

Análisis de las vibraciones y fluctuaciones de presión en una bomba-turbina

EDUARDO EGUSQUIZA (*)

ADRIAN BOLDY (**)

RESUMEN. En este artículo se describe el análisis de las mediciones de presión no estacionaria y vibraciones en una bomba-turbina a fin de identificar el origen de las vibraciones en una estructura próxima a la central. Una excitación hidráulica a una frecuencia doble de la del paso de álabes era la causa de las vibraciones. La pulsación de presión generada por esta excitación se incrementaba debido a una resonancia hidráulica. Dicha pulsación generaba a su vez un elevado nivel de vibraciones debido a una resonancia mecánica en la estructura.

ABSTRACT. In this article are described the analysis of pressure and vibration measurements in a pump-turbine to identify the source of vibrations in a structure close to the power plant. A hydraulic excitation at twice the blade-passing frequency was the origin of the vibrations. The amplitude was enhanced by hydraulic and mechanical resonance.

1. INTRODUCCION

Un importante nivel de vibraciones se detectó en una estructura cercana a una central hidráulica con varias unidades bomba-turbina. Para identificar el origen de la vibración y encontrar el remedio adecuado, se llevó a cabo una investigación experimental. Se midieron la presión no estacionaria y las vibraciones con la máquina funcionando como bomba y como turbina.

Las máquinas eran tipo Francis de una etapa con una velocidad de giro de 600 rpm y una potencia máxima de aprox. 100 MW. El rodete tenía 7 álabes y había 16 directrices en la cámara espiral. El salto era de 400 m y el caudal de unos 32 m³/s.

2. INSTRUMENTACION

Varios sensores se colocaron en diferentes puntos de la máquina. Transductores de presión y amplificadores Kistler se instalaron en la tubería forzada, cámara espiral, tapa de turbina y tubo de aspiración. Acelerómetros Bruel Kjaer se instalaron en la tubería forzada, cojinetes y otros puntos de la máquina. La posición del eje y los estados de la máquina también se registraron.

Las señales se almacenaron en una grabadora RACAL con 16 canales y se analizaron posteriormente con un analizador dinámico Hewlett Packard 3566. Se efec-

tuaron mediciones durante varios estados de funcionamiento de la máquina, esto es, girando en vacío, a cargas parciales y a carga máxima. También se registraron los transitorios de puesta en marcha y paro de la máquina.

3. EXCITACIONES PRODUCIDAS POR LA MAQUINA

Las vibraciones pueden ser causadas por excitaciones de origen hidráulico, mecánico o eléctrico.

3.1. EXCITACIONES HIDRAULICAS

Eran posibles las siguientes excitaciones:

Excitación a la frecuencia de giro (desequilibrio hidráulico)

$$f_g = n \cdot n_{\text{rpm}} / 60 = n \cdot 10 \text{ (Hz)} \quad (1)$$

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

Interacción rodete-difusor, que genera excitaciones periódicas debido a los efectos del flujo potencial y las estelas de los álabes del rodete sobre el distribuidor y viceversa. En bombas-turbina se producen fuertes estelas detrás de los bordes de salida de los álabes del distribuidor. Estas estelas causan importantes fluctuaciones de presión en el rodete que pueden conducir a vibraciones y daños por fatiga. La frecuencia de esta excitación es

(*) Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona.

(**) University of Warwick, Coventry, U. K.

$$f_k = n \cdot f_r \cdot z_k = n \cdot 70 \text{ Hz} \quad (2)$$

La interferencia hidráulica entre los álabes del rodete z_k y los álabes directrices del distribuidor z_d excita un modo diametral (7). En este caso el modo diametral es

$$n \cdot z_d \pm k = m \cdot z_k \quad (3)$$

donde n y m son enteros. Para $n=1$ y $m=2$ da un valor de $k=2$ (dos diámetros nodales excitados en el rodete a 2 veces la frecuencia de paso de álabes). La interacción también genera excitación a 4 y a 5 f_k , esio es a 280 y a 350 Hz.

Excitación en el tubo de aspiración. Cuando la turbina funciona fuera del punto de diseño, el flujo que sale del rodete tiene una componente de rotación. Cuando dicha rotación excede de un valor determinado, se desarrolla un vórtice inestable con un núcleo cavitante. A carga parcial el vórtice espiral (antorcha) gira a aproximadamente:

$$f_{\omega} \approx 0,3 f_r = 3 \text{ Hz} \quad (4)$$

Cavitación y turbulencia que son excitaciones no periódicas de banda ancha.

