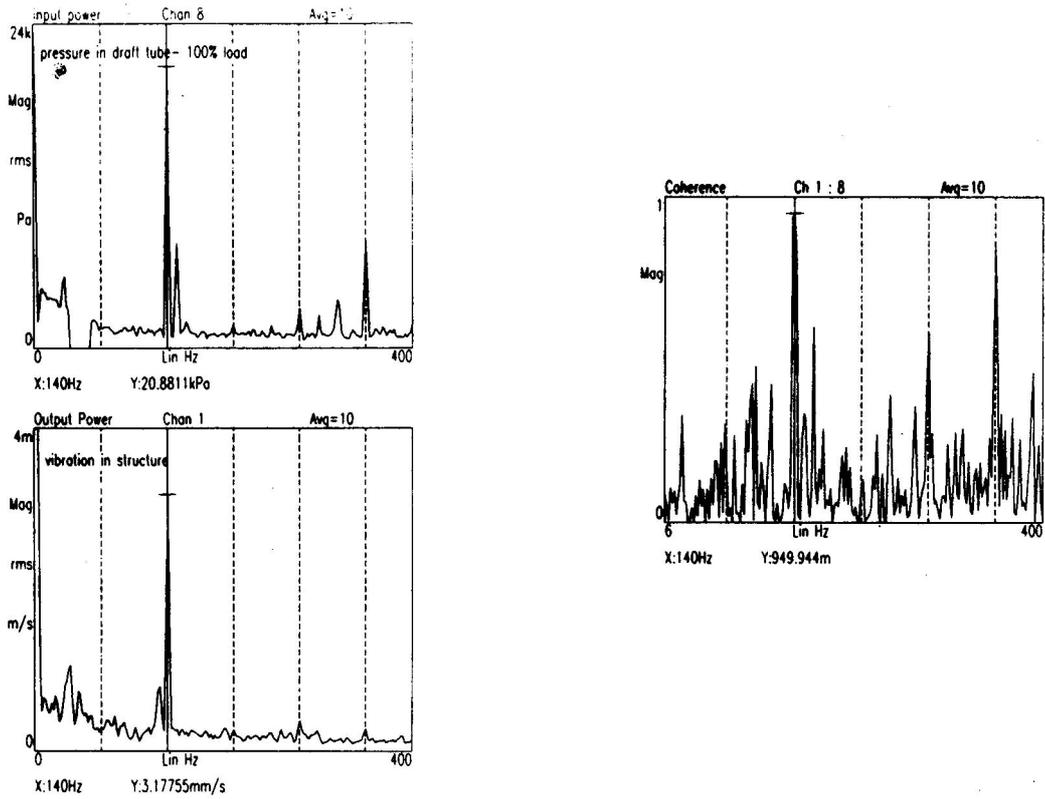


Figura 8. Medición de presión no estacionaria y de vibración en la turbina- Se puede observar una coherencia elevada a 140 Hz que es la frecuencia de la excitación generada por la interacción rodete distribuidor aumentada por una resonancia de fase.

