



**INSTITUTO DE
TECNOLOGIA**

UNIVERSIDAD NACIONAL
DE GENERAL SAN MARTIN
COMISION NACIONAL
DE ENERGIA ATOMICA

**MAESTRIA EN
CIENCIA Y
TECNOLOGIA
DE MATERIALES**

PMM/T - 21/95
IT/T - 1/95

EVALUACIÓN TEÓRICO EXPERIMENTAL DE LAS VARIABLES QUE INFLUYEN EN EL FRETTEING DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR TIPO CENTRAL NUCLEAR ATUCHA- I

Raúl Moisés Kulichevsky

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTIN

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

**Evaluación Teórico-Experimental de las variables que
influyen en el fretting de tubos de Generadores de
Vapor tipo Central Nuclear Atucha-I (*)**

Autor: Ing. Raúl M. Kulichevsky

Director :

Ing. César Belinco

(*) Tesis para optar al título de *Magister en Ciencia y Tecnología de Materiales*

República Argentina

1995

Quiero dedicar este trabajo a Patricia y a mis padres, cuyo apoyo diario me permite seguir hacia adelante.

También agradecer profundamente a todo el personal del Proyecto Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales quienes no sólo colaboraron en cada momento que necesité ayuda o consejos sino que también me integraron a un grupo humano excepcional. Entre ellos quiero destacar a Alberto Pastorini y a Alberto Martín Ghiselli quienes dedicaron mucho de su tiempo y conocimientos para que este trabajo llegara a buen puerto.

Raúl Kulichevsky
Marzo de 1995

RESUMEN

El desgaste por fretting en los tubos de Generadores de Vapor (GV) originado en la vibraciones inducidas por el fluido circulante a su alrededor genera incertidumbre sobre la integridad de los mismos. Sólo el conocimiento de las variables que gobiernan la evolución del desgaste permitirá tener un criterio para evaluar la vida residual de los mismos. Información sobre la respuesta dinámica de los tubos y la interacción dinámica tubo/soporte son prerequisites para entender la relación entre el desgaste por fretting y la vibración del tubo.

En este trabajo se presentan resultados experimentales del comportamiento dinámico de un tubo en U tipo Central Nuclear Atucha I (CNA-I), la influencia de la luz tubo/soporte en dicho comportamiento y una evaluación de la interacción dinámica tubo/soporte, valores que permiten ajustar un modelo por elementos finitos de dichos tubos. Además se presentan resultados de desgaste por fretting para el par de materiales Incoloy 800/acero inoxidable austenítico DIN 1.4550 y una primera evaluación de la constante de desgaste para dichos materiales.

ABSTRACT

Fretting wear of Steam Generator tubes caused by flow induced vibrations generates uncertainty on their integrity. The knowledge of the controlling variables of the wear process may give a criterion to evaluate the tubes residual life. Information on vibratory response and dynamic interaction between tubes and their supports are prerequisites for understanding the relationship between fretting wear and tube vibration.

Experimental results of the vibratory response of an Atucha-I Nuclear Power Plant type U-tube, the influence of tube/support clearance on this response and a study of tube/support dynamic interaction, which allow the verification of a finite element model of this type of tubes, are presented in this work. Also wear results for the Incoloy 800/DIN 1.4550 austenitic stainless steel pair of materials and a first evaluation of the wear constant of this pair are presented.

INDICE

	Página
INTRODUCCION	1
CAPITULO I: CONCEPTOS GENERALES	
1) VIBRACIONES INDUCIDAS POR FLUIDOS EN COMPONENTES DE CENTRALES NUCLEARES	4
1.1) Inestabilidad Fluidoelástica	7
1.2) Vibraciones Inducidas por Turbulencia	12
1.3) Desprendimiento de vórtices	17
1.4) Resonancia Acústica	21
2) CARACTERISTICAS DINAMICAS DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR	23
3) AMORTIGUAMIENTO DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR	31
3.1) Amortiguamiento en Gases	34
3.2) Amortiguamiento en Líquidos	35
3.3) Amortiguamiento en Flujo de Dos Fases	36
4) MASA HIDRODINAMICA	40
5) FRETTING	44
5.1) Variables Principales del Fretting en Tubos de Generadores de Vapor	52
5.1.1) Interacción dinámica tubo/soporte	52
5.1.2) Combinación de materiales y dureza	52
5.1.3) Condiciones del medio	54
5.1.4) Luz entre el tubo y los soportes	55
5.1.6) Fuerza de impacto	56
5.1.7) Frecuencia	58
5.2) Teorías de Predicción de Desgaste por Fretting	58

	Página
CAPITULO II: TRABAJO EXPERIMENTAL	62
1) CARACTERISTICAS DINAMICAS DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR TIPO CENTRAL NUCLEAR ATUCHA I	63
1.1) Determinación de las Frecuencias, Modos Naturales de Vibración y Amortiguamiento	64
1.2) Análisis de la Influencia de la Luz Tubo/Soporte en el Comportamiento Dinámico del Tubo	77
1.3) Registro de Impactos entre el Tubo y el Soporte Para Distintas Luces	91
2) EVALUACION EXPERIMENTAL DEL DESGASTE POR FRETTING	97
3) DISCUSION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS..	101
4) CONCLUSIONES	107
APENDICE A	
REFERENCIAS	

INTRODUCCION:

En general el desgaste se puede definir como el daño que se produce sobre una superficie sólida causado por la remoción o desplazamiento de material debido a la acción mecánica de un sólido, líquido o gas en contacto con esa superficie sólida [1]. Esta acción mecánica conduce a un deterioro gradual, cuyos efectos principalmente son fenómenos superficiales, aunque estas restricciones no deben ser rigurosamente aplicadas en un análisis de falla, como tampoco la concepción del desgaste como un fenómeno enteramente mecánico ya que los factores de desgaste pueden estar combinados con fenómenos de corrosión química.

Existen tres tipos principales de desgaste: desgaste adhesivo, desgaste abrasivo y desgaste erosivo. A estos tres tipos principales se deben agregar: *fretting*, fatiga superficial, y erosión por cavitación. Frecuentemente, entran en operación más de un mecanismo simultáneamente, y es difícil separar un mecanismo de otro.

El *fretting* ocurre generalmente entre dos superficies que se procuran esten fijas una con respecto a la otra, pero que se ven sometidas a pequeños movimientos relativos, usualmente producidos por vibraciones. La amplitud del movimiento relativo es pequeña y generalmente de difícil medición. Esta pequeña amplitud de oscilación es la que distingue el desgaste por *fretting* de los otros tipos de desgaste, en los cuales la amplitud de deslizamiento es mayor que el área de contacto y permite que las partículas originadas por el desgaste puedan removerse fácilmente de entre los cuerpos. En el caso del *fretting* estas partículas quedan atrapadas entre las dos superficies en contacto.

Existen múltiples ejemplos de componentes afectados por problemas de fretting. Algunos de ellos se presentan en líneas de alta tensión, prótesis quirúrgicas, tuberías de calderas, etc. En la industria nuclear este problema aparece, por ejemplo, en elementos combustibles y en los tubos de los generadores de vapor (GV).

Los GV, por consideraciones de diseño y montaje, requieren de una pequeña luz entre los tubos y sus soportes. Las *vibraciones inducidas por el fluido* que circunda los tubos producen desgaste debido a fretting ya sea entre el tubo y los soportes y/o con los tubos adyacentes.

En [2] pueden encontrarse referencias de casos de fallas de tubos de GV atribuidas a problemas de fretting cuyo origen se encuentra en excesivas vibraciones inducidas por el fluido. En el caso de la Central Nuclear de Douglas Point se registró la primer falla de un tubo en 1971 y la segunda en 1977, 10 años después del comienzo de operación de la estación. En otro de los casos, la primera detección de falla de un tubo ocurrió después de 7 años de operación y la segunda tras 16 años. Estos y otros casos demuestran que el desgaste por fretting en tubos de GV es un proceso lento pero continuo.

Por lo tanto, la respuesta al interrogante sobre el nivel de vibraciones que puede tolerarse en un componente sometido a vibraciones inducidas por fluidos sin que se produzca un desgaste excesivo, se encuentran en la predicción del daño producido por fretting. Esto se hace muy significativo cuando se considera que la vida útil del GV debe rondar los cuarenta años y que la Nuclear Regulatory Commission (USA) establece el taponamiento

de tubos a partir de un 40% de pérdida de espesor de pared. Esto significa que, si se sigue esta regulación, para un tubo de 1 mm de espesor de pared la tasa de desgaste promedio anual no puede ser mayor a 1×10^{-2} mm.

La evaluación del desgaste producido por vibraciones inducidas por fluídos en tubos de GV necesita de dos pasos. El primero es determinar la interacción tubo/soporte a través del comportamiento dinámico del tubo sometido a vibraciones. El segundo paso es determinar coeficientes de desgaste para el par de materiales en cuestión (tubo/soporte o tubo/tubo).

CAPITULO I: CONCEPTOS GENERALES

1) VIBRACIONES INDUCIDAS POR FLUIDOS EN COMPONENTES DE CENTRALES NUCLEARES

Se denominan vibraciones inducidas por fluidos a los fenómenos asociados a la respuesta dinámica de estructuras o componentes que están inmersos en un fluido o que lo transportan. El término incluye a los casos en que se desarrolla una interacción entre fuerzas fluidodinámicas y fuerzas de inercia, amortiguamiento o elásticas de las estructuras. El estudio de estos fenómenos incluye tres disciplinas: mecánica estructural, vibraciones mecánicas y dinámica de fluidos.

Las vibraciones inducidas por fluidos fueron durante mucho tiempo consideradas un problema secundario, hasta que algunas fallas catastróficas,[3], obligaron a su consideración en la etapa de diseño de distintos componentes de las centrales nucleares, (tales como generadores de vapor, intercambiadores de calor, condensadores, etc.), a partir de la década del 70. Estos componentes están a menudo sometidos a flujos de alta velocidad para mejorar la transferencia de calor, y al mismo tiempo se busca disminuir el soporte estructural para reducir las caídas de presión. Esta combinación de altas velocidades y reducción del soporte estructural pueden tener como consecuencia amplitudes de vibración excesivas.

Los principales parámetros que determinan la posibilidad de ocurrencia de vibraciones inducidas por fluidos en un arreglo de tubos son la velocidad de flujo, la longitud de tubo entre apoyos

y la luz entre el tubo y el apoyo. Otros parámetros importantes a tener en cuenta son el amortiguamiento, grado de turbulencia del flujo, tipo de fluido y tamaño del tubo.

Un arreglo de tubos sometido a un flujo cruzado tendrá una mayor resistencia a las vibraciones y al desgaste si los tramos entre apoyos son cortos y las luces entre tubo y apoyos son las menores posibles. Tramos cortos resultan en mayores frecuencias naturales de tubo, y menores amplitudes de vibración para la misma energía de excitación. Luces menores tienen por efecto minimizar la respuesta del tubo a bajas frecuencias y reducir las fuerzas de impacto entre el tubo y el apoyo, disminuyendo así el desgaste. El fluido y la estructura son sistemas interactivos, y su interacción es dinámica: los dos sistemas están acoplados por la fuerza generada en la estructura por el fluido, pero esta fuerza deforma la estructura, lo cual cambia la orientación de la estructura respecto del fluido, y esto cambia la fuerza.

Distintos casos reportados en el mundo, ([2],[4]), mostraron la importancia de entender los fenómenos relacionados con las vibraciones inducidas por fluidos y los mecanismos de daño para poder predecir la vida útil de los componentes. Dos problemas típicamente relacionados con esta cuestión son el desgaste por fretting/impacto y la fatiga.

Hasta el momento son cuatro los mecanismos de vibraciones inducidas por fluidos aceptados como relevantes en componentes nucleares:

- 1) inestabilidad fluidoelástica;
- 2) vibraciones inducidas por turbulencia;
- 3) desprendimiento de vórtices;

4) resonancia acústica

La importancia relativa de cada uno de estos mecanismos pueden observarse en la tabla 1 [5].

Tabla 1: Mecanismos de excitación
1: Poco probable
2: Probable
3: Muy importante

Tipo de Flujo	Inestabilidad Fluidoelástica	Desprendimiento de vórtices	Turbulencia	Resonancia acústica
Flujo Axial				
Interno				
Líquido	1	1	3	2
Gas	1	1	2	3
Dos fases	1	1	3	1
Externo				
Líquido	1	1	3	1
Gas	1	1	2	2
Dos fases	1	1	3	1
Flujo cruzado				
Un tubo				
Líquido	1	3	3	1
Gas	1	2	2	1
Dos fases	1	1	3	1
Arreglo de tubos				
Líquido	3	2	2	1
Gas	3	1	2	3
Dos fases	3	1	3	1

1.1) Inestabilidad Fluidoelástica:

En 1970 se identificó y caracterizó un mecanismo de excitación fluidoelástica que hacía crecer rápidamente y hasta valores muy elevados las amplitudes de vibración de estructuras cuando la velocidad del fluido en que éstas se encontraban sumergidas superaba un cierto valor crítico (fig.1, [6]).

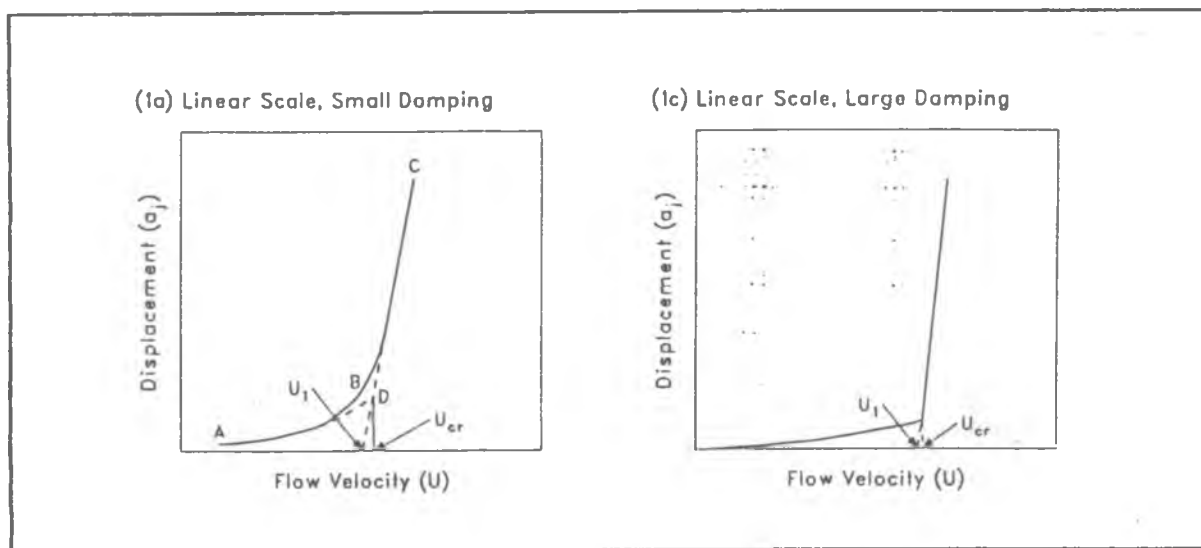


Figura 1: Curvas típicas de respuesta de cilindros para pequeño y alto amortiguamiento, mostrando la amplitud de vibración vs. velocidad de flujo

Cuando este mecanismo se presenta en un arreglo de tubos las amplitudes de vibración en la mitad de las luces pueden exceder diez veces el valor de la luz entre el tubo y el apoyo, ocasionando impactos entre el tubo y los apoyos y/o con los tubos vecinos. Por debajo de la velocidad crítica para la inestabilidad las amplitudes de vibración son muy pequeñas y se deben principalmente a vibraciones inducidas por turbulencia.

La inestabilidad fluidoelástica resulta del acoplamiento entre las fuerzas dinámicas inducidas por el fluido en la estructura y el movimiento de la misma. La inestabilidad ocurre cuando la

velocidad del fluido es lo suficientemente alta de tal manera que la energía transferida por el fluido a la estructura es mayor que la energía disipada por amortiguamiento. La vibración se produce a la frecuencia natural del componente..

S.S. Chen, [6], postula la existencia de dos mecanismos de inestabilidad fluidoelástica: *inestabilidad controlada por fluido-amortiguamiento e inestabilidad controlada por fluido-rigidez*. Para una fila de tubos, el primero de estos casos ocurre a valores pequeños del parámetro de masa-amortiguamiento, δ_m , (ver Anexo A), mientras que el segundo ocurre a valores altos de δ_m , con una discontinuidad en el límite de estabilidad para un cierto valor de δ_m (fig.2).

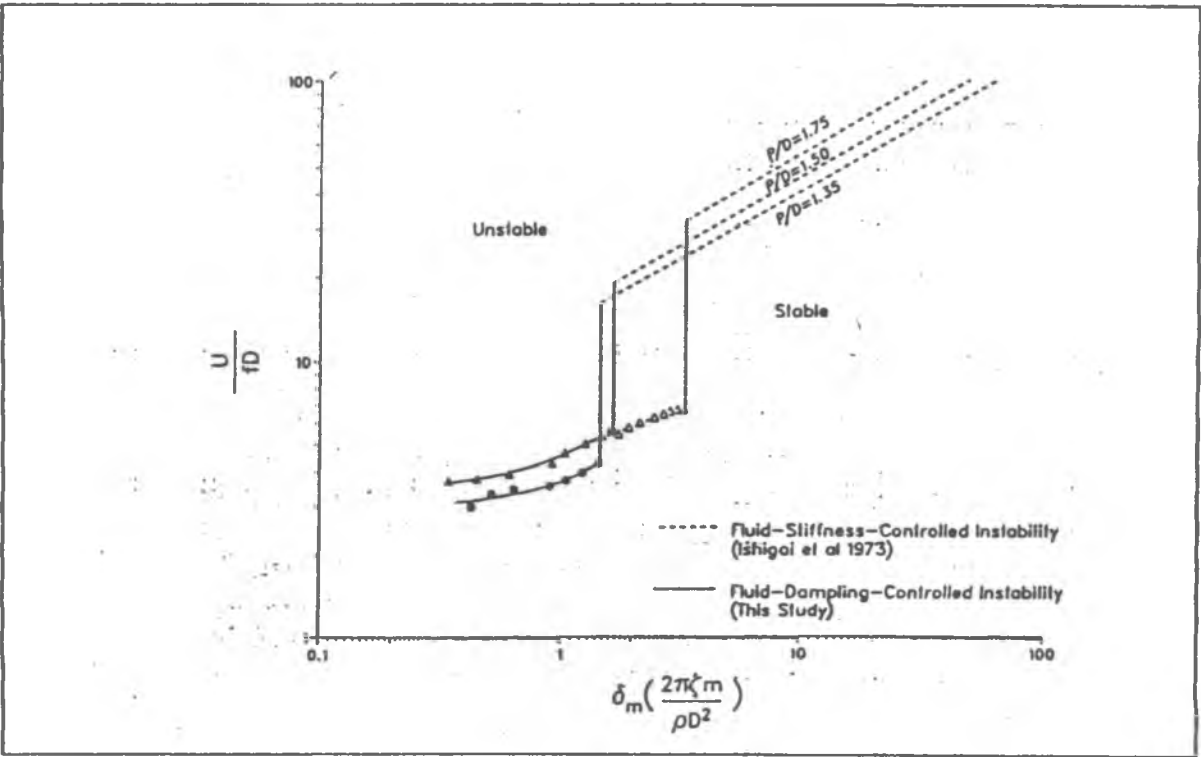


Figura 2: Mapa de estabilidad para filas de tubos [6]

También diferencia dos clases de velocidades críticas,[7], que

son función de la perturbación inicial a que se encuentran sometidos los tubos: si los tubos no son excitados mecánicamente entran en inestabilidad en forma espontánea cuando la velocidad del fluido alcanza un valor crítico, fenómeno al que denomina *inestabilidad dinámica intrínseca*; en caso que los tubos estén excitados por una fuerza externa entran en inestabilidad a una velocidad crítica menor que la anterior dando origen al fenómeno de *inestabilidad dinámica excitada o inducida*, (fig. 3).

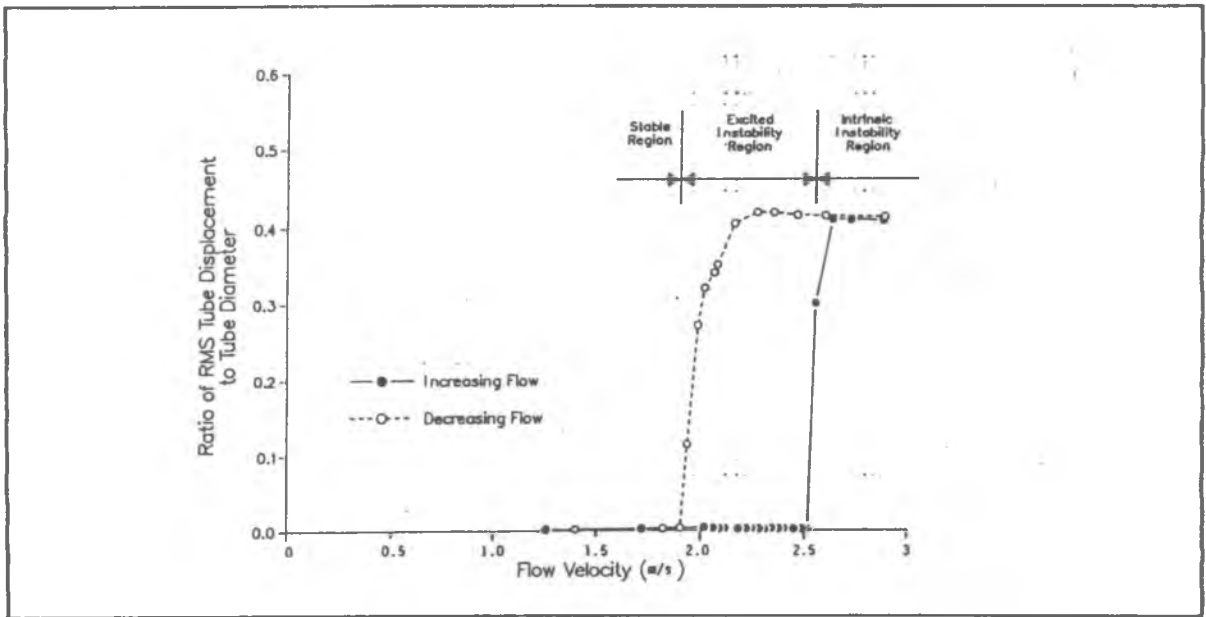


Figura 3: Desplazamiento del tubo en función de la velocidad del fluido para $P/D= 1,75$ a temperatura ambiente [7].