Oil whirl en cojinetes. Inestabilidades en cojinetes pueden aparecer en determinadas circunstancias debido al fenómeno de oil-whirl. Su frecuencia es:

$$f_{\omega} = 0,4 \text{ a } 0,48 f_r = 4 \text{ a } 4,8 \text{ Hz} \quad (5)$$

Desprendimiento de vórtices en los álabes. Los perfiles hidrodinámicos son susceptibles de excitación por el fenómeno de desprendimiento alternativo de vórtices. El parámetro que controla la excitación es el número de Strouhal S_r . Valores de S_r han sido publicados (5). En los álabes de una instalación real la frecuencia de excitación f_v puede ser diferente en cada sección del perfil debido a variaciones en la geometría y a efectos tridimensionales.

$$f_v = S_r \cdot t/V \quad (6)$$

donde t es el espesor del álabe en el borde de salida más el espesor de desplazamiento de la capa límite en dicha zona; V es la velocidad del fluido.

Resonancia hidráulica. Todas las excitaciones pueden ser amplificadas por resonancia hidráulica dentro de la máquina o en las conducciones. En máquinas radiales con álabes en el distribuidor, las pulsaciones de presión generadas por la interacción rodete-difusor pueden ser amplificadas si hay resonancia de fase, generando importantes vibraciones en la carcasa.

Un criterio para la resonancia de fase es (1):

$$B_r(1 \pm ((D \cdot \pi \cdot n)/(B_d \cdot S))) = m/k \quad (7)$$

donde $B_r = (z_d - z_k)/z_d = 0,5625$; $B_d = z_d/(z_d - z_k) = 0,7778$; D es el diámetro medio de la trayectoria del flujo en la cámara espiral; S , la velocidad de propagación de las ondas de presión; m , un entero (-1, 0, 1) y k , un entero que multiplica a f_v . Esta ecuación da valores de aprox. 0,5 para el funcionamiento como turbina que casi coinciden con un valor de $k=2$.

3.2. EXCITACIONES MECANICAS Y ELECTRICAS

Otras excitaciones debidas a desequilibrios, desalineaciones, etc., pueden aparecer dando generalmente amplitudes a la frecuencia fundamental y a sus armónicos. Excitaciones eléctricas debidas a distintas causas también pueden tener lugar.

4. ANALISIS DE LAS MEDICIONES

Comparación de los niveles totales de vibración. Los niveles totales alcanzaron un valor máximo durante el funcionamiento de la máquina como turbina a máxima carga. A cargas parciales y durante el funcionamiento como bomba el nivel decrecía considerablemente.

Vibraciones medidas en los cojinetes, tubería forzada y otros puntos de la máquina indicaron que las máximas amplitudes correspondían a frecuencias menores de 400 Hz. Para identificar el origen, se analizaron las mediciones de presión y vibración para cada punto de funcionamiento de la máquina calculando coherencias y funciones de transferencia.

Funcionamiento como turbina. Resultados a máxima carga. La excitación a 140 Hz era la más importante y aparecía en todos los puntos de medida (Figura 1). La coherencia entre presión y vibración da un valor próximo a 1, indicando el origen hidráulico de la excitación. Las funciones de transferencia confirmaron este hecho.

Resultados a carga parcial. Una amplitud importante a la frecuencia de 140 Hz también aparecía en las vibraciones medidas en cojinetes, tubo de aspiración y tubería forzada para cargas parciales.

Los espectros de presión tomados en el tubo de aspiración mostraron las mayores excitaciones a baja frecuencia. La más importante estaba producida por el vórtice de salida con una frecuencia de 0,31 ff (60 % de carga) y 0,29 ff (40 % de carga) con una amplitud mayor que la de 140 Hz. Coherencia de estas señales con señales de presión medidas en la cámara espiral y entre válvula y turbina (figura 2) mostraron que la excitación se transmitía a la tubería forzada. Esta excitación también se detectaba en el cojinete pero con poca amplitud. También se detecta en el tubo de aspiración la excitación a la frecuencia de giro producida por el desequilibrio hidráulico aunque con menor amplitud que en la cámara espiral y bajo la tapa de turbina.

Las vibraciones medidas en los álabes directrices del distribuidor muestran picos en las frecuencias de 70, 140, 210 y 280 Hz y una banda a unos 32 Hz. Los gráficos de coherencia y respuesta frecuencial indicaron que el origen de la vibración a 32 Hz era una resonancia hidráulica.