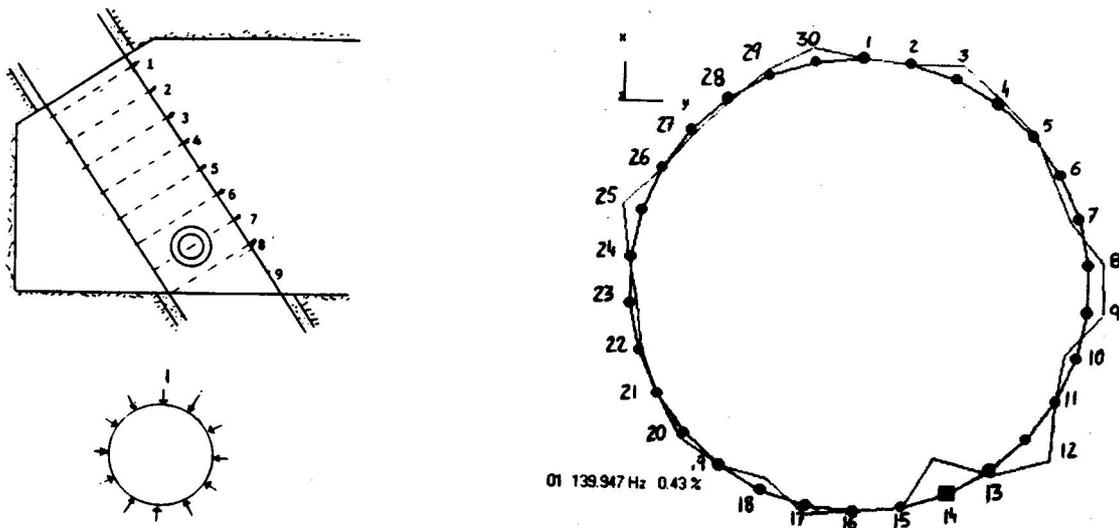


Figura 9. En esta figura se puede observar el tramo de tubería y su modo circunferencial de vibración

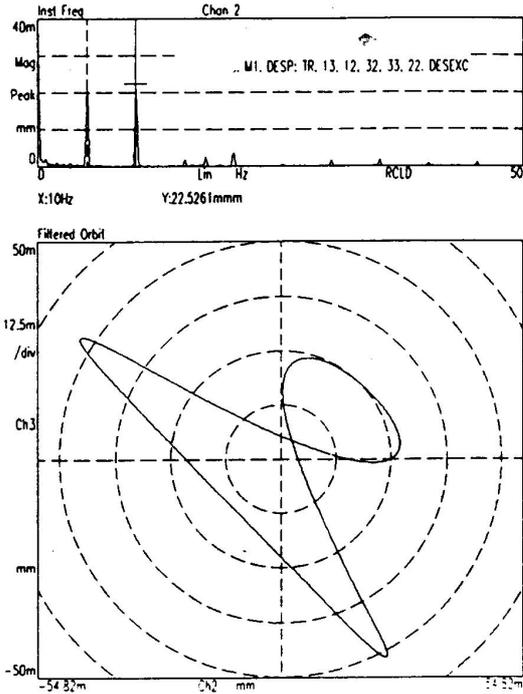


Figura 10. Espectro y órbita filtrada de la turbina desalineada. Se detecta la fuerte componente axial a $2ff$ y la órbita en forma de ocho.

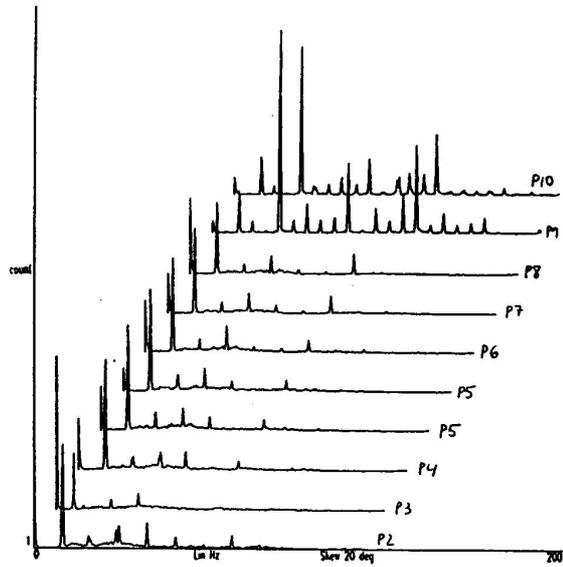


Figura 11. Cascada de espectros de vibración en un cojinete guía que muestran el inicio de la vibración autoexcitada.