La inestabilidad fluidoelástica generalmente no ocurre en componentes nucleares sometidos a un flujo axial, porque la combinación de las condiciones del fluido y la alta rigidez a la flexión de componentes tales como tubos y elementos combustibles hace que no se alcancen los valores de velocidad requeridos para el establecimiento de este fenómeno, pero sí es uno de los

mecanismos de excitación mas importantes en flujo cruzado, ya sea en líquido, gas o flujo de dos fases (ver tabla I). H.J. Connors, (1970),[5], fué probablemente el primero que estudió la inestabilidad fluidoelástica en arreglos de tubos de intercambiadores de calor, en un trabajo que derivó en la formulación de una ecuación en términos de una velocidad adimensional y otro término, también adimensional, de masa-amortiguamiento que es ampliamente aceptada para describir el fenómeno:

$$\frac{V_r}{f d} = k \left(\frac{2 \pi \xi m}{\rho d^2} \right)^n$$

donde:

V_r = velocidad del fluido entre los tubos del arreglo

$$V_r = \frac{V}{1 - \left(\frac{d}{p} \right)}$$

V = velocidad de flujo libre

p = paso de los tubos del arreglo

d = diámetro del tubo

f = frecuencia natural del tubo

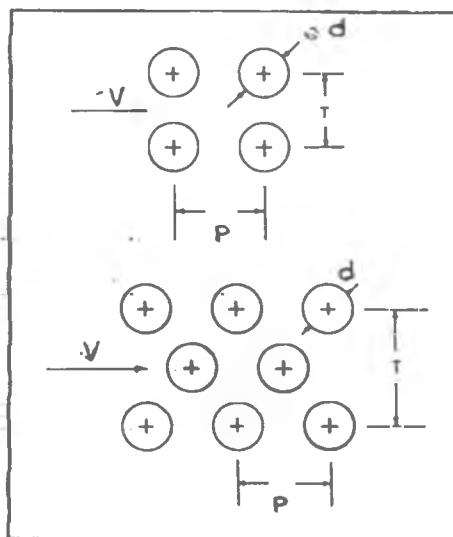
ξ = relación de amortiguamiento total

ρ = densidad del fluido

m = masa por unidad de longitud (incluída la masa hidrodinámica y la masa del fluido dentro del tubo)

k = coeficiente de inestabilidad fluidodinámica.

Los valores de k y n se obtienen experimentalmente.



A partir de mediados de la década del '70 varios investigadores comenzaron a estudiar la inestabilidad fluidoelástica de arreglos de tubos, con diversas recomendaciones de guías de diseño. Las expresiones mas difundidas que intentan representar este fenómeno son las siguientes [9]:

1) Gilbert, Chen, Tanaka, Weaver:

$$\frac{V}{fd} = K (2\pi\xi)^a \left(\frac{m}{\rho d^2} \right)^b$$

2) Goyder, Weaver:

$$\frac{V}{fd} = F \left(\frac{2\pi\xi m}{\rho d^2} \right)^{0,5}$$

3) Paidoussis:

$$\frac{V}{fd} = K (2\pi\xi)^a \left(\frac{m}{\rho d^2} \right)^b \left(\frac{p}{d} - 1 \right)^c$$

En [9] pueden encontrarse los valores propuestos para las constantes de acuerdo a los diferentes arreglos de tubos posibles y distintos valores de p/d .

Pettigrew, et al, recomienda como valores de diseño de la ecuación postulada por Connors y para regímenes de flujo de hasta 80-90% de fracción de vacío y cualquier configuración de arreglo de tubos [8]: $k= 3,0$; $n= 0,5$.

En la figura 4 se presentan resultados de inestabilidad fluidoelástica para flujos de dos fases.

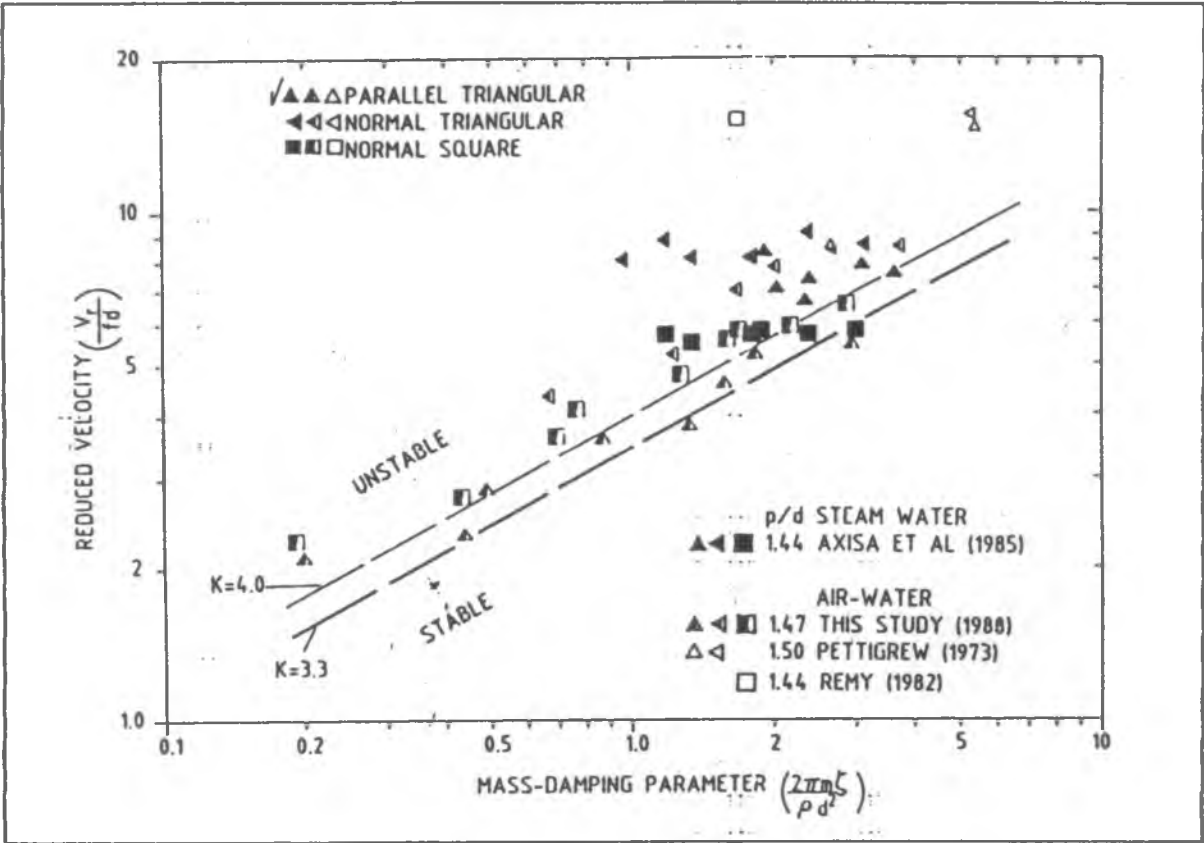


Figura 4: Resultados adimensionales de inestabilidad fluidoelástica en flujo cruzado de dos fases [5]

En la figura 5 se puede observar una comparación entre experiencias de distintos investigadores y el criterio de diseño recomendado por Pettigrew, et al.

1.2) Vibraciones inducidas por turbulencia:

Este mecanismo es el más importante para componentes sometidos a un flujo axial, pero también tiene gran incidencia en los casos de flujo cruzado. Mientras que la inestabilidad fluidodinámica y el desprendimiento de vórtices pueden producir fallas de componentes en lapsos cortos de tiempo, las vibraciones inducidas por turbulencia son responsables del daño por fretting/fatiga a

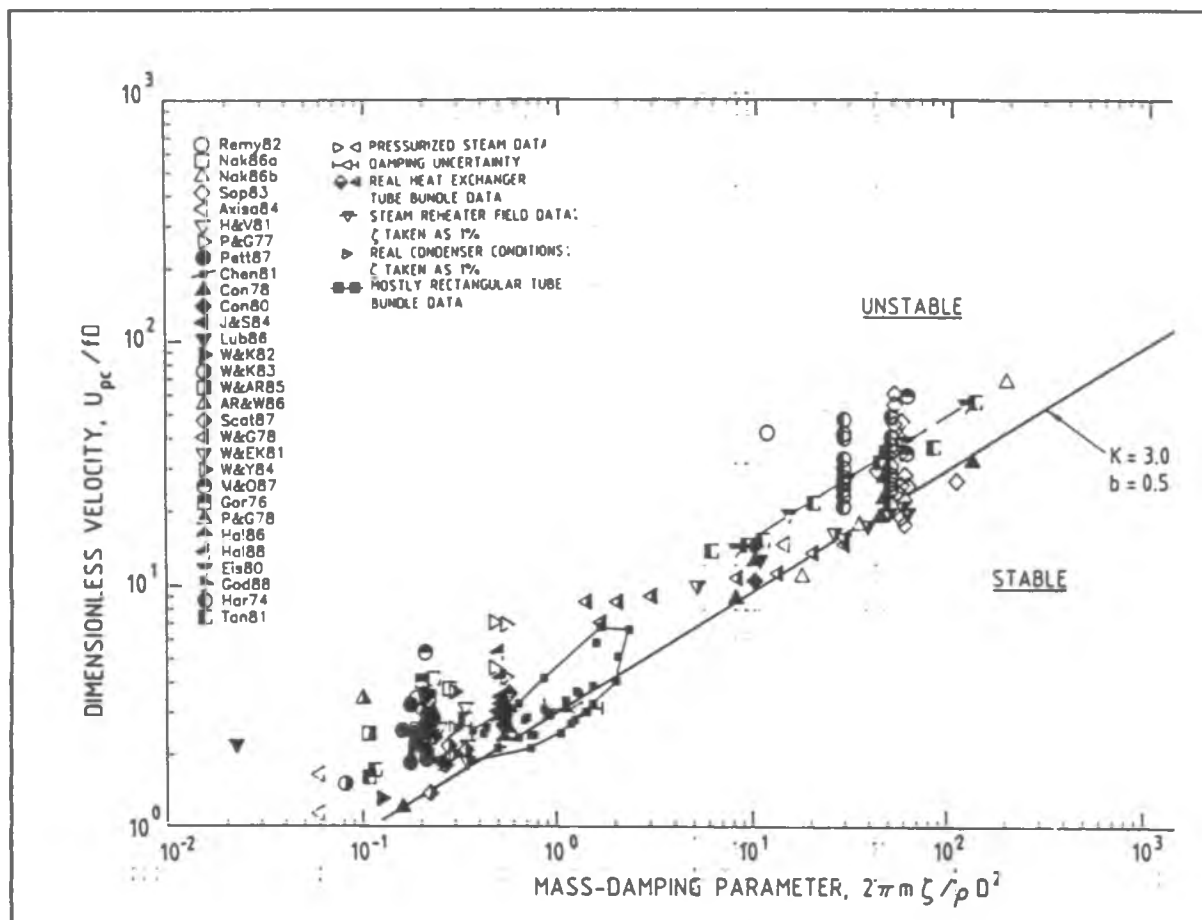


Figura 5: Recopilación de datos de inestabilidad fluidoelástica para arreglos de tubos flexibles y la guía de diseño recomendada de $K = 3.0$ [9]

largo plazo, presentándose en todos los casos en que haya flujo de fluido alrededor de una estructura.

La turbulencia puede generarse localmente debido al flujo de fluido alrededor del componente ("*excitación de campo cercano*"), o por la presencia de otros componentes, tales como válvulas, otros tubos, etc., ubicados aguas arriba del componente bajo análisis ("*excitación de campo lejano*"). En ambos casos se generan fluctuaciones de presión aleatorias alrededor de la superficie del componente, forzándolo a vibrar en frecuencias alrededor de sus frecuencias naturales. En un flujo de dos fases las fluctuaciones de presión debido al "campo lejano" son muy

pequeñas debido a que son atenuadas rápidamente por el alto amortiguamiento inherente a las mezclas de dos fases, pero las fluctuaciones de presión de "campo cercano" se ven incrementadas por la presencia de burbujas del gas o vapor.

Las amplitudes de vibración varían aleatoriamente en el tiempo y en dirección, y su predicción es mucho más dificultosa que las producidas por la inestabilidad fluidoelástica o desprendimiento de vórtices, las cuales son esencialmente del tipo "pasa/no pasa". Si además se considera la aleatoriedad inherente a las predicciones de desgaste (aún en el caso de fuerzas de excitación y modos de vibración bien definidos) entonces estas predicciones a largo plazo deben considerarse sólo como acercamientos al orden de magnitud del fenómeno.

La respuesta estructural a la turbulencia se podría determinar si se conocieran el espectro de la turbulencia, las correlaciones espaciales del sistema y si las oscilaciones estructurales no afectaran el campo de flujo, pero generalmente estos datos no se encuentran a disposición y los movimientos de la estructura sí afectan el campo de flujo.

Puede demostrarse que la respuesta cuadrática media de una estructura cilíndrica continua uniforme unidimensional sometida a fuerzas distribuidas aleatorias es [10]:

$$y^2(x) = \sum_r \sum_s \frac{\phi_r \phi_s}{16\pi^4 f_r^2 f_s^2} \int_{-\infty}^{\infty} H_r(f) H_s(f) \left[\int_0^L \int_0^L \phi_r(x') \phi_s(x) S_f(f) dx dx' \right] df$$

donde:

$H(f)$ = función respuesta de frecuencia

$\phi(x)$ = modo de vibración

$S_f(f)$ = densidad espectral de la fuerza de excitación por

unidad de longitud.

Esta ecuación puede simplificarse si se hacen algunas consideraciones. Se puede asumir que las fuerzas fluctuantes aleatorias a lo largo de una estructura cilíndrica son homogéneas, con lo que los valores de densidad espectral de potencia se hacen constantes, y si además asumimos que tenemos modos razonablemente separados, y pequeño amortiguamiento, tendremos para el modo fundamental [11]:

$$y^2(x) = \frac{C_1 S_f(f)}{16 \pi^3 f^3 \xi m^2}$$

donde:

C_1 = coeficiente que varía con las condiciones de apoyo y la posición x

m = masa total (masa del tubo más la masa hidrodinámica) por unidad de longitud.

Pettigrew, et al,[5] y Taylor, et al, [11], presentaron resultados de fuerzas de excitación producidas por vibraciones inducidas por turbulencia en tubos sumergidos en flujo cruzado de dos fases. A la luz de los resultados obtenidos encontraron que S_f , en flujo cruzado, era proporcional al cuadrado del flujo másico, $\dot{m}$, al cuadrado del diámetro del tubo, a la inversa de la longitud de tubo sometido a flujo cruzado y a la inversa de la frecuencia elevada a la 1,25. Por ello definieron la *densidad espectral de potencia normalizada* (NPSD) para presentar estos resultados.

$$NPSD = S_f \left(\frac{L_o f^{1,25}}{\dot{m}^2 d^2} \right)$$

Para flujo axial, en cambio, la normalización de S_f se realiza de la siguiente manera:

$$NPSD = \frac{S_f}{(\dot{m}d)^2}$$

En la figura 6 se presentan resultados de NPSD vs frecuencia reducida ($f_r = fd/V$), para flujo axial de dos fases y a alta temperatura, junto con la guía de diseño recomendada por Pettigrew [8] de $S_f = 2 \times 10^{-7}$

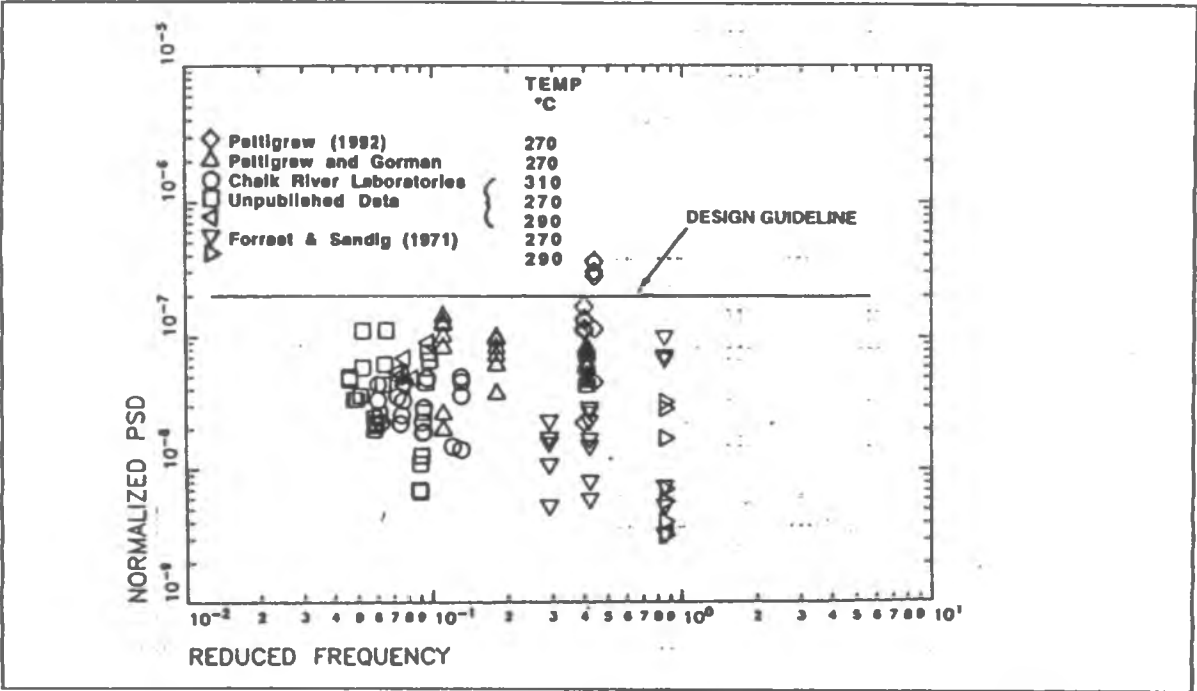


Figura 6: Recopilación de resultados de NPSD en función de la frecuencia reducida para flujo axial de dos fases y guía de diseño recomendada [8]

La investigación en el campo de flujo cruzado de dos fases se encuentra en sus etapas iniciales, y todavía no se encontró la relación entre S_f y los parámetros geométricos y de flujo relevantes. En la figura 7 se presentan resultados recopilados

por Pettigrew, et al,[5], de NPSD vs fracción de vacío.

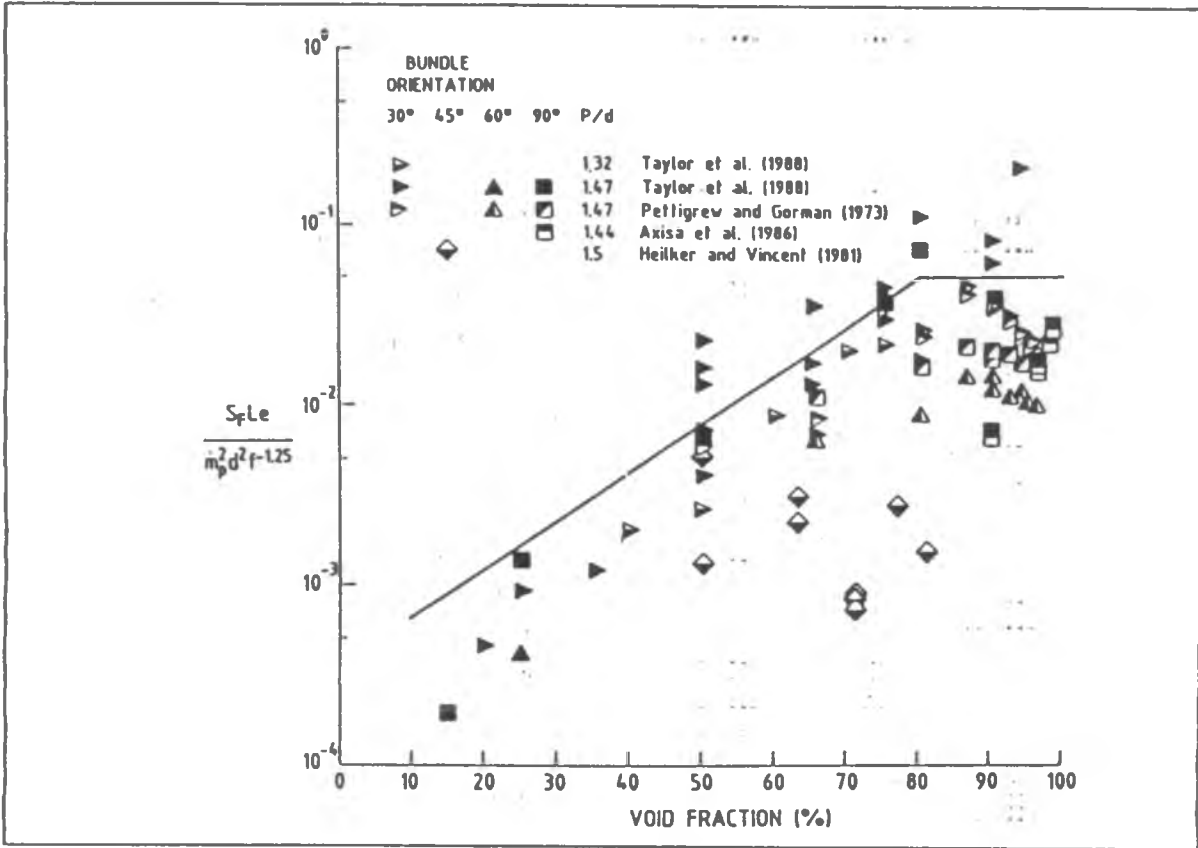


Figura 7: Recopilación de datos en flujo cruzado de dos fases de NPSD en función de la fracción de vacío [5]

1.3) Desprendimiento de vórtices:

Cuando una partícula de fluido se encuentra con la superficie de un cilindro su presión aumenta desde el valor de presión dinámica del fluido hasta el valor de presión de estancamiento. La alta presión del borde de ataque empuja la capa límite en formación a ambos lados del cilindro pero, a altos números de Reynolds,(Re), la fuerza de presión no alcanza para mantener la capa límite pegada a la superficie del cilindro hasta la parte posterior del mismo, y cerca de la sección mas gruesa del cilindro se produce el desprendimiento de la misma en forma de

vórtices. Este desprendimiento en forma de vórtices se debe a la diferencia de velocidad entre las distintas capas de fluido, que van desde velocidad cero, de la capa pegada al cilindro, hasta la velocidad de corriente libre del fluido. Los vórtices se desprenden en forma alternada de la superficie inferior y superior del cilindro, generándose fuerzas periódicas sobre el mismo y que son el origen del movimiento vibratorio. En la fig.8 se puede observar un esquema de los campos de presión oscilatorios en un cilindro para un tercio del ciclo de desprendimiento [21].

