

EVALUACION EXPERIMENTAL DE VIBRACIONES EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

A. Martín Ghiselli



AR9800018

Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales - U.A. Ensayos No Destructivos y

Comisión Nacional de Energía Atómica

Av. Gral. Paz y Av. Constituyentes, (1650) San Martín, Buenos Aires, Argentina; Fax: (54) 1-754-7355

E-mail: pastorin@cnea.edu.ar

Los mazos de tubos que forman parte de los equipos intercambiadores de calor, condensadores y generadores de vapor pueden presentar fallas originadas en excesivas vibraciones inducidas por el fluido. Como parte de la evaluación de este problema, se desarrolló un conjunto de ensayos con el objeto de determinar el estado real de las condiciones de soporte de los tubos, el que muchas veces presenta diferencias con el establecido en el diseño del componente y que tiene gran incidencia en las vibraciones que éstos soportan. En este trabajo se presenta una descripción de esos ensayos y de los resultados obtenidos a partir de su aplicación a un equipo intercambiador de calor.

Flow induced vibrations may produce damage of heat exchangers, condensers and steam generators tubes. To evaluate this problem a set of tests were developed to know the real support state of the tubes, which have great influence on the vibration response. This paper include a description of the tests and the results obtained applying them on a heat exchanger equipment.

I. INTRODUCCION

Los tubos de los equipos intercambiadores de calor, condensadores y generadores de vapor soportan generalmente un flujo externo de fluido que puede ser líquido, gaseoso o bifásico. Este fluido tiene usualmente una alta velocidad con el objeto de mejorar las características de transferencia de calor o reducir el tamaño del componente. También, en algunos casos, se procura reducir en lo posible las estructuras de soporte de los tubos a fin de minimizar la caída de presión que produce el equipo en el circuito.

La combinación de fluido a altas velocidades y soporte estructural reducido puede conducir a los tubos de estos equipos a soportar elevados niveles de vibraciones inducidas por el fluido. Estas vibraciones pueden originar problemas de daños por fretting o impacto, excesivo ruido acústico o, la necesidad de imponer limitaciones en las características operacionales de los componentes afectados.

El origen de estos problemas está relacionado generalmente con una evaluación errónea de estas vibraciones efectuada durante la etapa de diseño del componente o en desvíos producidos durante el montaje del mismo. Lamentablemente esto no es advertido en muchos casos hasta que el equipo se encuentra en operación.

Desde el punto de vista de las características de soporte estructural de los tubos resulta de gran importancia que los soportes intermedios de los mismos, los cuales en muchos casos son baffles del tipo placa perforada, actúen efectivamente como tales. De acuerdo a lo establecido por distintos investigadores, por ejemplo Chen⁽¹⁾, Jendrzeczyk⁽²⁾, Yeh⁽³⁾, Eisinger⁽⁴⁾ y

Kulichevsky⁽⁵⁾, un baffle se considera inactivo, es decir no produce un soporte efectivo del tubo en el punto en que se haya instalado, cuando el huelgo diametral entre tubo y soporte es mayor a 0.4 mm y se lo considerará como activo, actuando entonces efectivamente como un soporte para el tubo, si ese huelgo diametral entre tubo y soporte es menor o igual a 0.4 mm.

La presencia de soportes inactivos en tubos, hace que los mismos no mantengan las características dinámicas con las cuales fue diseñado el equipo. La Figura 1 muestra la influencia que estos distintos tipos de apoyo tienen sobre los modos naturales de vibración que efectivamente tendrán los tubos.

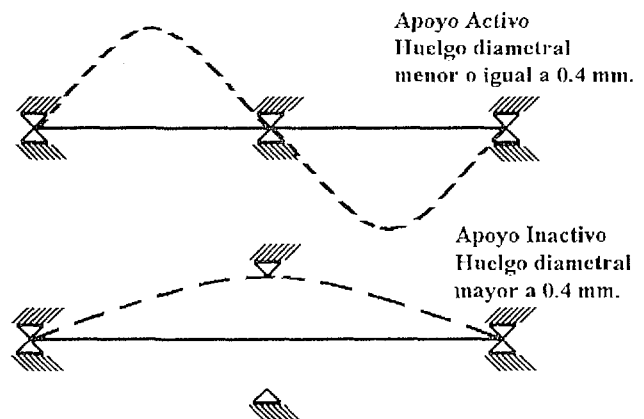


Figura 1: Influencia del tipo efectivo de soporte en el comportamiento dinámico de un tubo.