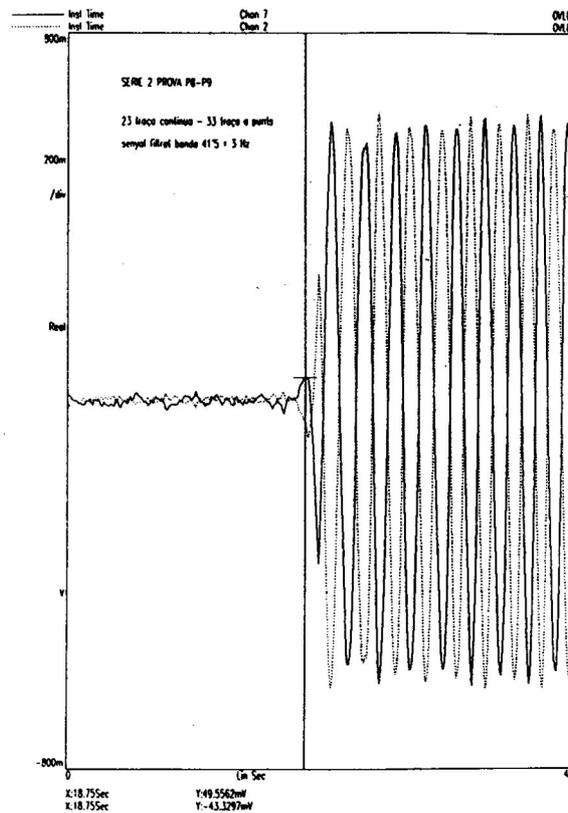


Figura 12 Señal temporal filtrada de vibración mostrando el inicio de la autoexcitación en el transitorio de la carga P8 a P9 (ver figura anterior)