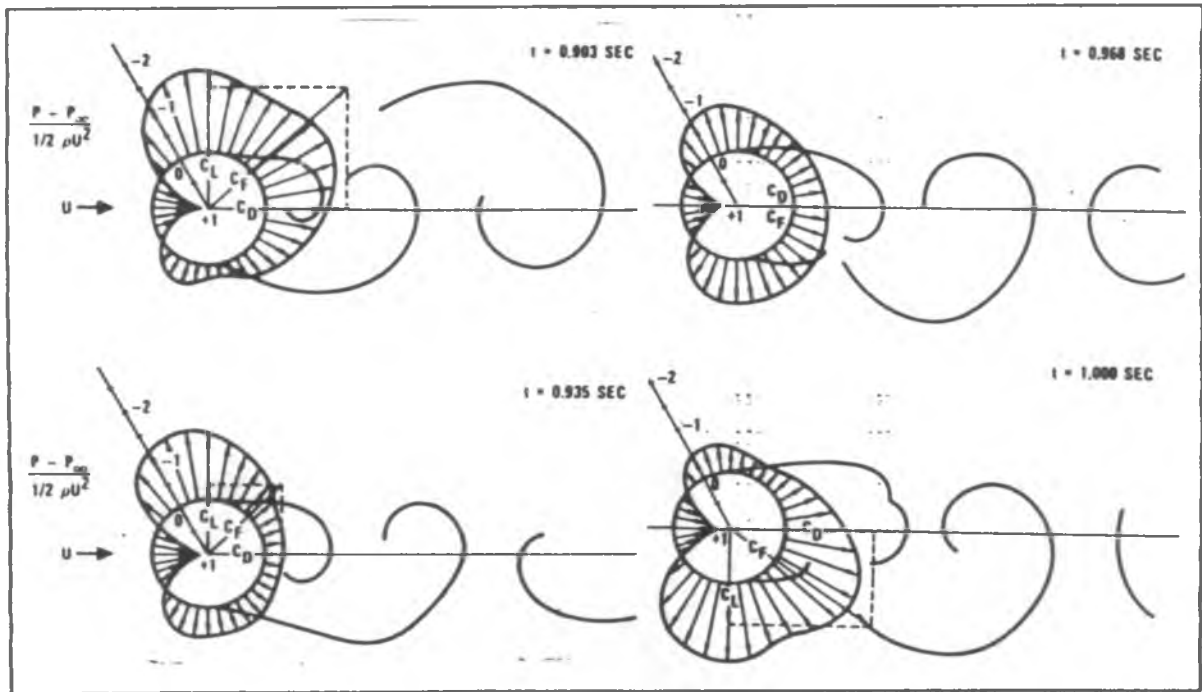


Figura 8: Esquema de los campos de presión oscilatorios en un cilindro para un tercio del ciclo de desprendimiento [21]

Para el caso de un cilindro aislado sumergido en un flujo cruzado el fenómeno de desprendimiento de vórtices se conoce como "calles de Von Karman" (ver fig. 9,[36]).

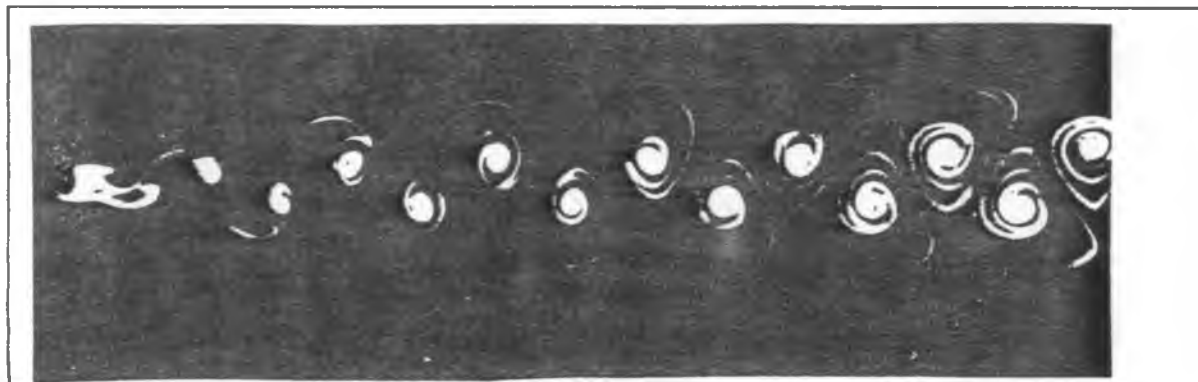


Figura 9: Fenómeno de "Calles de Von Karman" [36]

Cuando la frecuencia de desprendimiento de vórtices coincide con alguna de las frecuencias naturales del cilindro puede producirse resonancia. Si la respuesta vibratoria es suficientemente grande como para controlar el mecanismo de desprendimiento de vórtices se produce una correlación espacial entre las fuerzas periódicas generadas por los vórtices y el modo de vibración de la estructura, resultando en amplitudes de vibración excesivas.

En la figura 10 se puede apreciar un esquema de los regímenes de flujo a través de un cilindro circular aislado para distintos valores de Re .

La frecuencia de desprendimiento de vórtices de un cilindro aislado, f_v , puede calcularse por medio del número de Strouhal, S_t , (ver apéndice A), que a su vez es función del Re , tal como se puede apreciar en la figura 11.

Para el caso de un arreglo de tubos el fenómeno de desprendimiento de vórtices puede o no ocurrir, dependiendo del espaciado entre tubos y otros parámetros del sistema. Para el cálculo del S_t es necesario definir con precisión la velocidad

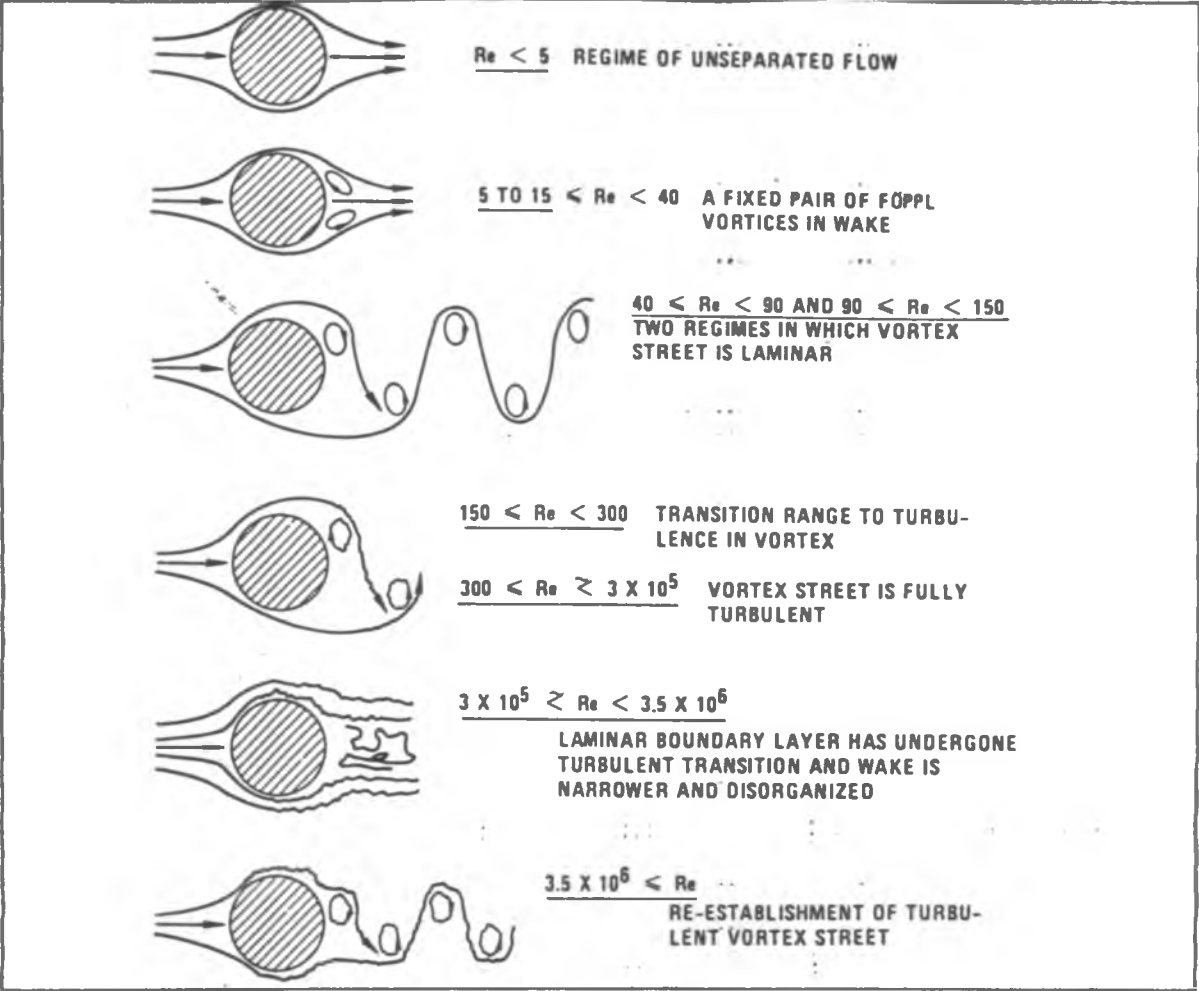
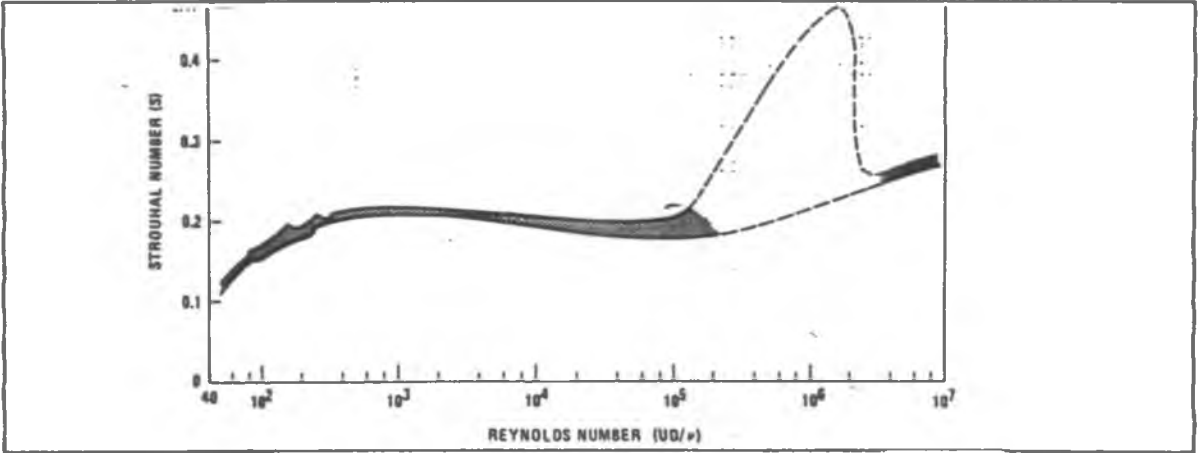


Figura 10: Regímenes de flujo a través de un cilindro circular aislado en función del Re [21]



Fifura 11: Número de Strouhal de un cilindro aislado en fución del Re [21]

del fluido. Algunos autores siguen considerando, como en el caso de un cilindro aislado, la velocidad de corriente libre, mientras

que otros consideran la velocidad del fluido entre los tubos del arreglo. Es muy difícil en estos casos dar valores precisos del S_t . En [12] pueden obtenerse valores de S_t para distintos arreglos de tubos, pero es necesario tener en cuenta que el fenómeno de desprendimiento de vórtices en arreglos de tubos es muy complejo ya que el S_t podría depender de la posición del tubo en el arreglo.

1.4) Resonancia Acústica:

El fenómeno de resonancia acústica puede producirse cuando la frecuencia de desprendimiento de vórtices o de estelas periódicas coincide con alguna de las frecuencias naturales de la cavidad acústica formada por las estructuras que rodean al arreglo de tubos, generándose entonces un fenómeno de resonancia. Las consecuencias pueden ser serios daños estructurales en los tubos y un intenso ruido acústico.

La coincidencia de las frecuencias naturales de la estructura y acústica es un requisito necesario pero no suficiente para el establecimiento del fenómeno, ya que también depende de la energía y amortiguamiento acústicos. Por lo tanto, un requerimiento adicional es que la energía de la onda acústica sea alta y su amortiguamiento sea bajo.

Varios grupos de investigadores han propuesto criterios de evaluación para resonancia acústica. Algunos de estos criterios son:

1) CHEN, [12], propone como condiciones para el establecimiento de resonancia acústica:

a) $f_{\text{estructura}} = f_{\text{acústica}}$

$$b) \Psi_c = \frac{R_e}{S_t} \left(\frac{p-d}{p} \right)^2 \frac{d}{T} > 2000$$

2) BRYCE, et al, [12],:

a) $f_{\text{estructura}} = f_{\text{acústica}}$, donde la frecuencia acústica se calcula a través un número de Strouhal acústico definido como:

$$St_a = \frac{d}{2p}$$

b) Un valor de velocidad del fluido calculada por medio del St_a , y que también cumpla con la condición:

$$St_a > \frac{1}{2 \left(\frac{p}{d} - 0,5 \right)}$$

3) BLEVINS, et al, [13]: sugieren que la resonancia acústica es menos probable en arreglos cerrados de tubos, probablemente debido a que el amortiguamiento acústico es mayor, además de prevenir la formación de vórtices de gran tamaño (los que están asociados a mayores energías acústicas). De acuerdo a sus resultados no se produce resonancia acústica en arreglos de $P/D < 1,6$ y $L/D < 3,0$ (ver figura 13):

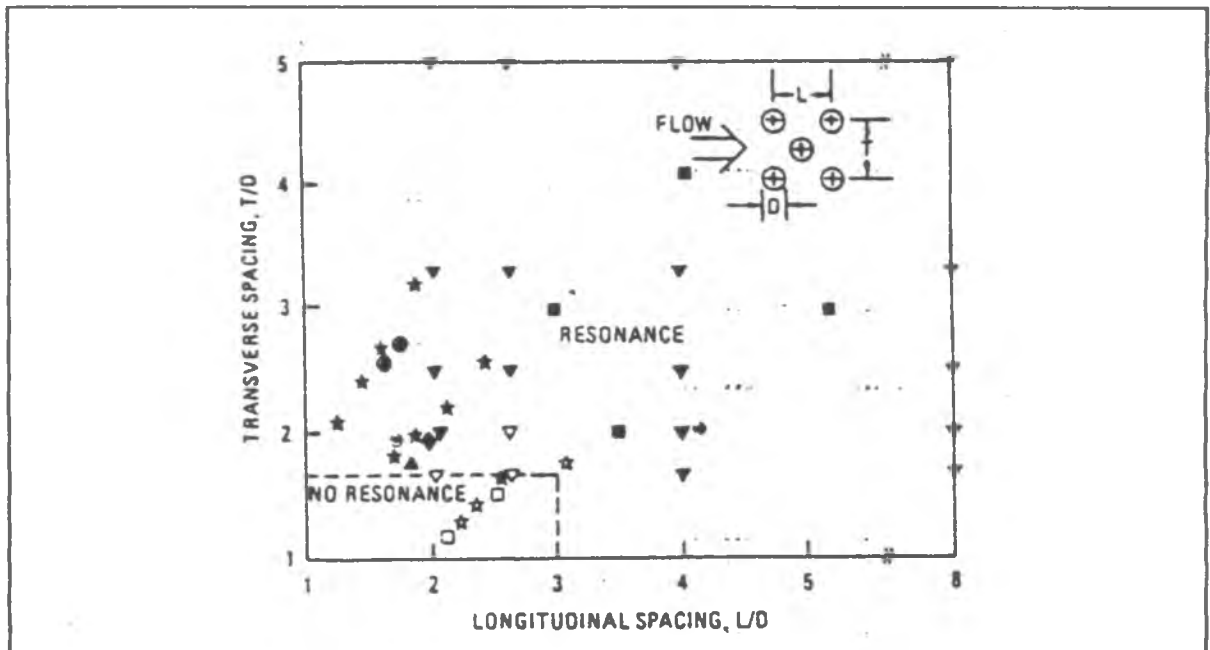


Figura 13: Mapa de ocurrencia de resonancia acústica en función de las dimensiones del arreglo de tubos [13]

2) CARACTERISTICAS DINAMICAS DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR:

Los generadores de vapor (GV) son intercambiadores de calor que tienen la función de transferir el calor generado en el núcleo del reactor al circuito secundario y generar el vapor, de la calidad deseada, para el funcionamiento de la turbina.

En el caso de la Central Nuclear Atucha-I (CNA-I) en cada uno de los GV el calor es transferido a través de 3945 tubos en U. En el secundario el agua de alimentación entra con $165,44^{\circ}\text{C}$, se evapora alrededor de los caños y abandona el generador como vapor con 0,25% de humedad, con una presión de 44 ata y una temperatura de $254,87^{\circ}\text{C}$. Los tubos en U son de Incoloy 800 sin costura, con un diámetro exterior de 18 mm y espesor de 1 mm [14]. El manojo de tubos está soportado a lo largo de su longitud y en su parte superior cuenta con el adicional de un conjunto de barras

antivibratorias. Todos los soportes están confeccionados con acero inoxidable austenítico DIN 1.4541.

La composición química de estos materiales es la siguiente:

Tabla II
Composición química de los materiales de los tubos y apoyos GV CNA-I (% en peso)

Elemento	Incoloy 800 (ASTM B 163-66)	Acero Inox. DIN 1.4541
C	≤0,10	≤0,08
Ni	30-35	9,0-12,0
Cr	19-23	17,0-19,0
Mn	≤1,50	≤2,00
Si	≤1,00	≤1,00
P	-	≤0,045
S	≤0,015	≤0,030
Cu	≤0,75	-
Ti	0,15-0,60	≥5x%C≤0,80
Al	0,15-0,60	-
Fe	Balance	Balance

Los mecanismos de daño que han afectado a los GV alrededor del mundo están resumidos en la figura 14:

La mayor parte de los problemas se deben a fenómenos de corrosión, y también en parte debido a vibraciones inducidas por flúidos en los tubos.

La incidencia relativa de los distintos tipos de daño ha cambiado a lo largo de los años según puede apreciarse en la figura 15 [15].

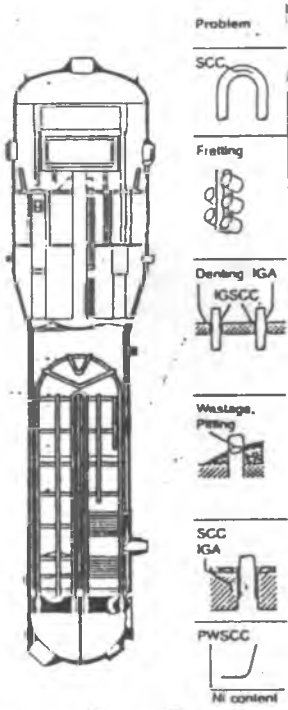


Figura 14: Mecanismos de daño que operan en los GV [15]

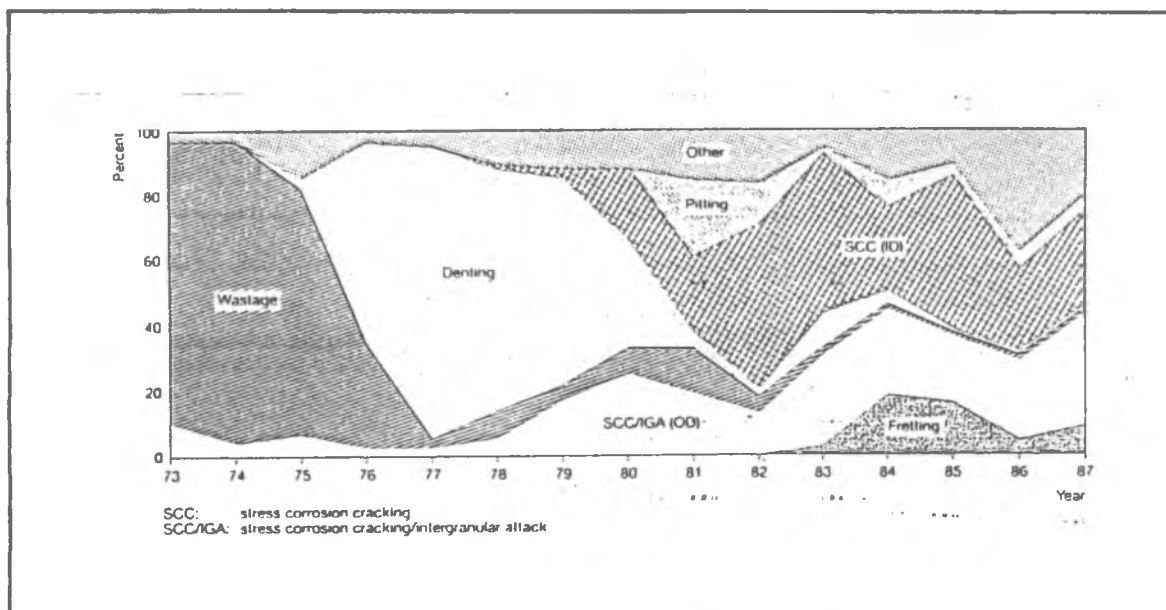


Figura 15: Variación a través de los años de la incidencia relativa de los mecanismos de daño en los GV [15]

El conocimiento de la respuesta vibracional de los tubos de GV, que incluye frecuencias y modos naturales de vibración y amortiguamiento, es fundamental para evitar amplitudes de vibración excesivas.

Los principales parámetros que determinan la probabilidad de ocurrencia de vibraciones inducidas por fluídos en el manojó de tubos son la *velocidad de flujo cruzado*, la *longitud de tramo entre apoyos* y la *luz tubo/soporte*. Otros parámetros importantes son el amortiguamiento, el grado de turbulencia y el tamaño de los tubos.

Un manojó de tubos con tramos cortos entre apoyos y luces tubo/soporte chicas tiene mayor resistencia a las vibraciones, y por lo tanto al desgaste. Los tramos cortos entre apoyos aumentan las frecuencias naturales del tubo y las luces menores entre el tubo y los apoyos minimiza los impactos entre ellos.

En general las consecuencias de los problemas originados en vibraciones de tubos de GVs se traducen en adelgazamientos de espesor o directamente perforaciones en los tubos por desgaste. Estos problemas se localizan en la ubicación de los soportes o en la mitad del tramo entre apoyos.

Uno de los métodos más utilizados para evitar amplitudes de vibración excesivas en la zona de la U es la colocación de barras antivibratorias (BAV) . En la figura 16 se puede apreciar la estructura de apoyos de un típico GV Siemens/KWU.