Esta influencia se extiende también a las frecuencias de vibración asociadas a esos modos naturales. Las frecuencias naturales de vibración de estos tubos, pueden

expresarse en forma general de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{M}}$$

donde f es la frecuencia natural en Hertz, λ es un parámetro adimensional que resulta función de las condiciones de contorno del tubo (en este caso, del tipo de las condiciones de soporte del tubo en los apoyos activos), L es la longitud del tubo entre apoyos activos, M es la masa por unidad de longitud del tubo incluyendo la masa de fluido interior al mismo y la masa de fluido exterior al tubo que se considera masa asociada al mismo y que variará con las características geométricas particulares de cada arreglo de tubos, E es el módulo de elasticidad del material del tubo, e I es el momento de inercia de la sección del tubo.

De lo anterior surge que los apoyos inactivos implican frecuencias naturales de vibración de los tubos más bajas, dado que la longitud efectiva entre apoyos se hace mayor y las frecuencias naturales son inversamente proporcionales al cuadrado de la longitud entre apoyos.

Vibraciones en frecuencias más bajas requieren menor energía para alcanzar iguales amplitudes máximas de vibración, por lo tanto soportes inactivos resultan en menor energía necesaria para excitar vibraciones de gran amplitud. Dado que en estos tubos la excitación de vibraciones es consecuencia de la energía que el fluido entrega al tubo al fluir a su alrededor, para las mismas condiciones de operación del componente se tendrán amplitudes de vibración mayor en presencia de apoyos inactivos que estando el tubo con todos sus apoyos activos. Por otra parte, resulta mayor la probabilidad de que se produzcan impactos entre los tubos y sus soportes o entre tubos adyacentes como consecuencia de las mayores amplitudes de vibración.

Con el objeto de evaluar desde el punto de vista dinámico, el estado de tubos de equipos intercambiadores de calor que se encuentran operando y determinar así, si los mismos cumplen con las características dinámicas establecidas durante su diseño y si este último contempló los posibles mecanismos de excitación de vibraciones que el fluido circulante puede activar, se desarrolló una serie de técnicas de ensayo que implementadas en conjunto, permiten determinar las condiciones reales de soporte de los tubos y las características de sus vibraciones en condiciones similares a las de operación.

II. DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS

Se definió un conjunto básico de cuatro ensayos que pueden adaptarse a las condiciones particulares de cada equipo sobre los que se descen aplicar.

Estos ensayos fueron específicamente diseñados para intercambiadores de calor, del tipo tubo carcasa, que presentan tubos de pequeño diámetro y un arreglo con una relación paso/diámetro baja, lo que dificulta en muchas oportunidades la inspección exterior de los

mismos, especialmente en sus puntos de apoyo. El conjunto de ensayos fue desarrollado para ser ejecutado durante paradas programadas de las instalaciones pero si las condiciones de operación del equipo lo permiten, algunos ensayos pueden efectuarse con el equipo en operación normal.

El primer ensayo tiene por objeto obtener información sobre las frecuencias naturales de vibración de distintos tubos, para lo cual se requiere libre acceso a las placas tubo para permitir la instalación de sensores en el interior de los tubos. La selección de la ubicación y número de los tubos a evaluar dependerá de si se han presentado o no daños en tubos del equipo, de la distribución de los mismos y de la posibilidad de obtener una muestra representativa de los tubos con distintas características dinámicas que pudiera tener el componente. La instrumentación se realiza con acelerómetros miniatura montados en un dispositivo especial que permite la adecuada transmisión de las vibraciones del tubo al sensor y el posicionamiento preciso del conjunto en los puntos del tubo donde se desean relevar las vibraciones presentes. La excitación de los tubos se realiza a partir del otro extremo de los mismos utilizando un flexible accionado mecánicamente. La información obtenida por los acelerómetros, adecuadamente procesada, puede compararse con las estimaciones de diseño para evaluar si las condiciones reales de soporte del tubo cumplen con las mismas o si se han modificado sus características dinámicas.