EUSKADIKO URAK EUROPAKO ERRONKAREN AURREAN LAS AGUAS DE EUSKADI ANTE EL RETO EUROPEO



Arabako Foru Aldundia
Dintutzióñ Foral de Alava



Gipuzkoako Foru Aldundia
Dintutzióñ Foral de Guipúzcoa



Bizkaiko Foru Aldundia
Dintutzióñ Foral de Vizcaya



EUSKO JAURLARITZA
GÓBIERNO VASCO



JUNTA DE ANDALUCIA

Consejería de Obras Públicas y Transportes
Dirección General de Obras Hidráulicas



ANDALUCIA
ENCUENTRO AL FUTURO

ESTACION DE
TRATAMIENTO DE
AGUA POTABLE



ESTACION
DEPURADORA DE
AGUAS
RESIDUALES

**TRABAJAMOS POR MEJORAR
LA CALIDAD DE VIDA**

A 60 % de carga la excitación de la antorcha cambiaba de frecuencia y al 80 % de carga había desaparecido.

Operación como bomba. Durante la operación de la máquina como bomba, las excitaciones eran algo diferentes pero con características similares. Los espectros de presión mostraron que la frecuencia de paso de álabes (70 Hz) era mucho más importante que en la operación de la máquina como turbina (Figura 3).

Estudio de la excitación a 140 Hz. Las pulsaciones de presión promediadas síncronamente (operación como turbina) se muestran en la figura 4. La interacción entre los álabes del rodete y directrices del distribuidor genera una excitación que gira en sentido contrario al del rodete (dirigidas hacia la tubería forzada) con una frecuencia doble de la del paso de álabes. Durante las pruebas de puesta en marcha se pudo comprobar que la amplitud del armónico era también mayor que la excitación de paso de álabes confirmando el fenómeno.

Las señales de presión muestran cómo se incrementaba la pulsación cuando se incrementaba la carga. Mientras que las pulsaciones medidas en la cámara espiral muestran una mayor pulsación a 70 Hz, las medidas en la tubería forzada muestran una señal más clara a 140 Hz. La amplitud a 140 Hz se incrementa considerablemente cuando la máquina alcanza la velocidad nominal debido a la resonancia de fase (ondas progresivas) en la cámara espiral.

Para la operación como bomba, la señal tiene más amplitud a 70 Hz, indicando la influencia de la dirección en la que gira el rodete.

Pruebas de puesta en marcha y paro de la máquina fueron útiles para detectar resonancias hidráulicas y mecánicas en la máquina. Las pruebas indicaron que el alto nivel de vibraciones correspondía a una resonancia mecánica en la estructura. La frecuencia de la excitación casi coincidía con una de las frecuencias propias de la estructura (alrededor de 141 Hz). Este hecho fue confirmado mediante pruebas de análisis modal y mediante el análisis de los transitorios.

5. CONCLUSIONES

Las excitaciones hidráulicas producidas durante la operación de una bomba-turbina fueron estudiadas para identificar el origen de las vibraciones en una estructura.

Los niveles totales de las fluctuaciones de presión eran máximas durante la operación de la máquina como turbina a máxima carga.

Las mayores excitaciones hidráulicas detectadas fueron f_1 , f_2 (mayor amplitud en la cámara espiral y en la tubería forzada), f_{12} (mayor amplitud en el tubo de aspiración).

La existencia de una excitación hidráulica importante a una frecuencia doble de la del paso de álabes era la causa de las vibraciones en la estructura.

La interacción rodete-distribuidor con su modo de vibración se consideró la responsable de la elevada fluctuación de presión. La excitación era amplificada considerablemente a 140 Hz debido a una coincidencia de ondas progresivas en la cámara espiral.

La comparación de las señales temporales para la operación como bomba y como turbina indicaron que la excitación a 140 Hz era amplificada especialmente durante la operación como turbina. Esto coincide con la predicción de la fórmula para resonancia de fase (ecuación 7).

La vibración en la estructura era producida por la excitación hidráulica más una resonancia mecánica alrededor de 141 Hz detectada durante los transitorios de puesta en marcha y paro de la máquina así como mediante ensayos de análisis modal.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren agradecer a la Dirección General de Investigación Científica y Tecnológica por la ayuda (Proyecto PB88-0512-C02-01) que permitió el estudio del flujo no estacionario en varias máquinas hidráulicas.