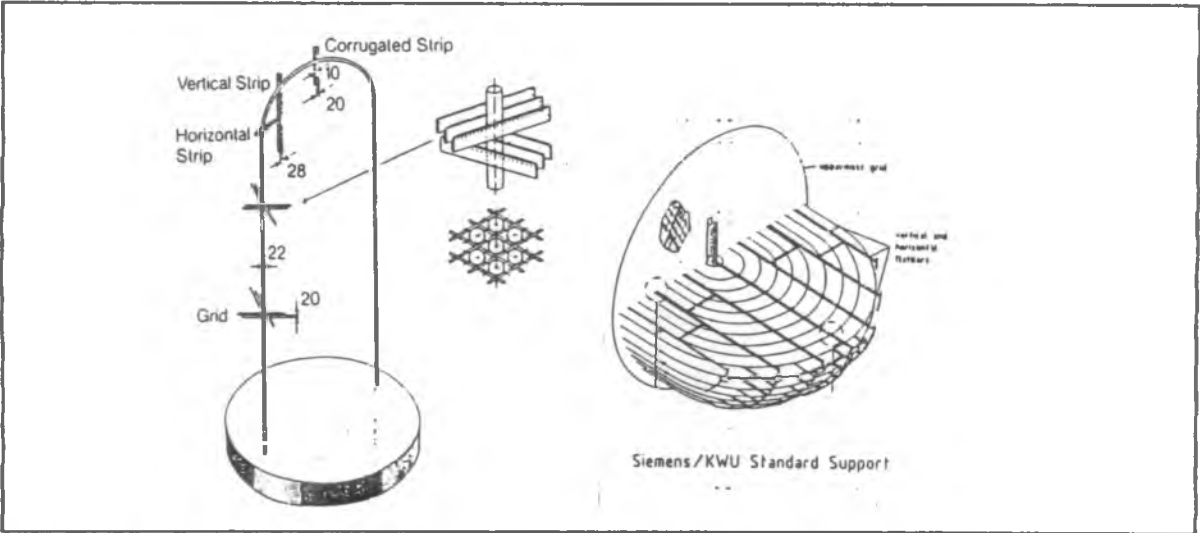


Figura 16: Estructura de apoyos en un GV Siemens/KWU [37]

Desde un punto de vista estructural los tubos de un GV son vigas multisoportadas empotradas en su parte inferior. El grado de restricción en los distintos puntos de apoyo depende de la geometría del apoyo y de la luz tubo/apoyo. La luz entre el tubo y el apoyo es un requerimiento para permitir la expansión térmica y facilidad de montaje. Es normal encontrar luces de diseño entre 0,4 y 0,8 mm diametrales [16].

Si la luz entre el tubo y el apoyo es pequeña los soportes se

pueden considerar como apoyos simples, por lo cual, el tubo responde como una viga continua y todos los modos de vibración tienen nodos en los puntos de apoyo. Este tipo de modo de vibración se denomina "*modo activo*" (todos los apoyos brindan un soporte efectivo). Cuando la luz tubo/apoyo es relativamente grande no se produce un soporte efectivo en los puntos de apoyo y el tubo "flota" resonando entre los soportes. A este tipo de modo se lo denomina "*modo inactivo*". Ver fig. 17 [17].

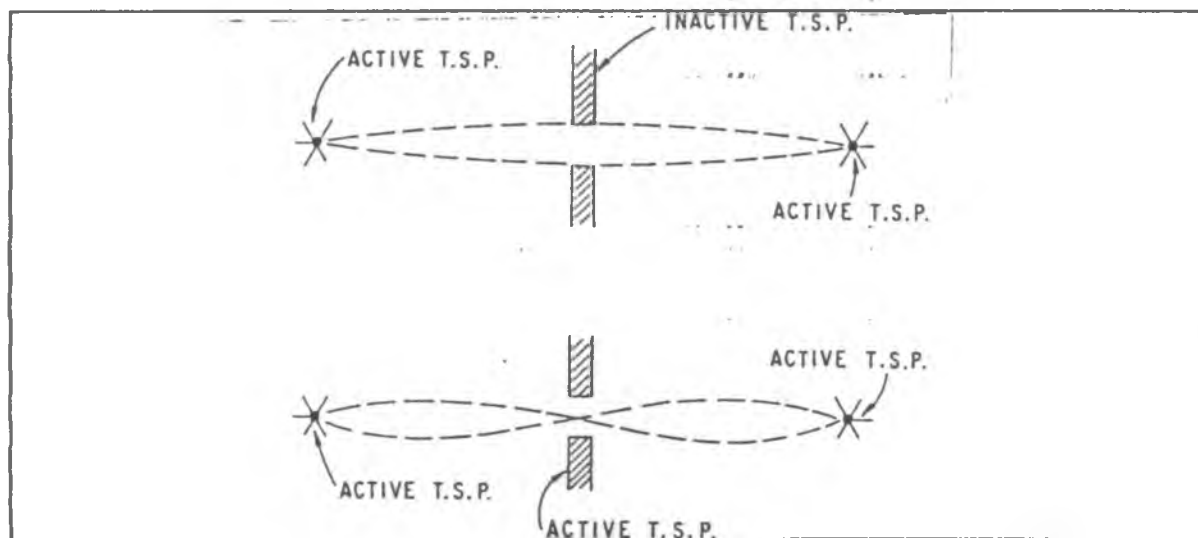


Figura 17: Apoyo actuando en forma activa o inactiva [17]

La experiencia indica que, para tubos de 16-32 mm de diámetro se tienen modos activos de vibración con luces menores o iguales a 0,4mm diametrales [18].

Para las luces entre 0,4 y 0,8 mm diametrales la respuesta depende en gran medida de la amplitud de excitación: si la excitación es baja el tubo vibra entre los soportes (modo inactivo); para excitaciones altas el tubo permanece en contacto con los soportes la mayor parte del tiempo, estableciéndose un modo de vibración activo.

Algunas diferencias características del comportamiento vibracional de tubos de GV cuando se establece un modo activo o uno inactivo son:

- * las frecuencias naturales de un modo inactivo pueden ser significativamente menores que las de un modo activo y aumentan con la amplitud de excitación, mientras que las de los modos activos disminuyen levemente con la amplitud de excitación;
- * el principal modo inactivo depende, entre otros parámetros, de las frecuencias y amplitudes de excitación;
- * el amortiguamiento asociado con el fluido dentro de la luz tubo/soporte es mucho mas importante en los modos inactivos;
- * los modos inactivos son no lineales, y existen pocos estudios sobre el comportamiento dinámico no lineal de tubos;
- * la velocidad crítica requerida para la inestabilidad fluidoelástica es menor a medida que aumenta el número de apoyos inactivos. En la fig. 18 la curva B representa el caso en que uno solo de los apoyos del tubo actúa en forma inactiva, la curva C corresponde a dos apoyos inactivos y así sucesivamente [19].
- * la amplitud de vibración de un modo inactivo está limitada por la luz tubo/soporte y se mantiene prácticamente constante hasta que aparece la inestabilidad de otros modos. Ver fig. 19.

La interacción dinámica entre el tubo y el soporte puede ser de tres tipos: impactos, deslizamiento o una combinación de ambos (fig. 20). En los casos reales generalmente se produce una combinación de los tres tipos.

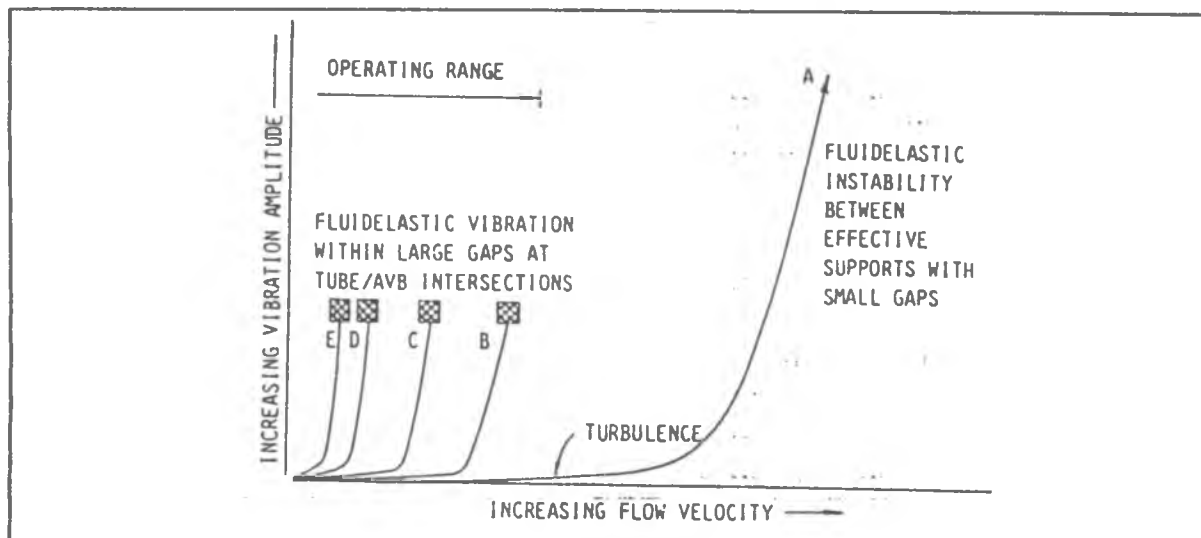


Figura 18: Variación de la velocidad crítica requerida para inestabilidad fluidoelástica en función del número de apoyos inactivos [19]

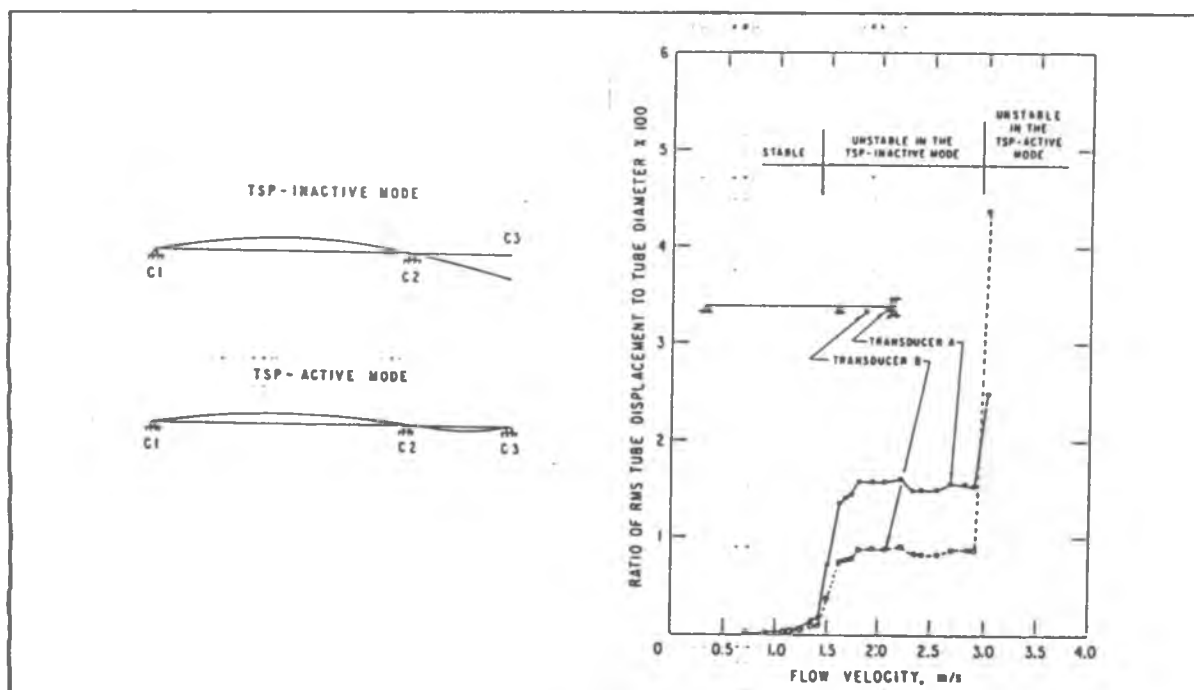


Figura 19: Desplazamiento RMS del tubo en función de la velocidad del fluido para una luz tubo/soporte de 1,02 mm diametral [16]

El movimiento del tubo en los puntos de soporte puede ser en forma lateral o un movimiento oscilatorio (que a su vez puede ser excéntrico o concéntrico). Ver fig. 21. Nuevamente, en los casos reales predomina una combinación de ambos.

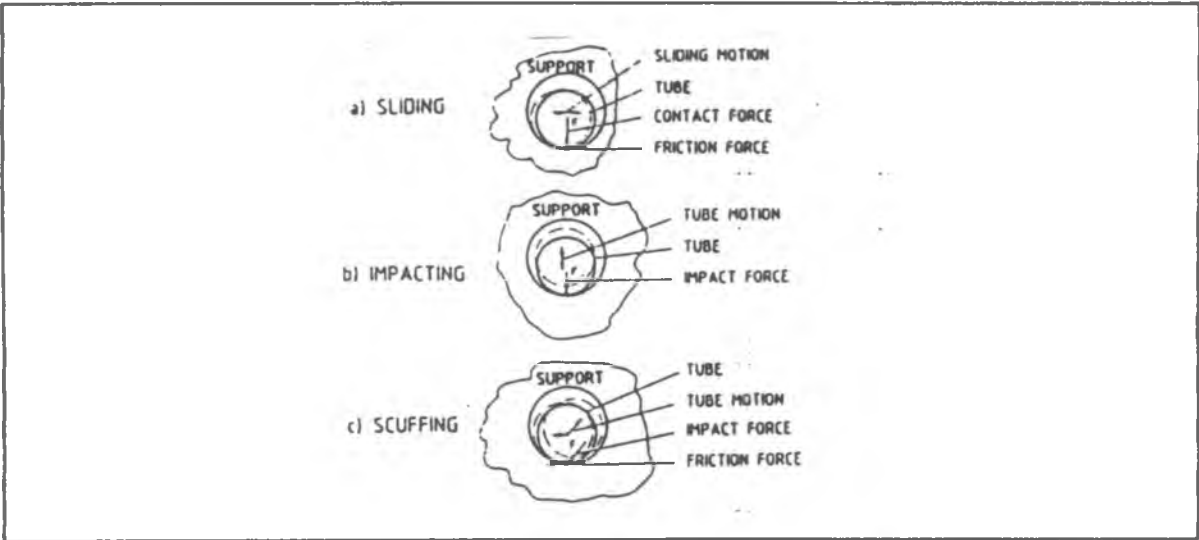


Figura 20: Tipo de interacción dinámica entre el tubo y el soporte [38]

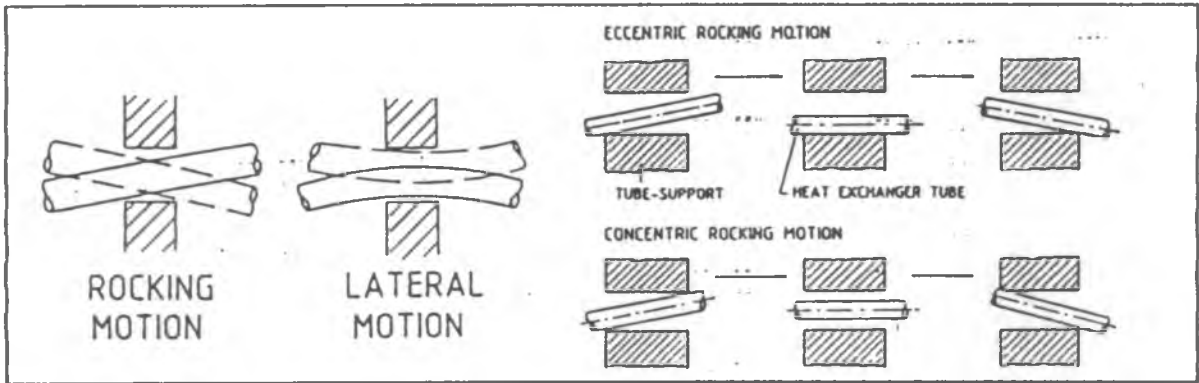


Figura 21: Tipo de contacto entre el tubo y el soporte [38]

El movimiento lateral, dependiendo de la amplitud de excitación, se corresponde con un apoyo inactivo, mientras que un movimiento oscilatorio se corresponde con uno activo.

La posición de equilibrio del tubo es otro aspecto importante a tener en cuenta para determinar su comportamiento dinámico pero es de muy difícil predicción, ya que depende de la fuerza de resistencia creada por el fluido y de alineación del tubo con respecto a los soportes. Si el tubo está centrado respecto de los apoyos vibrará en un modo inactivo para bajas velocidades de flujo. Al aumentar la velocidad aumenta la amplitud de vibración

hasta que el tubo comienza a impactar contra los soportes. Si la velocidad del fluido sigue aumentando la frecuencia natural de vibración comienza a aumentar hasta alcanzar la del primer modo activo, con grandes amplitudes de vibración a mitad del tramo y fuertes impactos en los apoyos [19]. En esta circunstancia las vibraciones son controladas por el amortiguamiento.

El otro caso que puede presentarse es que el tubo, en su posición de equilibrio, esté apoyado en el soporte y se produce un modo de vibración activo mientras la fuerza estática tubo/soporte no sea superada por la fuerza dinámica, pero se producirán vibraciones en el plano del tubo a menos que la fuerza de roce sea suficientemente grande. Si la velocidad del fluido aumenta lo suficiente no se pueden evitar las vibraciones con fricción incluida, y cuando la amplitud de excitación sea lo suficientemente grande el tubo se despegará del soporte vibrando dentro de la luz, con impactos a uno o los dos lados del apoyo.

3) AMORTIGUAMIENTO DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR

El amortiguamiento se define como la disipación de energía en el tiempo o con la distancia. La energía disipada por una estructura que vibra es [21]:

$$\xi = \frac{\text{energía disipada por ciclo}}{4\pi * \text{energía total de la estructura}}$$

ξ = relación de amortiguamiento.

La relación de amortiguamiento puede obtenerse de un espectro de frecuencia, tal como se muestra en la fig. 22.

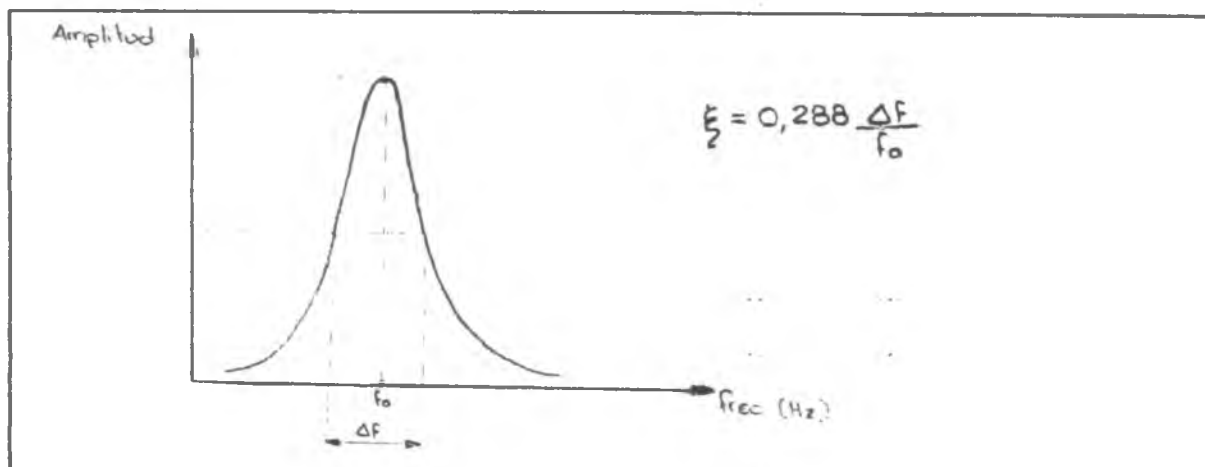


Figura 22: Determinación de la relación de amortiguamiento a partir de un espectro de frecuencia

Otra forma de medir el amortiguamiento es a través del decremento logarítmico ($\delta = 2\pi\xi$):

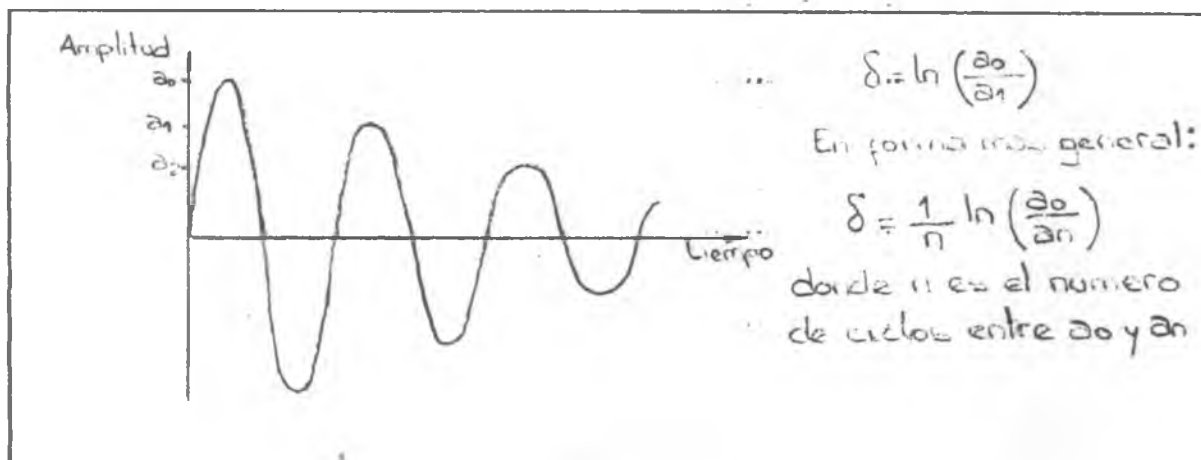


Figura 23: Determinación del decremento logarítmico

Una variable muy utilizada en vibraciones inducidas por flúidos es el parámetro de masa-amortiguamiento (δ_m) que se define como:

$$\delta_m = \frac{m(2\pi\xi)}{\rho d^2}$$

Generalmente, a mayores valores de δ , se tienen menores amplitudes de vibración.

El estudio del amortiguamiento de tubos de GV es complicado debido a su dependencia con parámetros determinísticos, como la frecuencia del tubo y la viscosidad del fluido, como así también con parámetros estadísticos como la alineación tubo/soporte. Todo esto hace del amortiguamiento un fenómeno no lineal, y un análisis teórico estricto necesitaría de códigos de simulación de la interacción dinámica tubo/soporte no lineal en el tiempo, los cuales no están disponibles en la actualidad. Como consecuencia, los estudios sobre amortiguamiento se realizan con códigos cuasi lineales y apoyados por resultados empíricos que necesitan mayor profundización.

Existen varios mecanismos de disipación que pueden contribuir al amortiguamiento:

- a) amortiguamiento interno o del material;
- b) amortiguamiento viscoso entre el tubo y el fluido;
- c) amortiguamiento producido por el fluido encerrado en la luz tubo/soporte;
- d) amortiguamiento dependiente del fluido que rodea al tubo;
- e) amortiguamiento dependiente del fluido que circula dentro del tubo;
- f) amortiguamiento por fricción en los soportes;
- g) amortiguamiento por fricción en las uniones con la placa tubo;
- h) energía disipada por impactos entre el tubo y los soportes.