El segundo ensayo implica una instalación similar al anterior pero, en este caso, haciendo circular fluido por el lado exterior de los tubos a fin de caracterizar el comportamiento vibratorio de los tubos en condiciones más aproximadas a las reales de operación. Se pueden determinar así, para los tubos instrumentados, frecuencias y amplitudes de vibración en función del caudal, si se trata de vibraciones libres o forzadas y si se producen impactos u otras interacciones mecánicas en los tubos instrumentados.

Los otros dos ensayos requieren de la instalación de acelerómetros de alta sensibilidad en la parte exterior del componente bajo estudio. El número, distribución y forma de fijación de los sensores dependerá de las características del intercambiador y si las condiciones de operación lo permiten, estos ensayos pueden realizarse con la instalación en funcionamiento.

Uno de estos ensayos está dirigido a obtener información sobre las características de composición, amplitud y origen de las vibraciones producidas fuera del componente bajo estudio y que afectan al mismo. Para esto se instalan acelerómetros de alta sensibilidad sobre las distintas cañerías que se conectan al equipo y sobre sus soportes estructurales. A continuación, se realizan mediciones operando en forma secuencial otros equipos, ubicados en las proximidades, cuyas vibraciones pueden afectar el intercambiador (por ejemplo, bombas, motores, compresores).

El último ensayo tiene como objetivo verificar la posible ocurrencia de impactos que, en el interior del

intercambiador de calor, se puedan producir especialmente entre los tubos y baffles intermedios, para las distintas condiciones de operación del equipo. En este caso los sensores se distribuyen sobre la carcaza del componente, grabándose las señales de los mismos para su posterior análisis.

Los resultados de todos estos ensayos son complementarios entre sí, permitiendo en su conjunto obtener una adecuada caracterización dinámica de los tubos de intercambiadores de calor. También pueden usarse sus resultados para realimentar modelos teóricos y realizar cálculos sobre el comportamiento de los tubos a partir de las guías de diseño o normas⁽⁶⁾ disponibles sobre vibraciones inducidas por fluidos.

Para la realización de estos ensayos, además de los acelerómetros piezoeléctricos y sus correspondientes sistemas de acondicionamiento de señales, se requiere la utilización de equipamiento para el registro y análisis de señales. Estos equipos no tienen que poseer características específicas en función de los ensayos a realizar, pudiendo utilizarse equipos de análisis de señales dinámicas y grabadoras de señales de uso normal en casos de análisis de problemas de vibraciones.

III. EJEMPLO DE APLICACION

El conjunto de ensayos descrito se aplicó sobre un intercambiador de calor del tipo tubo-carcaza, con circulación de agua tanto por el interior, como por el exterior de los tubos, que ha operado por más de 10 años y que ha presentado problemas de fallas en algunos tubos e indicaciones de desgaste en un número mayor de ellos.

El equipo evaluado consiste en una carcaza vertical, con tubos en "U" y flujo dividido del lado de la carcaza a fin de minimizar la caída de presión, es decir que presenta dos entradas, en la parte inferior y superior del equipo respectivamente y sola una salida central. Un esquema del componente se presenta en la Figura 2.

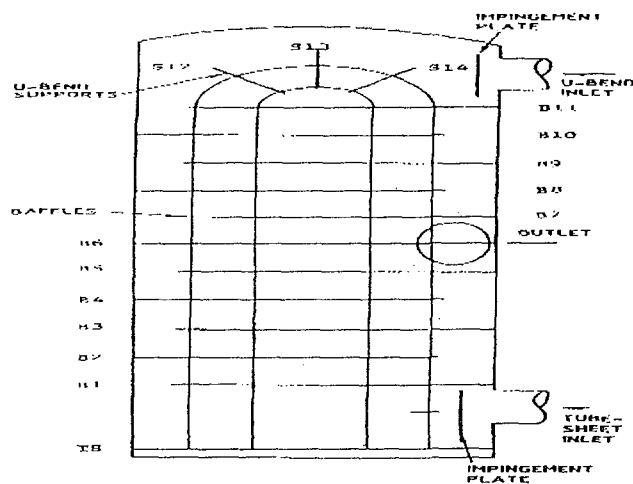


Figura 2: Esquema del Intercambiador de Calor tipo tubo-carcaza sobre el que se efectuaron los ensayos.