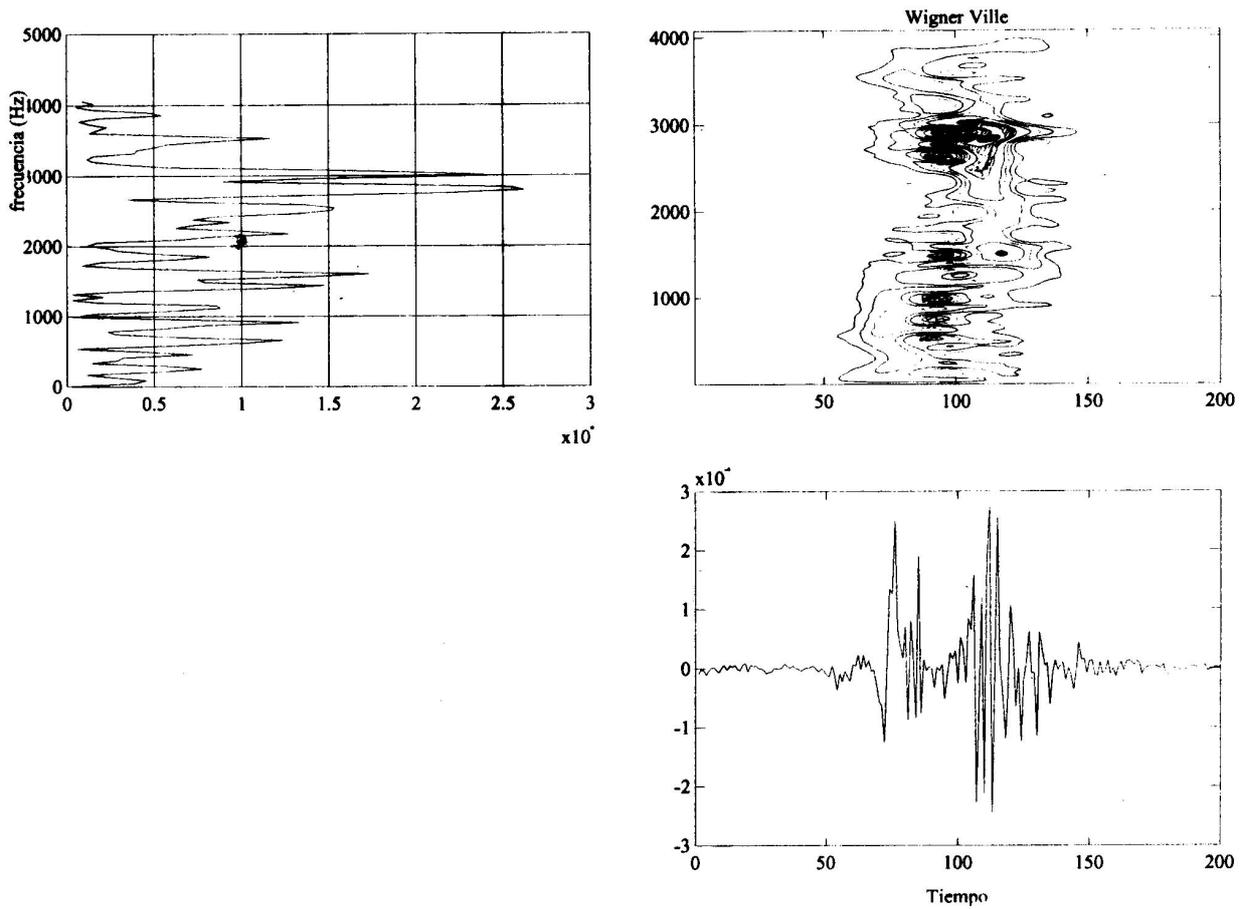


Figura 13. Análisis de Wigner-Ville mostrando la excitación de frecuencias propias por los roces. En la figura, de la izquierda se ha representado el espectro y en la inferior de la derecha la señal temporal