A excepción del amortiguamiento propio del material del tubo estos mecanismos tienen un nivel de contribución al amortiguamiento total distinto según se analicen los casos de

amortiguamiento en gases, en líquidos o en flujos de dos fases, por lo que trataremos cada caso por separado, concentrándonos mayormente en el flujo de dos fases.

El amortiguamiento interno de los tubos de un GV en general puede despreciarse ya que su contribución es de alrededor del 1% del amortiguamiento total [8].

3.1) Amortiguamiento en gases:

Debido a la baja viscosidad y densidad del aire y de los gases livianos el amortiguamiento viscoso entre el tubo y el fluido y el originado por el fluido encerrado en la luz tubo/soporte pueden despreciarse. Asimismo, el flujo de fluido dentro del tubo sólo afecta al amortiguamiento para velocidades cercanas a la necesaria para provocar inestabilidad fluidoelástica en flujo axial, las que normalmente no se encuentran en un GV.

La contribución de las uniones de los tubos con la placa tubo hasta el momento no ha sido bien cuantificada, aunque obviamente depende del tipo de unión. Algunos valores obtenidos para distintos tipos de uniones sitúan la contribución de este mecanismo en valores alrededor del 0,5% [22].

Los mecanismos de disipación mas importantes en gases son, entonces, la fricción entre el tubo y los apoyos y la energía disipada por impactos.

Estudios realizados por Pettigrew, et al, [8] indican que los parámetros más relevantes del amortiguamiento en gases (ξ_g) son el número de soportes y el ancho de los mismos, recomendando la siguiente guía de diseño (amortiguamiento en %):

$$\xi_g = 5 \frac{N-1}{N} \left(\frac{L}{I_m} \right)^{0.5}$$

donde:

L = ancho del soporte

N = número de soportes

l_m = longitud característica de los tubos (igual al promedio de los tres tramos mas largos).

3.2) Amortiguamiento en líquidos:

Los mecanismos de disipación más importantes en líquidos son el amortiguamiento viscoso entre el tubo y el líquido (ξ_v), la fricción entre el tubo y el soporte (ξ_{fr}), y el amortiguamiento producido por el líquido encerrado entre el tubo y el soporte (ξ_f) [23]. Las dos últimas contribuciones pueden considerarse como un amortiguamiento del soporte (ξ_s). El amortiguamiento total será, entonces:

$$\xi_T = \xi_v + \xi_{fr} + \xi_f = \xi_v + \xi_s$$

Estudios realizados por Pettigrew, et al, [24], concluyeron que el amortiguamiento producido en los soportes es aproximadamente el 75% del amortiguamiento total (atribuido principalmente al fluido encerrado dentro de la luz tubo/soporte) y desarrollaron una expresión semi-empírica para calcularlo (%):

$$\xi_s = \left(\frac{N-1}{N} \right) \left(\frac{2200}{f} \right) \left(\frac{\rho d^2}{m} \right) \left(\frac{L}{I_m} \right)^{0.6}$$

El amortiguamiento viscoso (%) puede calcularse con una expresión

desarrollada por Rogers, et al, [25]:

$$\xi_v = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left(\frac{\rho d^2}{m} \right) \left(\frac{2v}{\pi f d^2} \right)^{0.5} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{D_e} \right)^3}{\left[1 - \left(\frac{d}{D_e} \right)^2 \right]^2} \right]$$

v = viscosidad cinemática

D_e = diámetro efectivo de los tubos circundantes ($D_e/d = 1,7p/d$ para arreglos de tubos triangulares).

3.3) Amortiguamiento en flujo de dos fases:

El estudio del amortiguamiento en flujo de dos fases es mucho más complicado que en flujos de una fase debido, principalmente, a tres razones:

- 1º) entra en juego otra variable, que es la fracción de vacío ϵ_g ,
- 2º) porque no es posible mantener una mezcla de propiedades constantes durante los ensayos y
- 3º) porque el amortiguamiento depende también del régimen de flujo (cambia según el flujo sea continuo o intermitente).

Los parámetros relevantes en flujo de dos fases son la fracción de vacío, el flujo másico, el título del vapor, la densidad, la viscosidad, la tensión superficial, la dirección del flujo y el tipo de flujo.

Los parámetros geométricos a tener en cuenta para la evaluación del amortiguamiento son el diámetro del tubo, la longitud del tubo, las condiciones de vínculo y la configuración y orientación del arreglo de tubos.

La influencia del flujo másico en el amortiguamiento es

importante sólo para valores cercanos a la inestabilidad fluidoelástica, produciéndose una disminución de los valores de amortiguamiento, sobre todo en la dirección normal al eje de los tubos [27]. A este fenómeno suele denominárselo como "amortiguamiento negativo".

La fracción de vacío sí se presenta como un parámetro fundamental en el amortiguamiento de acuerdo a estudios realizados por Carlucci y Brown, por Axisa, et al, y Pettigrew, et al, [27]. En la fig. 24 se puede ver una comparación de resultados obtenidos por Pettigrew y Axisa.

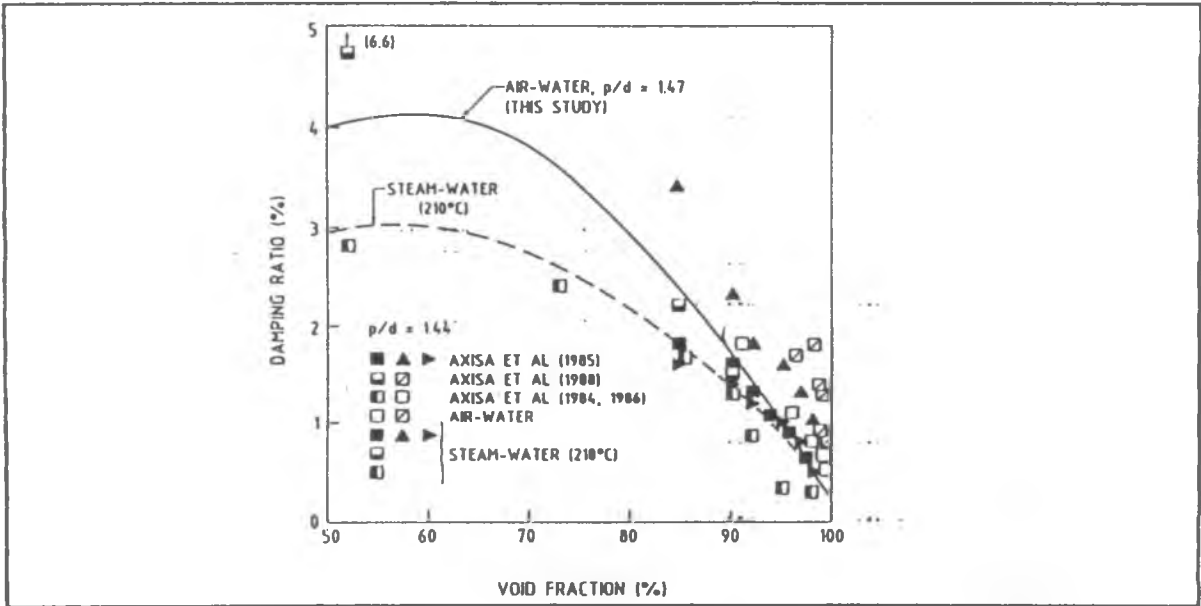


Figura 24: Comparación de resultados de amortiguamiento de arreglos de tubos en flujo cruzado de dos fases [27]

Los resultados obtenidos por todos estos investigadores indican que el amortiguamiento máximo se obtiene para valores de fracción de vacío entre el 40-70%, produciéndose una disminución bastante marcada para valores mayores al 90% (una fracción de vacío del 100% corresponde a gas).

La figura 24 también muestra menores valores de amortiguamiento

para la mezcla agua-vapor con respecto a la mezcla aire-agua, demostrando la influencia de parámetros del fluido como la viscosidad y la relación de densidades de fases. En la fig. 25 se pueden observar valores de amortiguamiento para distintas orientaciones y tipos de arreglos de tubos.

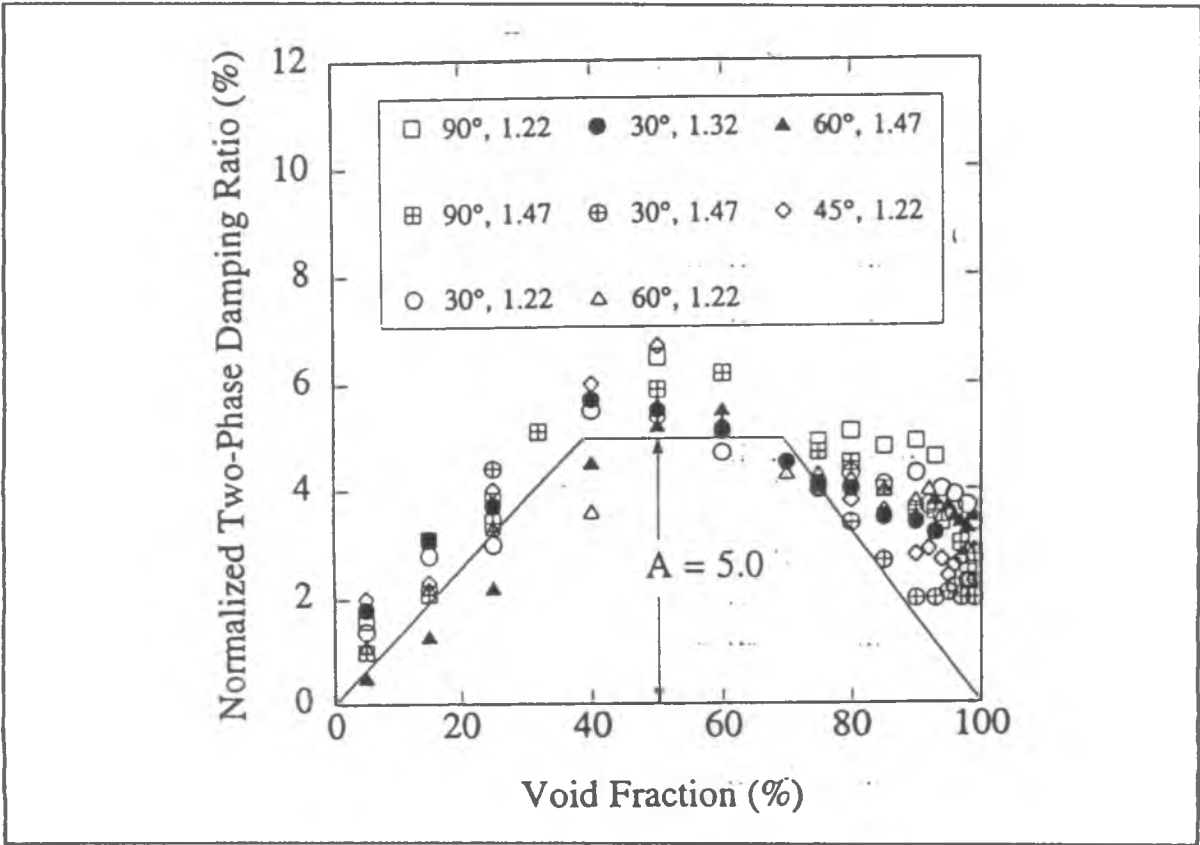


Figura 25: Amortiguamiento en flujo de dos fases para distintos arreglos de tubos y distintas orientaciones de los mismos [26]

Pettigrew, et al, [26], indica que las mediciones de amortiguamiento en mezclas de dos fases generalmente son mayores que los valores de amortiguamiento viscoso basado en parámetros de fluidos bifásicos homogéneos, lo que indicaría la existencia de un mecanismo adicional al viscoso, por lo que el amortiguamiento del fluido sería:

$$\xi_f = \xi_v + \xi_B$$

donde:

ξ_f = amortiguamiento del fluido

ξ_v = amortiguamiento viscoso

ξ_B = amortiguamiento bifásico

El amortiguamiento total tiene además una componente de amortiguamiento que se produce en los soportes, por lo que:

$$\xi_T = \xi_f + \xi_s = \xi_v + \xi_B + \xi_s$$

El amortiguamiento viscoso se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\xi_v = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left(\frac{\rho_B d^2}{m} \right) \left(\frac{2v_B}{\pi f d^2} \right)^{0,5} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{D_e} \right)^3}{\left[1 - \left(\frac{d}{D_e} \right)^2 \right]^2} \right]$$

donde:

ρ_B = densidad homogénea de la mezcla de dos fases

$$\rho_B = \rho_l (1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g$$

ρ_l = densidad de la fase líquida

ρ_g = densidad de la fase gaseosa

ϵ_g = fracción de vacío

v_B = viscosidad bifásica equivalente

$$v_B = \frac{v_l}{1 + \epsilon_g \left(\frac{v_l}{v_g} - 1 \right)}$$

v_l = viscosidad cinemática de la fase líquida

v_g = viscosidad cinemática de la fase gaseosa

$D_e/d = (0,96 + 0,50 p/d) p/d$ para un arreglo de tubos triangular

El amortiguamiento bifásico se puede aproximar con la siguiente expresión:

$$\xi_B = A \left(\frac{\rho_l d^2}{m} \right) (f(\epsilon_g)) \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_{20}} \right) \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{D_e} \right)^3}{\left[1 - \left(\frac{d}{D_e} \right)^2 \right]^2} \right]$$

A = coeficiente determinado experimentalmente (ver fig. 25)

f (ϵ_g) = función de fracción de vacío

$$f (\epsilon_g) = 1 \quad 40\% < \epsilon_g < 70\%$$

$$f (\epsilon_g) = 1 - (\epsilon_g - 70) / 30 \quad \epsilon_g > 70\%$$

σ_{20} = tensión superficial del agua a 20°C

σ_T = idem a la temperatura de la mezcla

El amortiguamiento producido en el soporte se calcula, para bajos valores de fracción de vacío, con la expresión dada para amortiguamiento en líquidos. Para altos valores de fracción de vacío se calcula con la expresión recomendada para amortiguamiento en gases.

4) MASA HIDRODINAMICA:

Un componente estructural que se mueve a velocidad constante en un fluido infinito ideal no experimenta ningún tipo de resistencia. A este fenómeno se lo conoce como la paradoja de D'Alembert. En cambio, un cuerpo moviéndose a velocidad variable, aún en un fluido potencial, sí experimenta resistencia; el cuerpo se comporta como si tuviera una masa adicional de fluido rígidamente unida a él, y que se mueve junto con él. Cuando el

cuerpo es sometido a algún tipo de excitación no sólo se acelerará su masa sino también la de la masa adicional. A esta masa adicional se la denomina masa hidrodinámica, m_h , la cual es proporcional a la densidad del fluido, ρ , y al volumen del cuerpo, V . Entonces su expresión general es [12]:

$$m_h = \rho V C_m$$

donde C_m es el coeficiente de masa hidrodinámica.

La fuerza total requerida para acelerar el cuerpo estará dada por:

$$F = (M+m_h) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + c_v \frac{\partial u}{\partial t}$$

donde:

M = masa del cuerpo

c_v = coeficiente de amortiguamiento viscoso

Esta ecuación describe la fuerza que produce el fluido sobre un cuerpo que se mueve en una cierta dirección. Para un cuerpo con tres grados de libertad, tanto de traslación como de rotación, una descripción completa de la masa hidrodinámica requiere de una matriz de seis por seis. La masa hidrodinámica de varios cuerpos con N grados de libertad se representa por $[m_{ij}]$, ($i, j = 1, 2, \dots, N$), pero se puede demostrar que esta matriz es simétrica y que el número de términos necesarios para describir completamente la masa hidrodinámica es $N(N+1)/2$. Para el caso de un componente estructural formado por varios cuerpos la situación es bastante más complicada [28].

La masa hidrodinámica tiene un efecto importante en el comportamiento dinámico de una estructura sometida a vibraciones, particularmente en sus frecuencias naturales. En el caso de un

solo cuerpo el efecto es reducir la frecuencia natural en un factor $[M / (M+m_h)]^{0,5}$, es decir, la relación entre la frecuencia natural en un fluido, f_f , con la frecuencia natural en vacío, f_v , es [28]:

$$f_f = f_v \left(\frac{M}{M+m_h} \right)^{0,5}$$

Para un grupo de cuerpos, si todos se encuentran en estado estacionario salvo el que estamos considerando, se establece un modo de vibración denominado desacoplado, y la frecuencia natural se obtiene de la misma manera que para un solo cuerpo.

Cuando todos los cuerpos pueden moverse libremente, el modo de vibración se denomina acoplado y no hay una expresión simple de la masa hidrodinámica que debe incorporarse al cálculo de la frecuencia natural. Sólo cuando todos los cuerpos son idénticos se puede utilizar la siguiente expresión:

$$f_f = f_v \left(\frac{M}{M+\mu} \right)^{0,5}$$

donde μ es uno de los autovalores de la matriz de masa hidrodinámica. En una estructura de varios cuerpos con N grados de libertad, la ecuación anterior brinda N frecuencias naturales. Carlucci y Brown [27] midieron valores de masa hidrodinámica en arreglos de tubos sometidos a flujo cruzado de dos fases, obteniendo una expresión semiempírica para el cálculo de la misma:

$$m_h = m_t \left[\left(\frac{f_g}{f} \right)^2 - 1 \right]$$

donde:

m_t = masa por unidad de longitud del tubo

f_g = frecuencias del tubo en aire

f = frecuencias del tubo en la mezcla de dos fases

Pettigrew, [8], recomienda, basándose en un trabajo de Rogers, et al, para el cálculo de masas hidrodinámicas en líquidos:

$$m_h = \left(\frac{\rho \pi d^2}{4} \right) \frac{\left[\left(\frac{D_e}{d} \right)^2 + 1 \right]}{\left[\left(\frac{D_e}{d} \right)^2 - 1 \right]}$$

con $D_e / d = 1,7 \ p / d$ para arreglos triangulares

$= 1,9 \ p / d$ para arreglos cuadrados

En la fig. 26 se presentan resultados experimentales confrontados con esta teoría:

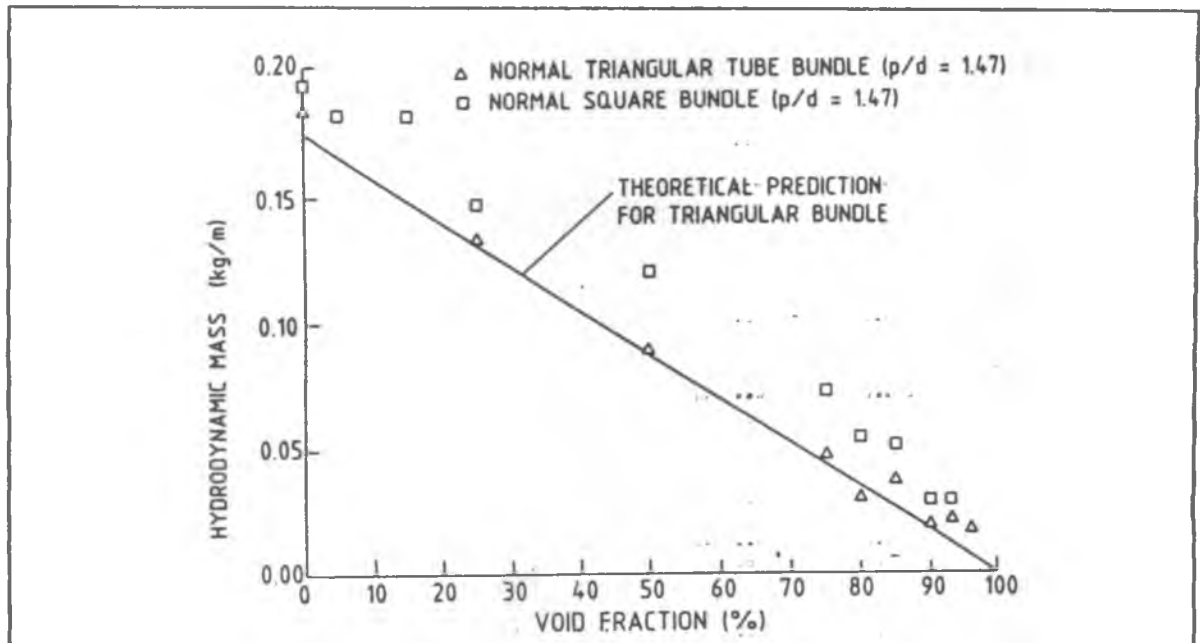


Figura 26: Resultados experimentales de masa hidrodinámica en función de la fracción de vacío y guía de diseño recomendada por Pettigrew [8]

5) FRETTING:

El *fretting* es un fenómeno de desgaste, inicialmente de naturaleza adhesiva, cuyo principal origen se encuentra en las vibraciones o en oscilaciones de pequeña amplitud. Fué registrado por primera vez por Eden, et al, (1911), quienes experimentaban problemas por la formación de herrumbre en las mordazas de máquinas de fatiga en las que ensayaban probetas de acero, lo que dificultaba la remoción de las probetas. Tomlinson, (1927), fué el primero que investigó el fenómeno experimentalmente y acuñó el término "fretting corrosion" [29], que suele utilizarse aun en la actualidad. Las referencias en la literatura sobre ocurrencia de fretting se fueron incrementando con los años, en parte debido a las tolerancias cada vez mas pequeñas con que deben trabajar los ingenieros y también debido a las condiciones más agresivas en que deben operar los materiales.

En las primeras etapas del fretting se producen importantes deformaciones plásticas localizadas y aumento de temperatura. En el caso de aceros inoxidables austeníticos se ha observado la formación de martensita y puede producirse endurecimiento por deformación.

Una de las características del fretting, que lo distingue de otros tipos de desgaste, es que la mayor parte de la viruta metálica producida queda retenida entre las dos superficies.

El fenómeno de fretting es dependiente del tiempo, y en los casos en que el componente está sometido a cargas cíclicas puede acelerar la nucleación y crecimiento temprano de fisuras de fatiga, produciéndose una disminución de la vida a fatiga del componente, como puede apreciarse en la fig 27 [30]. A este

fenómeno se lo denomina fretting fatiga.