Los tubos tienen una altura de 5.5 m., un diámetro exterior de 16 mm. y están distribuidos en un arreglo triangular con un paso de 21 mm. Los extremos de los tubos se encuentran soldados a la placa tubo inferior y los soportes intermedios están formados por baffles del tipo placa perforada, que por diseño dan a los tubos un huelgo diametral de 0.4 mm lo que debería asegurar la efectividad de los apoyos. El intercambiador fue diseñado para una transferencia de 60 MW sobre una superficie de 1500 m².

Del esquema de la Figura 2 también surge que los tubos soportan un flujo exterior transversal al eje de los mismos, normalmente denominado flujo cruzado. Desde el punto de vista dinámico, la excitación de vibraciones en los tubos a partir de las fuerzas que sobre estos ejerce el fluido, resulta más sencilla en condiciones de flujo cruzado que en condiciones de flujo axial, o paralelo al eje de los tubos, dado que la rigidez transversal de los tubos es menor que la correspondiente en sentido axial.

Antes de realizar los ensayos, los tubos del intercambiador de calor fueron modelados utilizando un código de elementos finitos a fin de conocer las frecuencias y modos naturales de vibración esperables bajo las distintas condiciones de soporte que se estimaba posible encontrar. En estos modelos también se consideró la influencia que, sobre las frecuencias naturales de los tubos, podían tener las distintas condiciones en que se efectuarían los ensayos, es decir, la presencia o no de fluido en el interior o exterior de los tubos y las variaciones de temperatura.

Los resultados de los ensayos dirigidos a obtener las frecuencias naturales de vibración de los tubos inspeccionados se obtienen a partir del procesamiento de las señales obtenidas con un equipo de análisis espectral, presentándose en forma de espectros de frecuencia, como el de la Figura 3, con la frecuencia en Hz en el eje de abscisas y la aceleración medida en el eje de ordenadas.

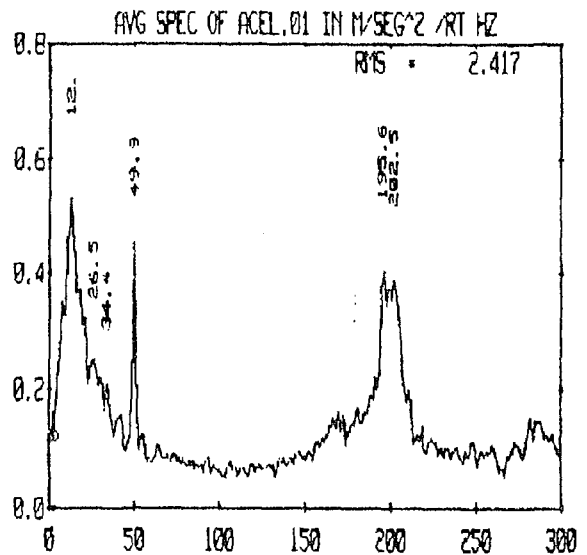


Figura 3: Espectro de respuesta de un tubo en ensayo de obtención de frecuencias naturales.

Del análisis de esta figura y de la comparación de la misma con los resultados obtenidos en el modelo por elementos finitos surge que, los picos de frecuencia alrededor de 200 Hz. corresponden a tramos del tubo instrumentado soportados según sus condiciones de diseño, el pico de 49.9 Hz. se origina en ruido eléctrico de línea y el pico de 12 Hz indica la presencia de un tramo de tubo con una longitud entre apoyos que equivale a tener tres baffles inactivos.