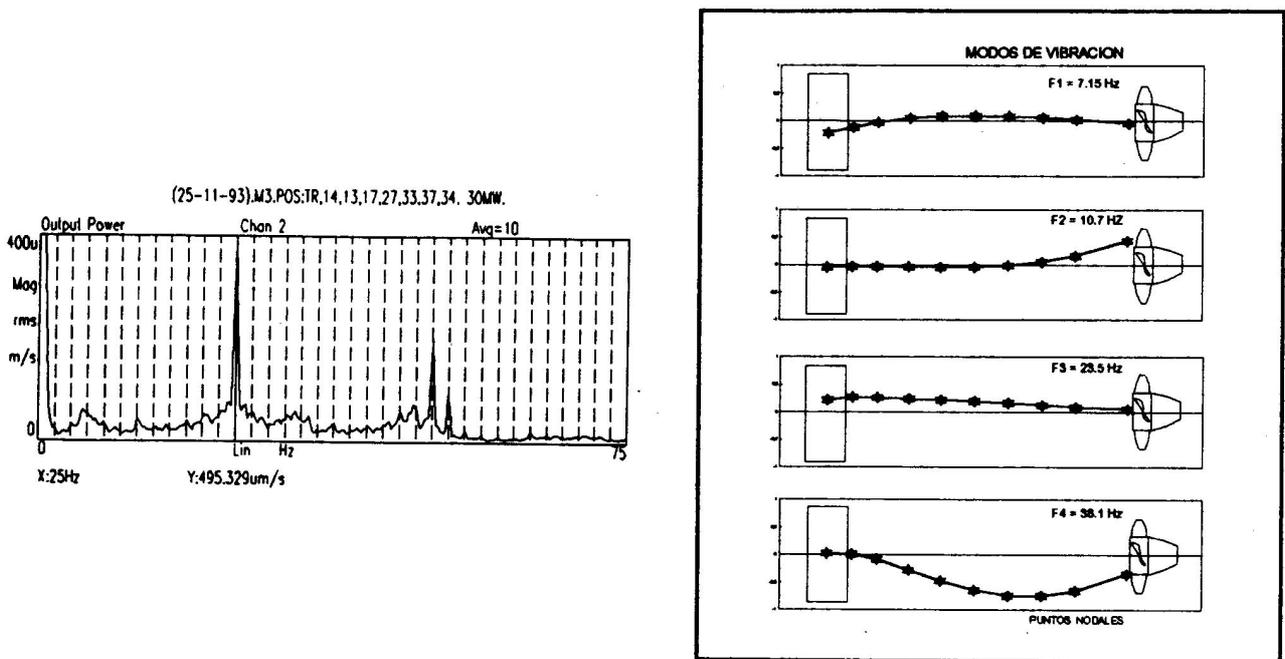


Figura 14. Espectro y modos vibratorios del rotor

CONCLUSIONES

El análisis del comportamiento vibratorio posibilita el diagnóstico de daños incipientes y de funcionamiento anormal en Grupos Hidroeléctricos. Con la instalación de un sistema de monitorización se pueden aplicar las técnicas de Mantenimiento Predictivo para un incremento de la fiabilidad de las máquinas y una reducción de los costes. Dichas técnicas ya están siendo implementadas por algunas Compañías Eléctricas.

Para un diagnóstico correcto se precisa un conocimiento profundo del funcionamiento dinámico de los Grupos desde el punto de vista hidráulico, mecánico y eléctrico así como de técnicas avanzadas de tratamiento de señales. Todo ello para poder realizar las simulaciones teóricas y poder analizar los resultados de las mediciones experimentales correctamente. Habida cuenta de la complejidad del comportamiento vibratorio de dichos grupos una experiencia previa en el análisis de casos reales de vibraciones se hace imprescindible.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la CAYCIT (Proyecto TAP94 0653) y a las empresas EASA (Pie Vibraciones) FECSA y ENHER la financiación y facilidades para poder realizar el seguimiento y análisis de varios grupos hidroeléctricos.

REFERENCIAS

- Bolleter U. (1993) "Interactions dynamiques entre la pompe et le réseau de tuyauteries", Intern. Conf. Bruit et vibrations des pompes. SHF Clamart (Paris), pp 3-10.
- Chen Y N, (1961) "Oscillations of water pressure in the spiral casing of storage pumps" Sulzer Tech. Review pp 21-34
- Doerfler, P. (1984) "On the Role of Phase Resonance in vibration caused by blade passage in radial hydraulic turbomachines". Proc. IAHR Symposium. Stirling, pp 228-241
- Egusquiza, E. (1993) Capítulos 1-2-5 Manual Mantenimiento Predictivo Proyecto PIE Vibraciones.

- Egusquiza, E. (1989) "Condition Monitoring of Hydraulic Machinery by Noise analysis techniques. The current state of technology in Hydraulic Machinery". Gower Technical Press, pp 245-257
- Egusquiza E. Boldy, A. (1991) "Analysis of Pressure Fluctuations and vibrations in pump-turbine. Field results". IAHR Congress Madrid, pp D 211-220.
- Egusquiza E., De Paula L. (1994) "Vibration Diagnostic of a Francis Turbine" 17th IAHR Symposium. Beijing.
- Egusquiza E. De Paula L (1994) "Fault Detection in Hydropower Plants" IMEKO Intern. Congress Tormo 5th, pp 1231-36.
- Egusquiza, E. Santolaria, C. (1989) "On-line control of Hydraulic Machinery", Intern. Symposium on Large Hydraulic Machinery. IRCHM-IECBSHM, Beijing.
- Egusquiza E. Saura M.J. (1992) "Analysis and Diagnostic of Francis Turbine Problems" Proc. 16th IAHR Symposium. Sao Paulo Brasil, pp 227-236
- Egusquiza E, Stepanik H (1993) "Systematic Condition Monitoring and Diagnosis of Hydraulic Turbines" Water Power inter. Conference "Upgrading and Refurbishing Hydro Powerplants" Florence pp. 179-189
- Egusquiza E, White M (1994) "Analysis and diagnostic of pump problems" 8th Intern. Symposium on technical diagnostics. Dresden Alemania 23 September, pp 522-531
- Egusquiza E. White M. (1993) "Systematic Diagnostic of Pump Vibration Problems" Proc. Conf. Bruit et Vibrations des Pompes. SHF. Clamart (France). pp 381-388.
- Tanaka (1990) "Vibration behaviour and dynamic stress of runners of very high head reversible pump-turbines" I Intern. Svm. IAHR Belgrado
- Wylie & Streeter (1993) "Fluid transients" McGraw HUI.