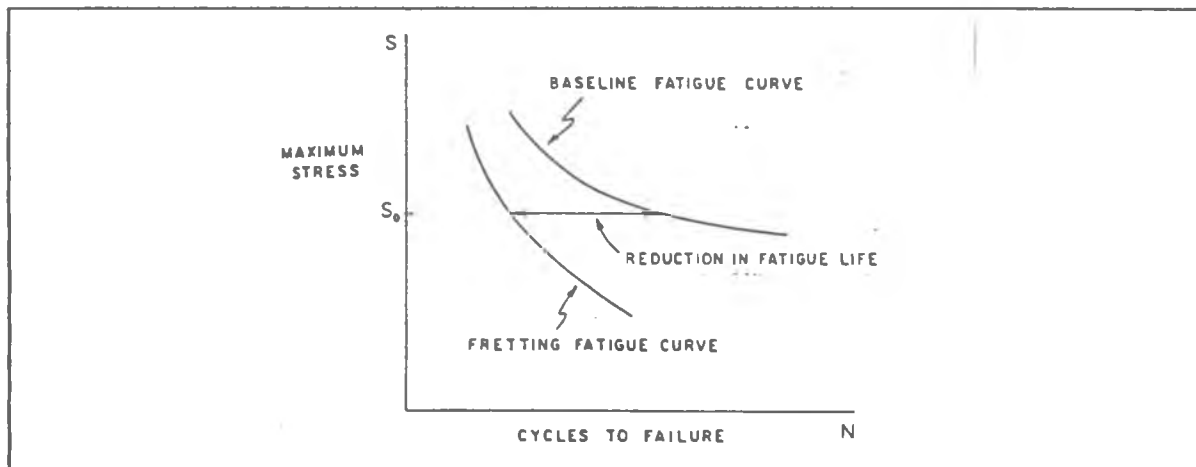


Figura 27: Diagrama que muestra como el fenómeno de fenómeno de fretting/fatiga puede disminuir la vida a fatiga [30]

La nucleación y crecimiento de fisuras de fatiga dependerá principalmente del estado de tensiones en la zona y de los valores de las cargas cíclicas. El efecto del fretting en la resistencia a fatiga de los materiales excede los alcances de este estudio, aunque es necesario señalar que en los casos en que el desprendimiento de material es importante este efecto es mínimo. Se piensa que esto es así debido a que se produce el desprendimiento del material superficial donde se inician las fisuras de fatiga antes de que las mismas tengan tiempo de propagarse fuera de la zona sometida a fretting [29].

El otro fenómeno relacionado al fretting, la corrosión, deriva del hecho que la mayoría de las aleaciones estructurales que se utilizan en medios agresivos forman una capa de óxido superficial que protege al material base. Por lo tanto, cualquier proceso de desgaste superficial puede afectar la resistencia a la corrosión del material. En algunos casos pueden generarse picaduras en la zona de desgaste, en los cuales se considera más significativo

el problema de concentración de tensiones en la base de las picaduras que la disminución de sección del componente por desgaste [31].

Los generadores de vapor, por consideraciones de diseño (permitir la expansión térmica de los tubos) y montaje, requieren de una pequeña luz entre el tubo y el soporte. Las vibraciones inducidas por el fluido que circunda a los tubos producen desgaste de los mismos, ya sea en la ubicación de los soportes y/o con tubos adyacentes (ver fig. 28 [8]).

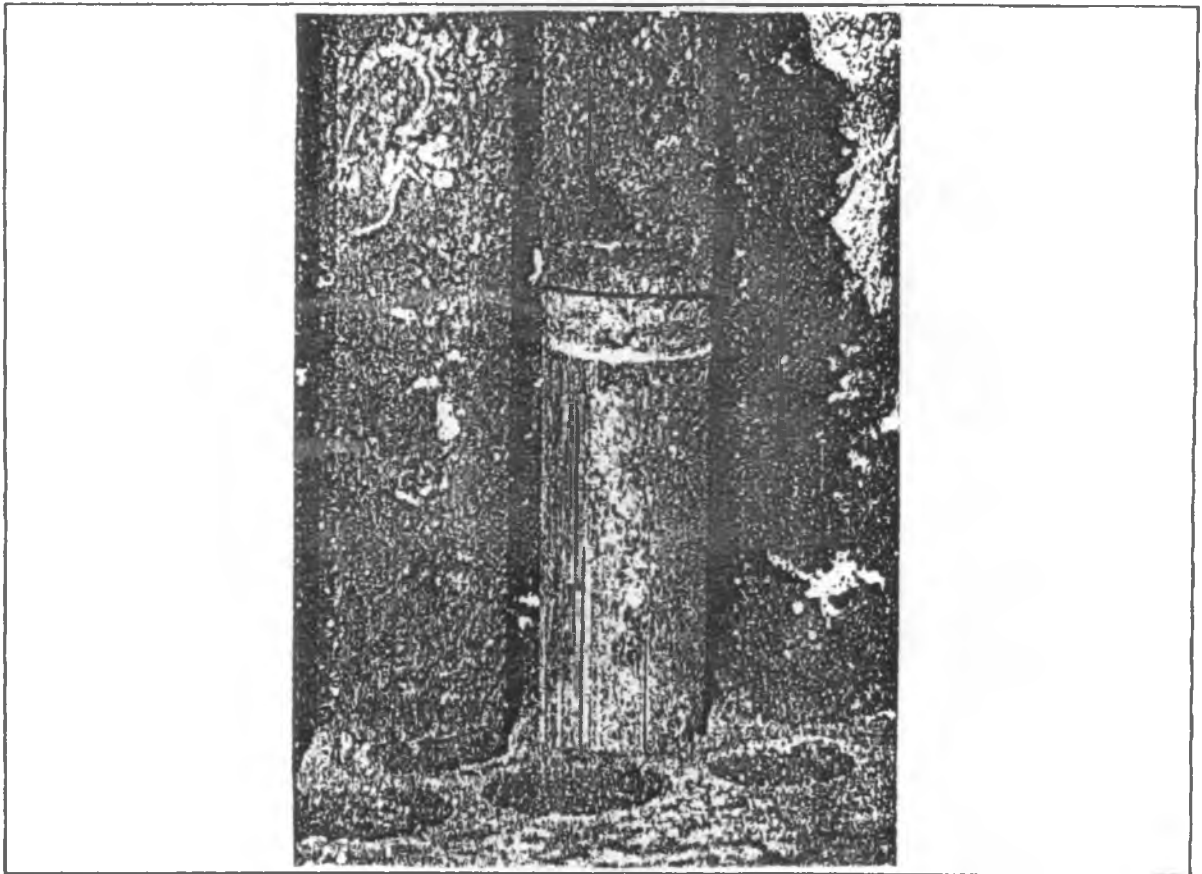


Figura 28: Ejemplo de desgaste por fretting en un tubo por interacción tubo/soporte [8]

Debido a la naturaleza alternativa de los impactos y el

rozamiento este fenómeno es designado normalmente como fretting en tubos, aunque en este caso las superficies no se mantienen siempre en contacto por la acción de una fuerza normal. Es por ello que, en realidad, es más correcto hablar de desgaste por "fretting-impacto". En estos casos la amplitud de deslizamiento también es muy pequeña pero las cargas normales estáticas son mucho menores y, por lo tanto, puede producirse la separación de los componentes permitiendo que el material desgastado pueda "escaparse" de entre las dos superficies. En la fig. 29 se pueden apreciar algunas características de los distintos tipos de fenómenos de desgaste.

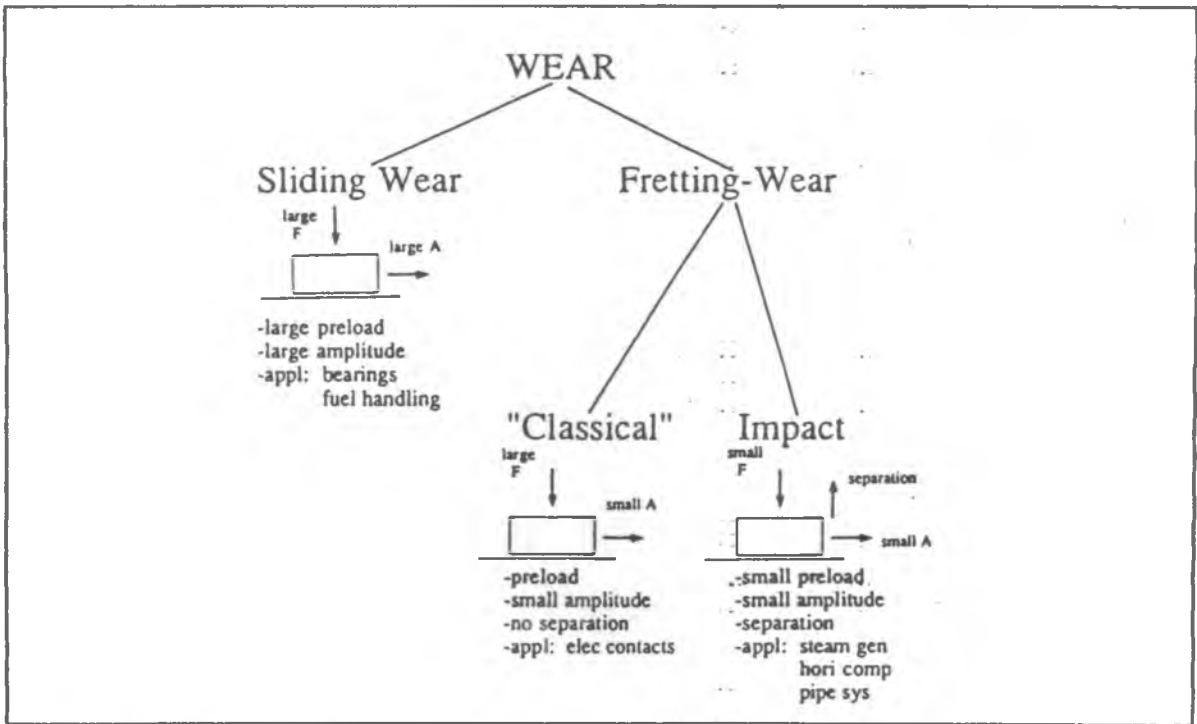


Figura 29: Tipos de desgaste [32]

Vingsbo y Soderberg definieron un mapa de fretting (fig. 30) en el cual se distinguen distintos regímenes de desgaste en

función de la amplitud de movimiento relativo entre los dos cuerpos [32].

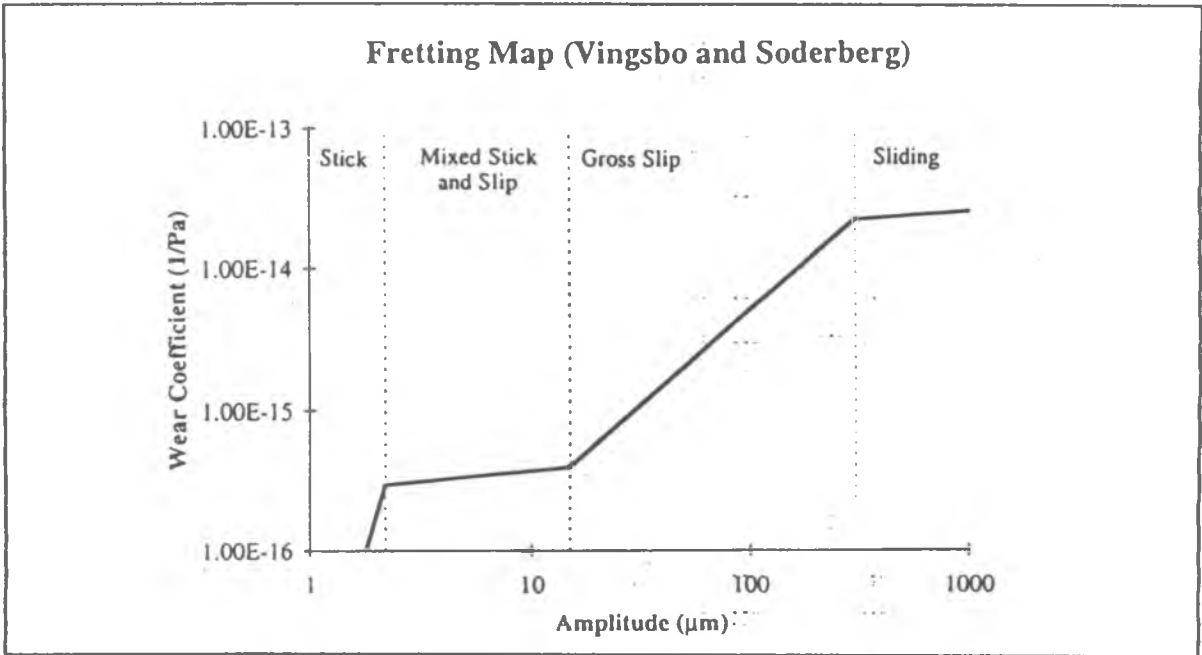


Figura 30: Mapa de fretting de Vingsbo y Soderberg [32]

En el primero de estos regímenes las amplitudes del movimiento relativo son del orden de algunos micrómetros y, en general, pueden absorberse por deformación elástica y/o plástica de los cuerpos. La tasa de desgaste es muy baja y no hay crecimiento de fisuras de fatiga. El fenómeno de fretting-fatiga ocurre para amplitudes de oscilación de aproximadamente 5 a 10 μm, entre los regímenes de adhesión y bajo deslizamiento. El desgaste por fretting puro en el rango de amplitudes de 20 a 300 μm (régimen de deslizamiento medio). En este caso la tasa de desgaste puede aumentar debido a la acción de corrosión. Para amplitudes mayores (régimen de alto deslizamiento) el desgaste producido es característico del deslizamiento unidireccional. Las amplitudes

para el caso de fretting-impacto se encuentran en el rango de 10 a 100 μm [32].

En general se observan en los materiales ensayados bajo varias condiciones de contacto tres zonas características, tal como se observa en la figura 31.

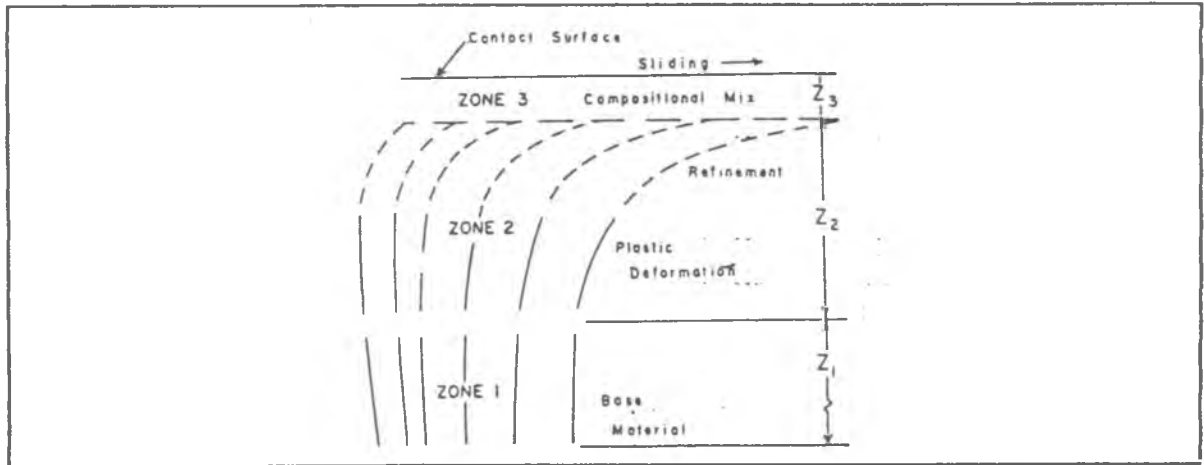


Figura 31: Diagrama esquemático de las zonas subsuperficiales encontradas en materiales sometidos a desgaste superficial [33]

La zona 1, la más alejada de la región de contacto, está formada por el material base y no registra deformaciones. La zona 2 es una región intermedia deformada plásticamente; el rango de deformación en esta zona va desde cero, en la interfase con la zona 1, hasta un máximo en la interfase con la zona 3. En muchos casos se observa en esta zona una reorientación y desintegración de cristales, con un refinamiento de la microestructura del material, aunque los constituyentes presentes son sólo los del material base. Al contrario, en la zona 3 (zona de contacto con el otro material), se observan diferencias tanto morfológicas como composicionales con respecto al material base. A menudo, la zona 3 aparece como una estructura muy fina con constituyentes de los dos materiales en contacto, como así también del medio

ambiente [33]. No obstante, las características particulares de las zonas subsuperficiales pueden tener grandes variaciones, dependiendo de las propiedades de los materiales ensayados, medio ambiente, tipo de contactos, niveles nominales de las tensiones de contacto y velocidad de deslizamiento relativo.

Algunos aspectos de los mecanismos de desgaste producido por fretting puro o por fretting-impacto no están totalmente clarificados. Existen algunas evidencias de que el desprendimiento de material producido por fretting tiene una morfología de láminas delgadas. Este tipo de desprendimiento se explica por medio de la teoría de la delaminación, propuesta por Suh en 1973 [35]. Esta teoría, indica una secuencia de eventos que lleva a la pérdida de material en la forma de pequeñas láminas delgadas, que en los casos de materiales dúctiles pueden presentarse enrolladas sobre sí mismas. El proceso comienza con un contacto de tipo adhesivo de las asperezas de las dos superficies en contacto, las cuales se deforman o fracturan fácilmente, generándose una capa superficial relativamente pulida. Las tensiones de tracción entre las superficies producen deformación plástica de las capas pulidas y a una distancia finita de la superficie se producen apilamiento de dislocaciones, que lleva a la formación de vacancias. La coalescencia de estas vacancias resulta en la formación de una fisura paralela a la superficie, y cuando esta fisura alcanza una longitud crítica, que depende del material, se produce el desprendimiento del material entre la superficie y la fisura en la forma de una lámina delgada, generándose nuevas asperezas en las zonas de intersección de áreas de delaminación. La profundidad a la que

se produce la nucleación y la distancia de propagación de la fisura dependen de las propiedades del material y de las condiciones de carga superficial.

En el caso de impactos perpendiculares a la superficie, una parte importante de esta energía se transforma en trabajo de deformación. Aparecen tensiones de compresión en las capas superiores del material y finalmente se forman microfisuras paralelas a la superficie que eventualmente alcanzan la superficie, desprendiéndose pequeñas partículas de material. El desgaste comienza después de un cierto número de impactos, número que depende del nivel de fuerzas aplicadas.

El desgaste debido a impactos oblicuos (impactos seguidos de deslizamiento) está influenciado por el nivel de tensiones que aparecen inmediatamente al contacto y por la fricción causada por la componente tangencial de la fuerza. Estudios realizados por Ko,[39], indican que en estos casos el desgaste se produce principalmente por la acción de la componente de corte.

Una revisión de los trabajos publicados sobre desgaste de tubos de generadores de vapor muestra que a pesar del esfuerzo realizado hasta la actualidad no se han encontrado técnicas de trabajo totalmente confiables, ni analíticas ni experimentales, para la predicción del mismo. Uno de los orígenes de este problema se encuentra en la interacción de numerosas variables que afectan la tasa de desgaste como la compatibilidad entre los materiales en contacto, condiciones de contacto y carga, condiciones del medio, tipo de movimiento del tubo, luz entre el tubo y los apoyos, temperatura, fuerza de excitación, etc.

5.1) Variables principales del fretting en tubos de GV

5.1.1) Interacción dinámica tubo/soporte

Diversos grupos de investigadores, (refs. 39 a 46), comparando las severidades del daño producido por los tres tipos de interacción dinámica posible entre los tubos y sus soportes, concluyeron que se registra un orden creciente de desgaste para:

- 1) impactos puros
- 2) fretting puro
- 3) impacto seguido de deslizamiento (impacto oblicuo)

Sin embargo, tanto en el análisis de ésta como en el de otras variables que influyen en el proceso, no existe en la literatura una coincidencia plena. Un programa de investigación llevado a cabo por el Electric Power Research Institute (EPRI) y Kraftwerk Union (KWU), [47] y [34], indica que se produce mayor desgaste en el caso de fretting puro, seguido por el caso de fretting mas impacto y finalmente impactos puros. Blevins, [52], en cambio, postula que si la vibración es muy importante y el tubo impacta y rebota contra los soportes el desgaste por este mecanismo es mayor que en el caso de fretting puro.

5.1.2) Combinación de materiales y Dureza

La combinación de los materiales de los tubos y sus soportes es el parámetro más importante que afecta el desgaste por fretting. Pero la elección de los materiales, en los generadores de vapor, generalmente se hace en base a su resistencia a las condiciones del medio (corrosión) a pesar que la tasa de desgaste para algunas combinaciones de materiales puede ser un orden de

magnitud superior que otras, para las mismas condiciones de ensayo, tal como puede observarse en la fig. 32 [48].

Fretting-Wear of Tubing Materials in 265°C Pressurized Water									
Excitation Frequency: 28 Hz.									
Force ratio, $f_y/f_x = 3$									
Equivalent Depth of Wear of Tube Specimens, $\mu\text{m}/10^6$ cycles									
Support Specimens Tubing Specimens	A36 Carbon Steel	Austenitic S.S.		Ferritic S.S.		Martensitic S.S.		Inconel 600	Two Other High Nickel Alloys
		347	304	405	430	403	410		
Incoloy 800	0.33	0.23	0.19	0.22	0.07	0.15	0.28	2.80	
Inconel 600	0.16	0.11	0.17	0.11	0.14	0.10	0.11	2.90	>1.50
Monel 400	0.11		0.20		0.15		0.23	0.60	

Figura 32: Resultados obtenidos por Ko [48] de desgaste por fretting en agua a alta temperatura

El desgaste por fretting es esencialmente un mecanismo de corte superficial por lo que la dureza del material, por sí misma, no tiene un efecto significativo. Por ejemplo, el Incoloy 600 y el acero inoxidable austenítico AISI 347 tienen durezas similares, pero la tasa de desgaste del Incoloy 800 con estos dos materiales es muy distinta (ver fig. 32). Kayaba e Iwabuchi [49], en un estudio sobre la influencia de la dureza en el desgaste por fretting concluyeron que las propiedades de la capa de óxido formada en la interfase era mas significativa que la dureza del material desde el punto de vista del desgaste, y que, por lo tanto, la variación del desgaste observado para un par de materiales a distintas temperatura; se debe en algunos casos a

un cambio en el tipo de óxido que se forma en la interfase.

5.1.3) Condiciones del medio

La química del agua, y en particular la cantidad de oxígeno disuelto, son importantes a altas temperaturas. Estudios realizados por Fisher [51] en Zircaloy muestran un incremento en la tasa de desgaste cuando los niveles de oxígeno disuelto son altos. En los ambientes acuosos hay un aumento en la tasa de material removido, principalmente debido a un aumento de la tasa de disolución electroquímica.

La influencia de la temperatura no está del todo clara, aunque es muy marcada. Algunos estudios realizados por Ko indican un aumento en el desgaste del Incoloy 800 contra un acero inoxidable y un acero al carbono [32]. Resultados similares se obtuvieron para tubos de Incoloy 600 contra un acero inoxidable AISI 410 [8]. Estos resultados se pueden observar en la fig. 33.