En el ensayo en el que algunos tubos fueron instrumentados con acelerómetros en su interior y se hizo circular agua por el exterior del manojó de tubos se seleccionaron tubos de los cuales ya se habían relevado las frecuencias naturales. El análisis en frecuencia de las señales obtenidas mostró que los tubos vibraban con frecuencias similares a las encontradas en el ensayo de caracterización de frecuencias naturales, es decir, la respuesta de los tubos a la excitación del fluido se traduce en vibraciones en sus frecuencias naturales y no como vibraciones forzadas. Además, se detectó la ocurrencia de impactos entre los tubos y alguno de sus soportes. Un ejemplo de los registros temporales de las señales de aceleración generadas por estos impactos se presenta en la Figura 4, en la que se aprecian claramente tres impactos del tubo instrumentado contra alguno de los baffles intermedios que deberían soportarlo.

Los resultados de estos ensayos indicaron la presencia de vibraciones excesivas de los tubos instrumentados para un amplio rango de caudales de agua y confirmaron que las condiciones de soporte de los tubos no eran las adecuadas. Por otra parte la ocurrencia de impactos permite asegurar que los daños detectados en los tubos tienen su origen en vibraciones excesivas de estos.

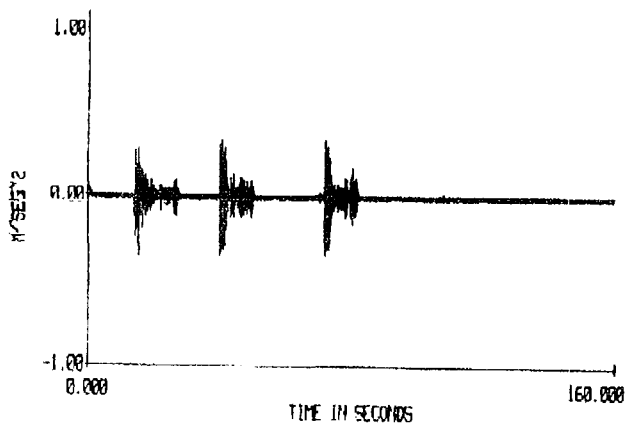


Figura 4: Señal de impactos detectados en uno de los tubos del Intercambiador de Calor.

El ensayo dirigido a verificar la ocurrencia de impactos entre tubos y baffles, colocando los sensores en el exterior de la carcasa, se realizó instalando seis acelerómetros fijados por medio de bases magnéticas y distribuidos en dos planos coincidentes con la ubicación aproximada de baffles. Estos planos se eligieron, uno por

encima de la entrada inferior de agua y otro por debajo de la entrada superior de agua. En cada plano se distribuyeron tres acelerómetros con separaciones angulares de 120°, de forma de poder detectar eventos que se produjeran en una amplia porción del componente.

El análisis de las señales grabadas mostró un cambio importante entre las registradas con un caudal de agua del lado carcasa del 20% del caudal nominal de diseño del componente y las registradas con un caudal de agua del 40% del caudal nominal del equipo.

Esta diferencia en las señales se puede ver en las Figuras 5 y 6, que presentan una muestra de las señales grabadas con uno de los acelerómetros instalados. El pulso que se observa en la muestra de la señal de aceleración de la Figura 6 es el resultado de un impacto, probablemente entre un tubo y un baffle, que se registró en el interior del componente y presumiblemente en las cercanías del sensor. Dadas las características de respuesta en frecuencia de los acelerómetros usados, el sonido producido por ese impacto es perfectamente identificable si la señal se reproduce a través de un sistema de parlantes.

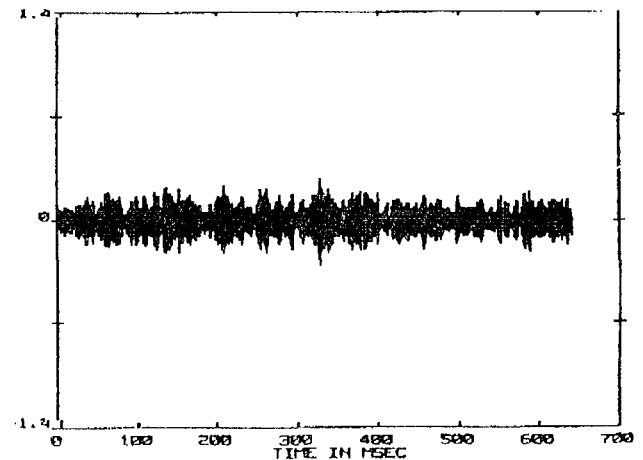


Figura 5: Señal registrada por uno de los acelerómetros colocados sobre la carcasa con un caudal de agua del 20% del nominal del componente.