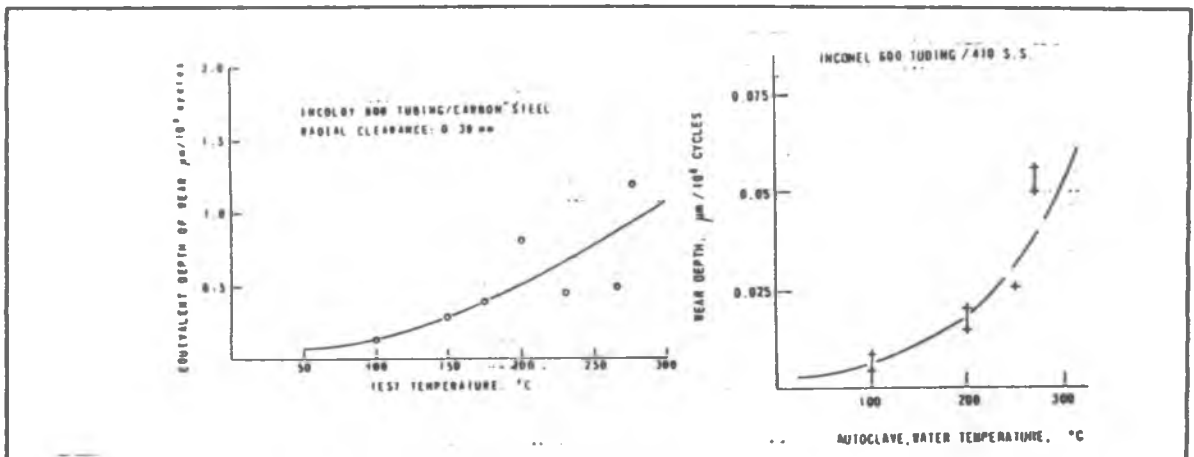


Figura 33: Variación de la tasa de desgaste con la temperatura para distintos materiales [32]

Otros estudios realizados por Fisher, et al, [51], en materiales de canales combustible tipo CANDU (Zr-4 versus Zr-2,5%Nb)

muestran un incremento en la tasa de desgaste desde temperatura ambiente hasta los 250 °C para luego descender desde esta temperatura hasta los 315 °C.

Sin embargo, en [29] se presentan resultados de aceros y aleaciones de níquel que presentan un marcado descenso en el volúmen desgastado a medida que se incrementa la temperatura en el rango comprendido entre los 150 y 200 °C (ver fig.34). Este tipo de tendencia también se observa en el trabajo de Kayaba e Iwabuchi [49] para un acero inoxidable austenítico y un acero de 0,45% de carbono. La temperatura de transición del régimen de desgaste severo al de menor volúmen de desgaste es de 200 °C para el acero de 0,45% de C y de 300°C para el inoxidable austenítico.

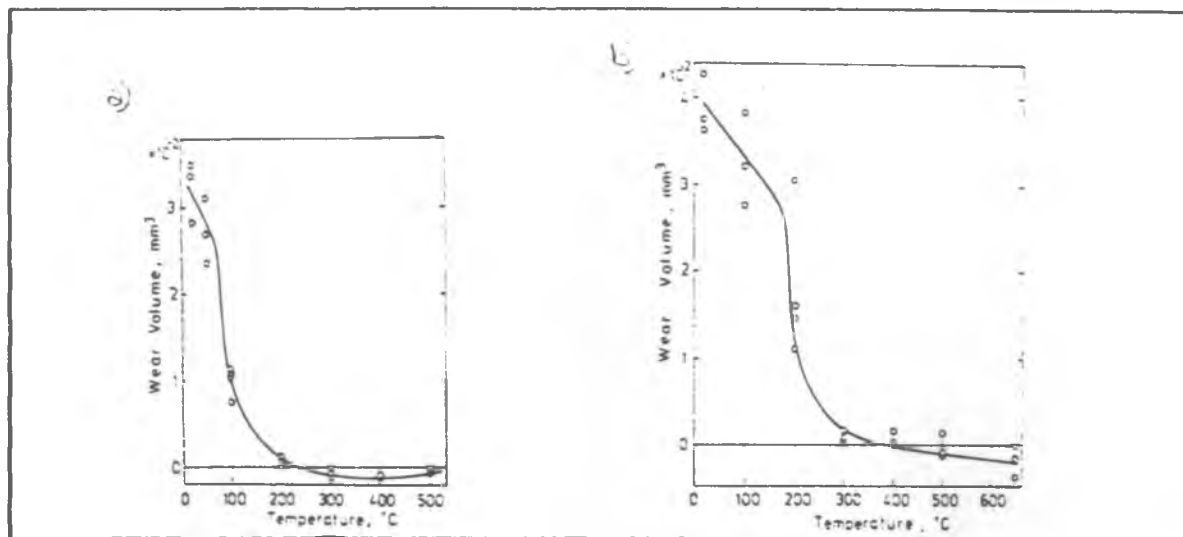


Figura 34: Volúmen desgastado en función de la temperatura para a) acero 0,45%C ; b) acero inoxidable SUS 304 [49]

5.1.4) Luz entre el tubo y los soportes

En la fig. 35, [50], se puede observar la influencia de la luz tubo/sopрте en la tasa de desgaste de distintos materiales. Los resultados muestran que a menor luz se tiene una menor tasa de

desgaste. En dichos experimentos se midieron también las fuerzas de reacción en los soportes, comprobándose un incremento de estas fuerzas para mayores luces, mientras se mantenían constantes la fuerza y la frecuencia de excitación. Esta tendencia se verifica mientras la luz sea lo suficientemente pequeña como para mantener una interacción dinámica del tipo de fretting puro o de impactos oblicuos. Cuando la luz es muy grande se puede producir una transición a un régimen de impactos puros, con lo que la tasa de desgaste disminuye.

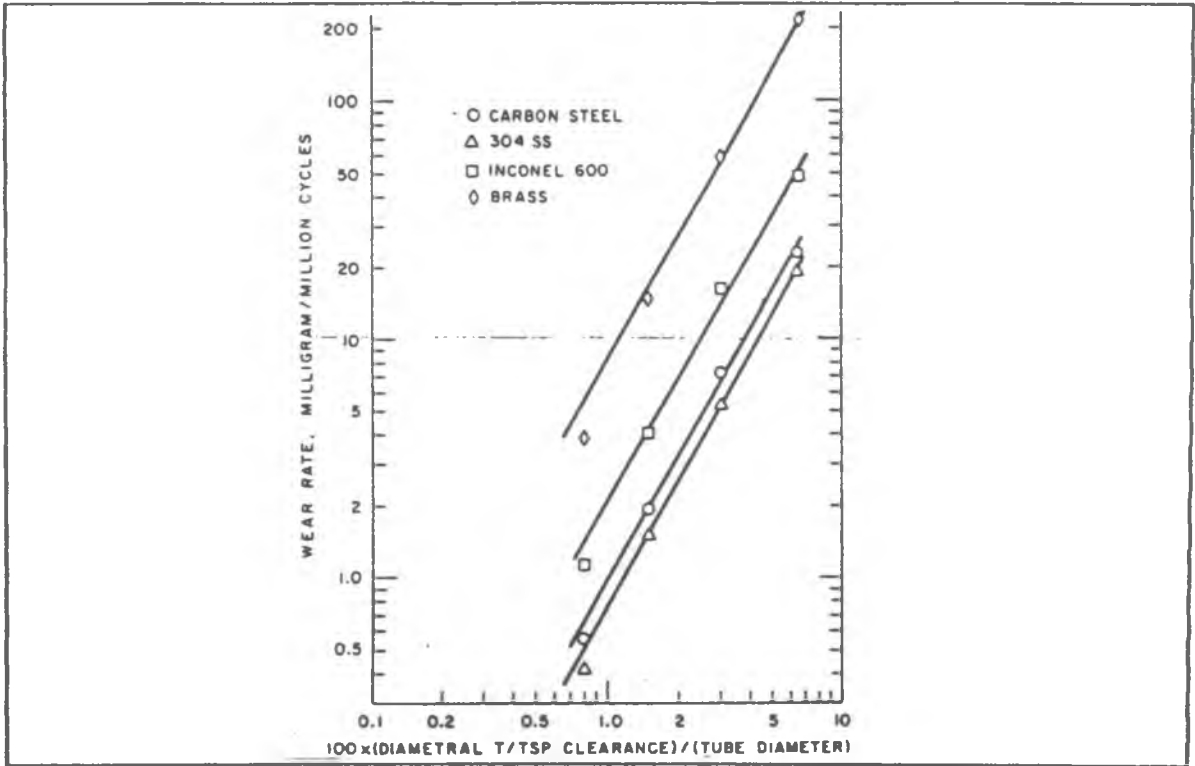


Figura 35: Tasa de desgaste de distintos materiales en función de la luz tubo/soporte [50]

5.1.5) Fuerza de impacto

La fuerza dinámica entre el tubo y los soportes tiene una gran influencia en la tasa de desgaste. Ko, [40], mostró que la fuerza

resultante, definida como el vector suma de los valores RMS de las componentes de reacción en los soportes, es un parámetro adecuado para comparar el desgaste si se mantienen constantes el tipo y geometría del contacto y la luz entre el tubo y el soporte. En la figura 36 se puede observar la influencia de este parámetro.

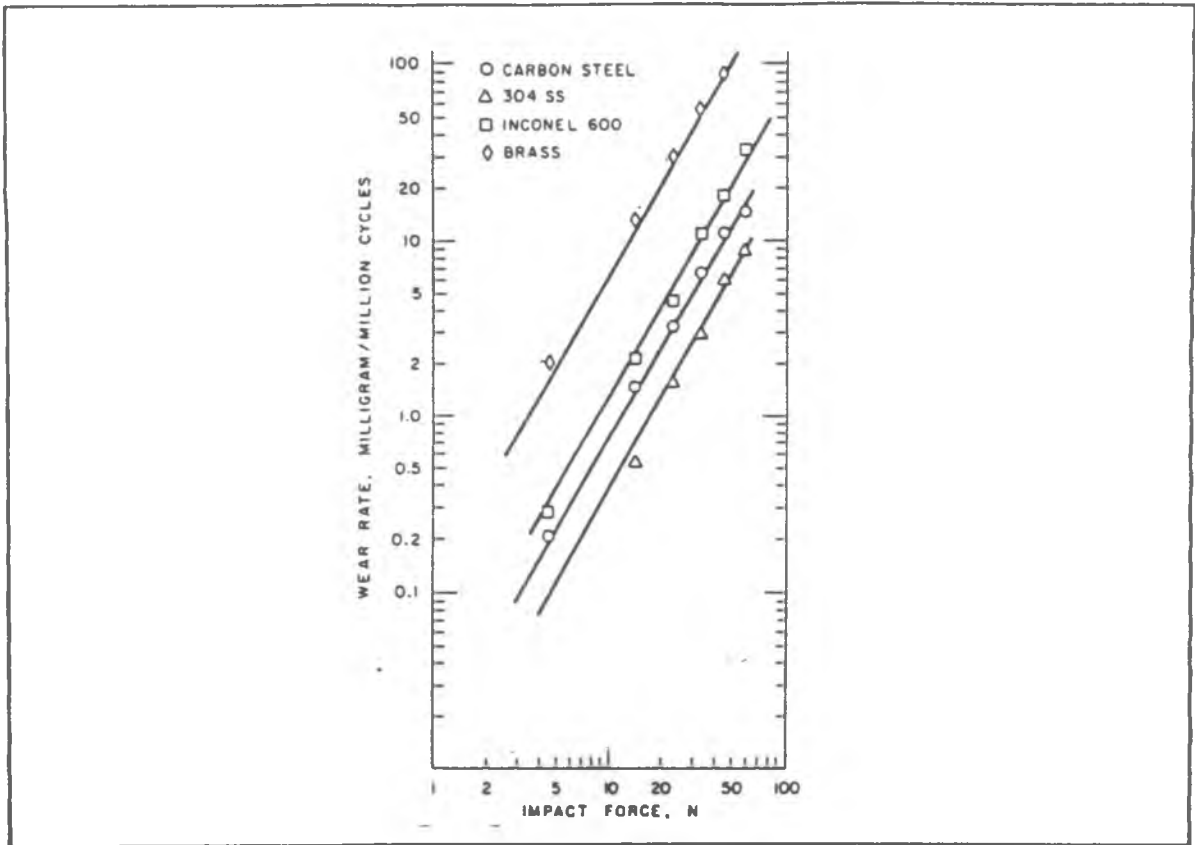


Figura 36: Tasa de desgaste de diversos materiales en función de la fuerza de impacto [50]

Estos resultados están corroborados por experiencias realizadas por J.H. Cha, et al, [50] para distintos tipos de materiales. Dentro de este parámetro debe considerarse la relación entre la componente de corte y la componente normal. Cuando la componente de corte es grande también lo es la tasa de desgaste (impacto oblicuo); si la componente normal es mucho mayor que la de corte (prácticamente impacto puro) la tasa de desgaste es menor.

5.1.6) Frecuencia

La figura 37 muestra la variación de la tasa de desgaste de un acero al carbono [50] en función de la frecuencia de excitación. En la región de bajas frecuencias (menores de 40 Hz) no aparece un efecto significativo sobre la tasa de desgaste. Para las frecuencias mayores de 40 Hz la tasa de desgaste disminuye ostensiblemente al aumentar la frecuencia. Esta disminución en la tasa de desgaste se podría atribuir a un menor tiempo de contacto entre los cuerpos durante los impactos.

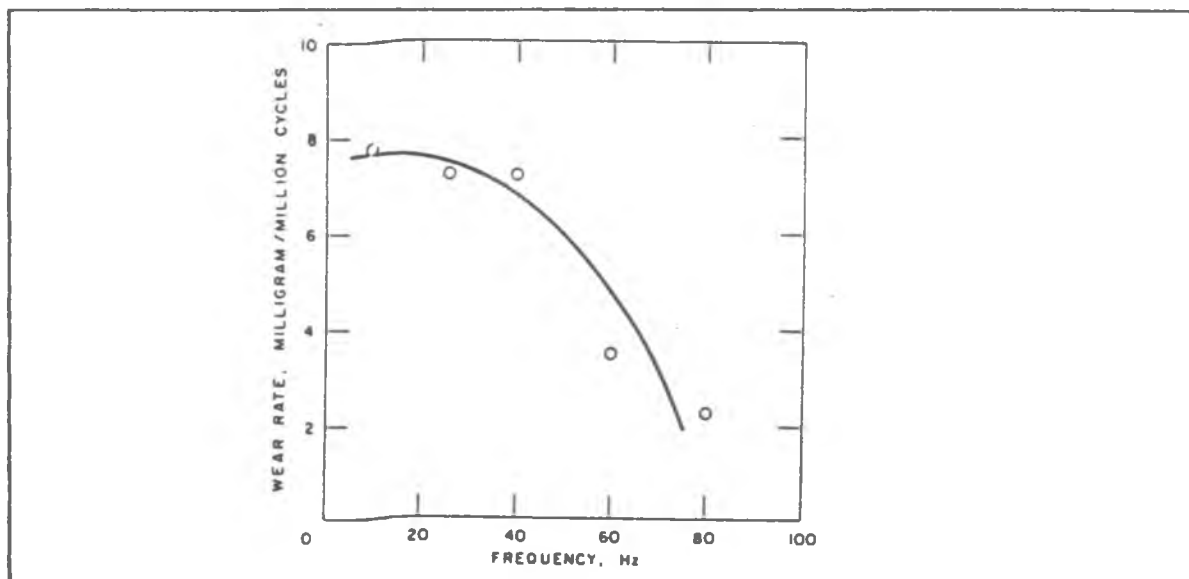


Figura 37: Variación de la tasa de desgaste con la frecuencia en un acero al carbono [50]

5.2) Teorías de predicción de desgaste por fretting

Una de las teorías mas aceptadas inicialmente para la predicción del desgaste por fretting fué la teoría de Archard, cuyo basamento teórico se encuentra en un desgaste de tipo adhesivo. Archard postuló que el volumen desgastado, V , es directamente

proporcional al producto de la fuerza normal aplicada, F , y la distancia de deslizamiento, S , e inversamente proporcional a la dureza del material:

$$V = k \left(\frac{FS}{3H} \right)$$

La constante de proporcionalidad adimensional, k , se denomina coeficiente adimensional de desgaste y, en forma ideal, es constante para una dada combinación de materiales y medio ambiente. El factor 3 es un factor de forma resultante de asumir que las uniones entre las asperezas de los materiales en contacto son de forma circular y que las partículas de desgaste son semiesféricas. Sin embargo, la ecuación implica que los materiales de mayor dureza se desgastan menos que los mas blandos, lo cual, como ya fué mencionado, no siempre es cierto. La dureza puede incorporarse junto con el factor de forma dentro de la constante adimensional de desgaste, resultando un coeficiente dimensional de desgaste, K , con unidades m^2/N o Pa^{-1} . Con esto, la ecuación queda [32]:

$$V = KFS$$

Blevins, [52], enfocó su investigación del desgaste de tubos como resultado de la acción de los impactos tubo/soportes. Su teoría trata de predecir la ocurrencia de desgaste comparando resultados de tensiones derivadas de los impactos con el límite de fatiga del material dado por el código ASME. El modelo se basa en la teoría de contacto de Hertz, con un cálculo semiempírico de la velocidad de impacto basado en la amplitudes de desplazamiento a mitad de tramo.

P.L. Ko ([39], [41]) logró correlacionar histogramas de fuerzas de los impactos que se producen en los soportes de los tubos con la interacción dinámica entre ambos, tal como se muestra en la fig. 38.

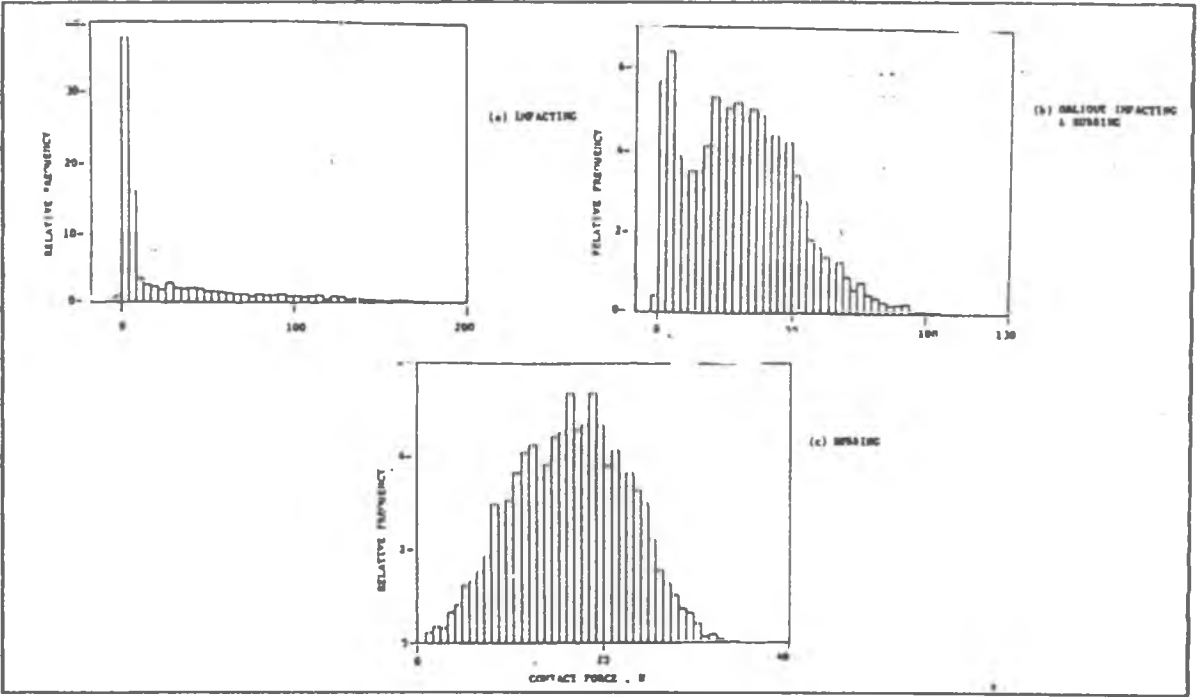


Figura 38: Histogramas de fuerza para los distintos tipos de interacción tubo/soporte [41]

Combinando valores de fuerza y de movimiento Ko desarrolló un parámetro que denominó "force function". Los datos de desgaste experimentales de distintos tipos de movimiento tenían una buena correlación con este parámetro existiendo una relación exponencial entre el desgaste y la "force function".

Frick, et al, (1984) definieron un parámetro denominado "Work Rate", W , que se obtiene de la integración de la componente normal de la fuerza de contacto, F , sobre la distancia real de deslizamiento, S :

$$\dot{W} = \frac{1}{t} \int F ds$$

Este parámetro combina la fuerza de contacto con el desplazamiento relativo y diferencia entre la fuerza normal y de corte al integrar sobre la distancia de deslizamiento.

Si expresamos la ecuación de Archard en forma de derivada podemos relacionarla con el "work rate" quedando:

$$\dot{V} = K \dot{W}$$

Esta ecuación implica que la tasa de desgaste está linealmente relacionada con el "work rate" a través de una constante de desgaste. Resultados experimentales obtenidos por Fisher, et al, para el par de materiales Incoloy 800/Inconel 600 muestran esta relación lineal para valores del "work rate" menores de 100 mW (ver fig. 39).

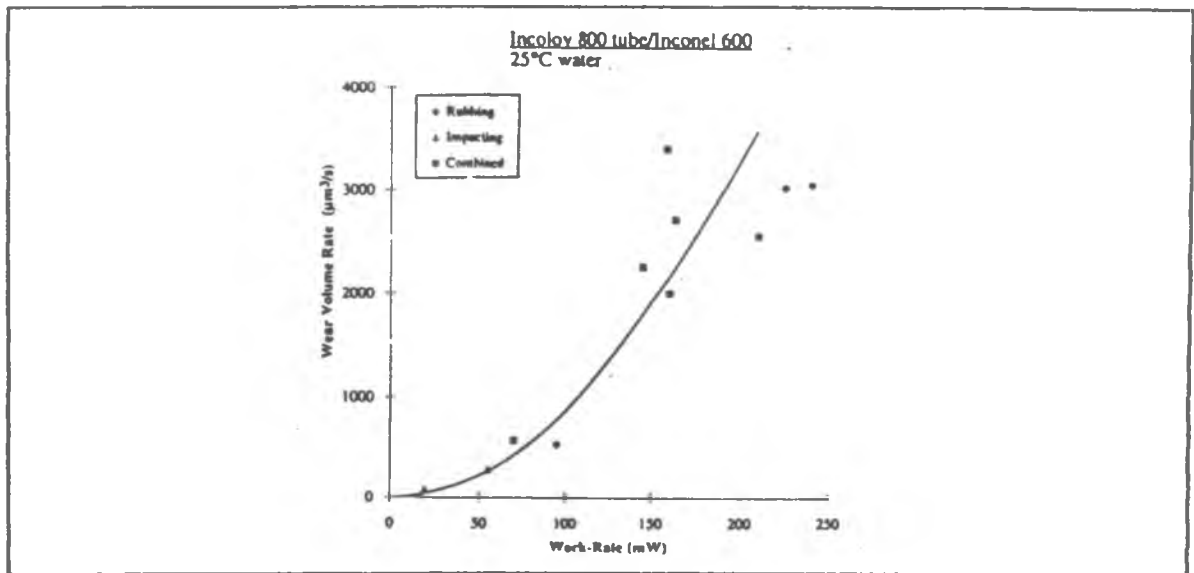


Figura 39: Valores de tasa de desgaste del par Incoloy 800 vs. Inconel 600 en función del "work rate" en agua y temperatura ambiente [32]

La teoría del "work rate", si bien no es definitiva como ley de predicción del desgaste producido por fretting/impacto, es la más aceptada en la actualidad.