En este ensayo se encontró que para caudales iguales o superiores al 40% del caudal nominal, la ocurrencia de impactos en el interior del componente era constante y se producía en diferentes puntos del mismo. Estos resultados indicaron que un importante número de tubos debía presentar condiciones de soporte deficientes y niveles de vibración que permitieran la ocurrencia de los impactos detectados.

Por otra parte el último de los ensayos descrito, no mostró evidencia de que la operación de otros equipos o las pulsaciones de presión presentes en los circuitos de agua que alimentan el equipo, afecten las vibraciones existentes en los tubos del componente evaluado, ya sea como producto de vibraciones forzadas o excitando las frecuencias naturales de vibración de los tubos.

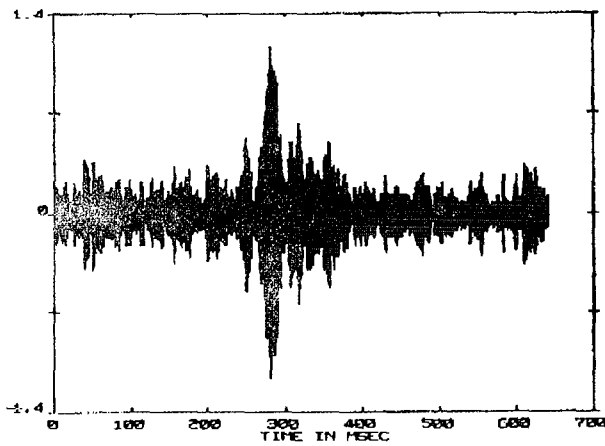


Figura 6: Señal registrada por el mismo acelerómetro de la figura anterior, pero con un caudal de agua del 40% del nominal del componente.

IV. CONCLUSIONES

La caracterización dinámica de tubos de intercambiadores de calor resulta una adecuada forma de establecer las reales condiciones de soporte de los mismos cuando una evaluación más directa es imposible, por ejemplo, por tener un paquete de tubos con una arreglo que tenga una relación paso/diámetro muy baja.

El conjunto de ensayos desarrollados permite una adecuada caracterización dinámica de los tubos incluso en condiciones cercanas a las de operación.

La información proporcionada por estos ensayos puede utilizarse para realimentar modelos teóricos basados en guías de diseño o normas, que permitan establecer soluciones adecuadas a los problemas de fallas de tubos como consecuencia de excesivas vibraciones. Estas soluciones pueden ser tanto modificaciones en las condiciones de operación del componente como cambios estructurales en el mismo a fin de aumentar la rigidez del conjunto de tubos o modificar la distribución de flujo sobre los tubos evitando así la ocurrencia de vibraciones excesivas.

V. REFERENCIAS

1 - S.S. Chen, J.A. Jendrzejczyk, M.W. Wambsganss. "Dynamics of tubes in fluid with tube baffle interaction", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 107, February 1985.

2 - J.A. Jendrzejczyk. "Dynamics characteristics of heat exchanger tubes vibrating in a tube support plate inactive mode", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.108, August 1986.

3 - Y.S. Yeh and S.S. Chen. "Flow induced vibration of component cooling water heat exchangers", ASME Pressure Vessel and Piping, Vol. 189, 1990.

4 - F.L. Eisinger. "Eliminating vibration problems in tubular heat exchangers", ASME Pressure Vessel and Piping, Vol. 190, 1991.

5 - R. Kulichevsky. "Evaluación teórico-experimental de las variables que influyen en el fretting de tubos de generadores de vapor tipo CNA-1", Tesis de Maestría del Instituto de Tecnología - UNGSM, 1995.

6 - Código ASME 1995, Sección III, División 1, Apéndices N-1300, "Flow Induced Vibration of Tubes and Tube Banks".