CAPITULO II: TRABAJO EXPERIMENTAL

De acuerdo a lo desarrollado en el capítulo I se puede concluir que la predicción de la vida útil de tubos de generadores de vapor sometidos a desgaste originado en vibraciones inducidas por fluidos es muy compleja debido a la interacción de muchas variables que afectan el proceso (compatibilidad entre los materiales de los tubos y los soportes, condiciones de contacto y de carga, condiciones del medio, luz entre el tubo y los soportes, temperatura, etc.), y que, por lo tanto, la predicción del desgaste por fretting/impacto requiere:

- 1) conocimiento del comportamiento dinámico de los tubos y de la interacción dinámica entre el tubo y los apoyos;
- 2) aproximaciones experimentales del daño producido por fretting/impacto para la combinación de materiales de interés y medio ambiente específico y
- 3) la formulación de un mecanismo de daño por fretting/impacto aún no totalmente definido.

El presente trabajo experimental se desarrolló en concordancia con los dos primeros requerimientos, teniendo como objetivo adicional la validación de resultados sobre el comportamiento dinámico de tubos de generadores de vapor tipo CNA-I obtenidos con un modelo computacional realizado en el código COSMOS. Este modelo fué realizado por integrantes del Proyecto Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales (EECE) de la Comisión Nacional de Energía Atómica y es fácilmente adaptable al estudio del comportamiento dinámico de los tubos de los generadores de vapor de la CNA-II.

1) COMPORTAMIENTO DINAMICO DE TUBOS DE GENERADORES DE VAPOR TIPO
CNA-I

Para el estudio experimental del comportamiento dinámico de los tubos se construyó un modelo a escala 1:1 de un tubo en U del tipo de los generadores de vapor de la CNA-I, con apoyos tipo O-ring que simulan empotramientos en sus extremos y apoyos simples en los demás puntos de soporte. Las dimensiones del tubo y ubicación de los apoyos a lo largo del mismo se pueden observar en la fig. 40.

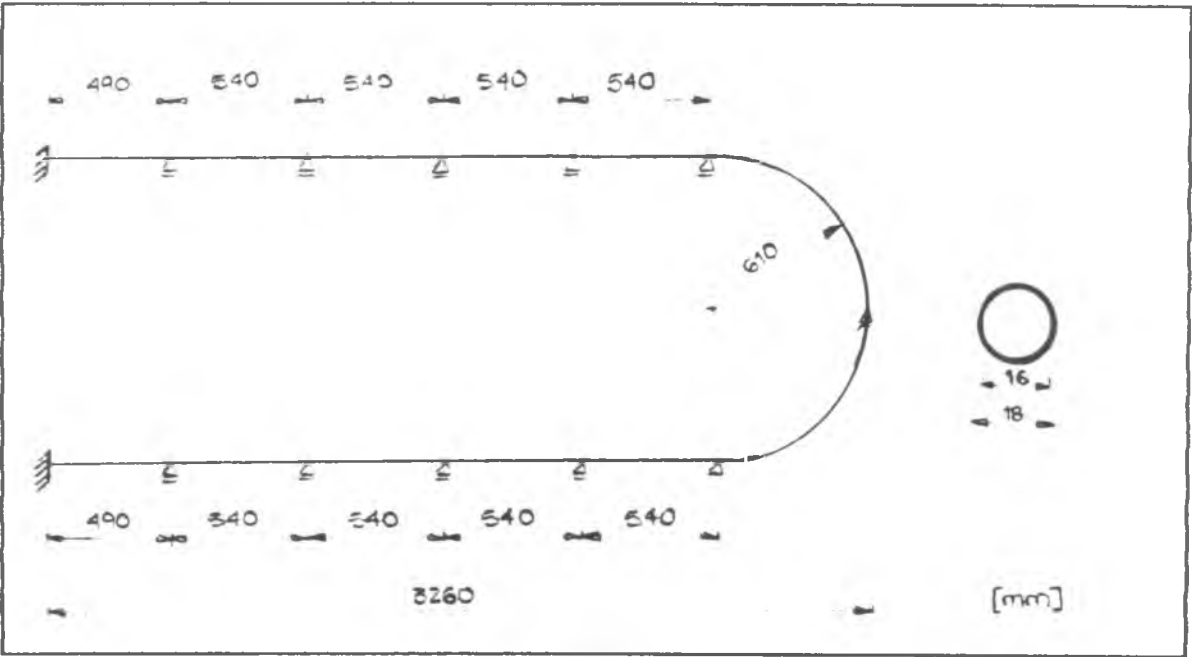


Figura 40: Dimensiones del modelo de tubo de GV

La caracterización dinámica del tubo consistió en:

- 1) relevamiento de las frecuencias y modos naturales de vibración y cálculo del amortiguamiento con las condiciones de apoyo iniciales;
- 2) análisis de la influencia de la luz entre el tubo y el apoyo ubicado en la parte superior del tramo curvo en las frecuencias

y modos naturales de vibración y en el amortiguamiento;

3) registro de los impactos que se producen entre el tubo y el apoyo de la parte superior del tramo curvo para distintas luces.

1.1) Determinación de las frecuencias y modos naturales de vibración y cálculo del amortiguamiento

El relevamiento de las frecuencias y modos naturales de vibración del tubo con las condiciones iniciales de apoyo (todos los apoyos de la figura 40 actuando en forma activa) se realizó excitando al tubo por medio de dos mecanismos:

a) un dispositivo electromagnético sin contacto alimentado con una señal sinusoidal de frecuencia determinada

b) excitación en un rango amplio de frecuencias (ruido blanco) por medio de impactos.

En ambos casos se produjeron excitaciones en el plano del tubo y fuera del mismo, registrándose las respuestas en ambos planos por medio de acelerómetros colocados en distintas posiciones del tubo. Los ensayos se realizaron en aire y a temperatura ambiente y sin ningún tipo de precarga sobre el tubo.

Instrumentación y equipamiento:

La bobina del dispositivo electromagnético se alimentó con una señal sinusoidal proveniente de un generador de audiofrecuencia con un rango de trabajo de 1Hz a 100 Khz. Esta señal se amplificó con un amplificador de audio de 750W de potencia de respuesta lineal entre 1Hz y 15000 Hz. La respuesta dinámica del tubo, tanto en el caso de excitación por medio de la bobina como en el de excitación por impactos, se registró por medio de

acelerómetros piezoeléctricos marca Brüel & Kjær (B&K) mod.4374 con las siguientes características: rango de frecuencias de 1-20000 Hz; sensibilidad de carga $\approx 0,1 \text{ pC/ms}^{-2}$; peso: 0,65 g (sin el cable); altura= 6,5mm y diámetro= 5mm. La señal de los acelerómetros fué acondicionada por amplificadores de carga B&K mod.2635 con un rango de frecuencias en aceleración de 0,2Hz a 100Khz (filtro pasa bajo posicionado en 1Khz) y analizada por medio del software Wavepack de Computational Systems Incorporated que permite, entre otras cosas, el análisis de señales usando dos canales de adquisición en forma simultánea, las que pueden procesarse tanto en el dominio en el tiempo como en el de las frecuencias.

La bobina de excitación se colocó en la posición B de uno de los tramos curvos (ver fig. 41) y se realizaron ensayos generando en algunos casos una excitación fuera del plano del tubo y en otros en el plano del mismo.

La primera serie de ensayos se realizó con la excitación por medio del dispositivo electromagnético cubriendo un rango de frecuencias entre los 10-200 Hz, variando la señal de excitación de 1 Hz en 1 Hz, y en las zonas de mayor interés de 0,5 en 0,5 Hz. Los acelerómetros se colocaron en las posiciones A1, A2 y A3 (fig. 41). El comportamiento dinámico del tubo se registró en forma de un espectro de frecuencias evaluando en cada caso la magnitud del pico de respuesta. Los resultados de esta serie de ensayos se pueden observar en las figuras 42 a 44.

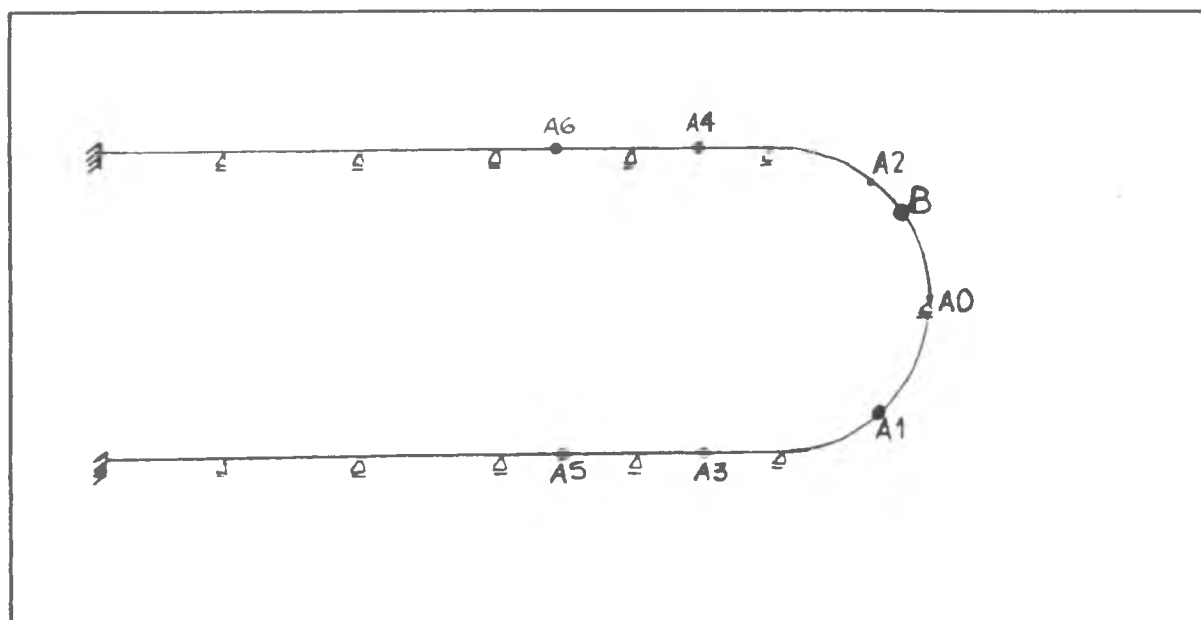


Figura 41: Posición en el tubo del dispositivo de excitación y de los acelerómetros

La siguiente serie de ensayos se realizó excitando al tubo por medio de impactos para evaluar el comportamiento dinámico del mismo ante un "ruido blanco". El registro se realizó por medio de señales de acelerómetros colocados en las posiciones A1, A2, A3, A4, A5 Y A6 para vibraciones dentro y fuera del plano del tubo que dieron lugar a distintos espectros de frecuencia. El estudio se completó por medio de análisis de espectros cruzados y de fase. Algunos de los resultados obtenidos se pueden observar en las figuras 45 a 49.

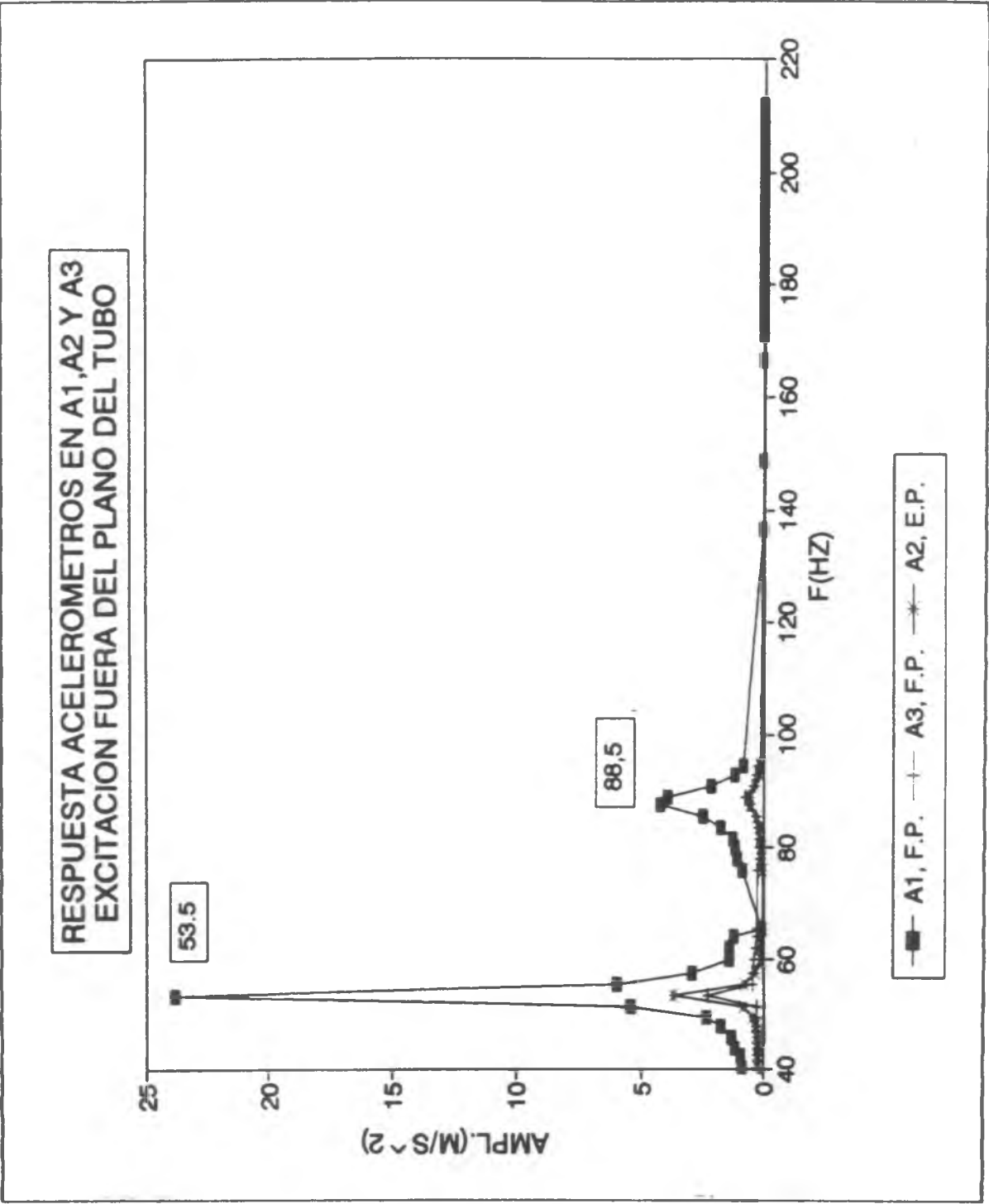


Figura 42: Espectro de frecuencias de la respuesta del tubo ante una excitación fuera del plano

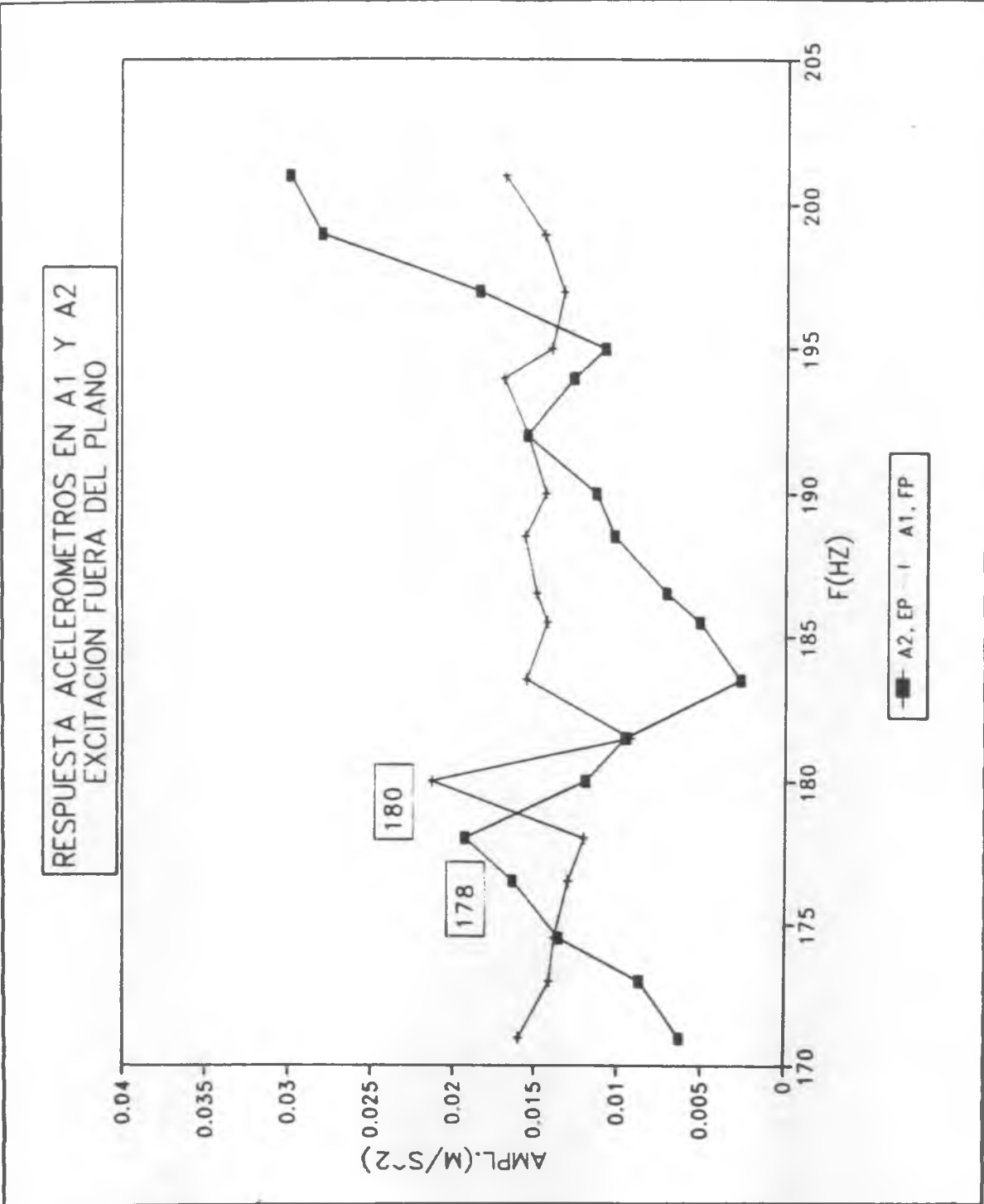


Figura 43: Detalle del espectro de frecuencias de la figura 42 para el rango 170-200 Hz

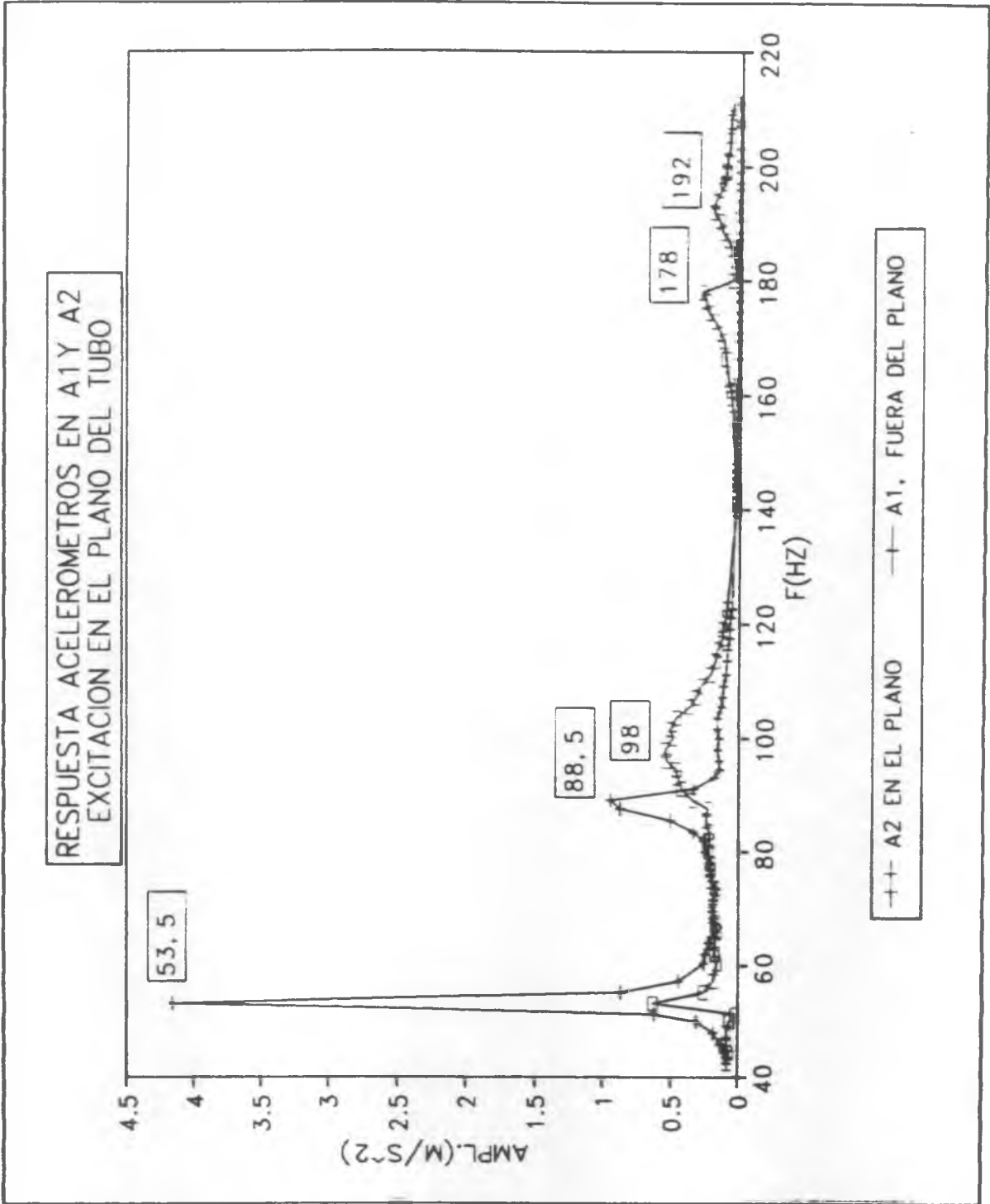


Figura 44: Espectro de frecuencias de la respuesta del tubo ante una excitación dentro del plano

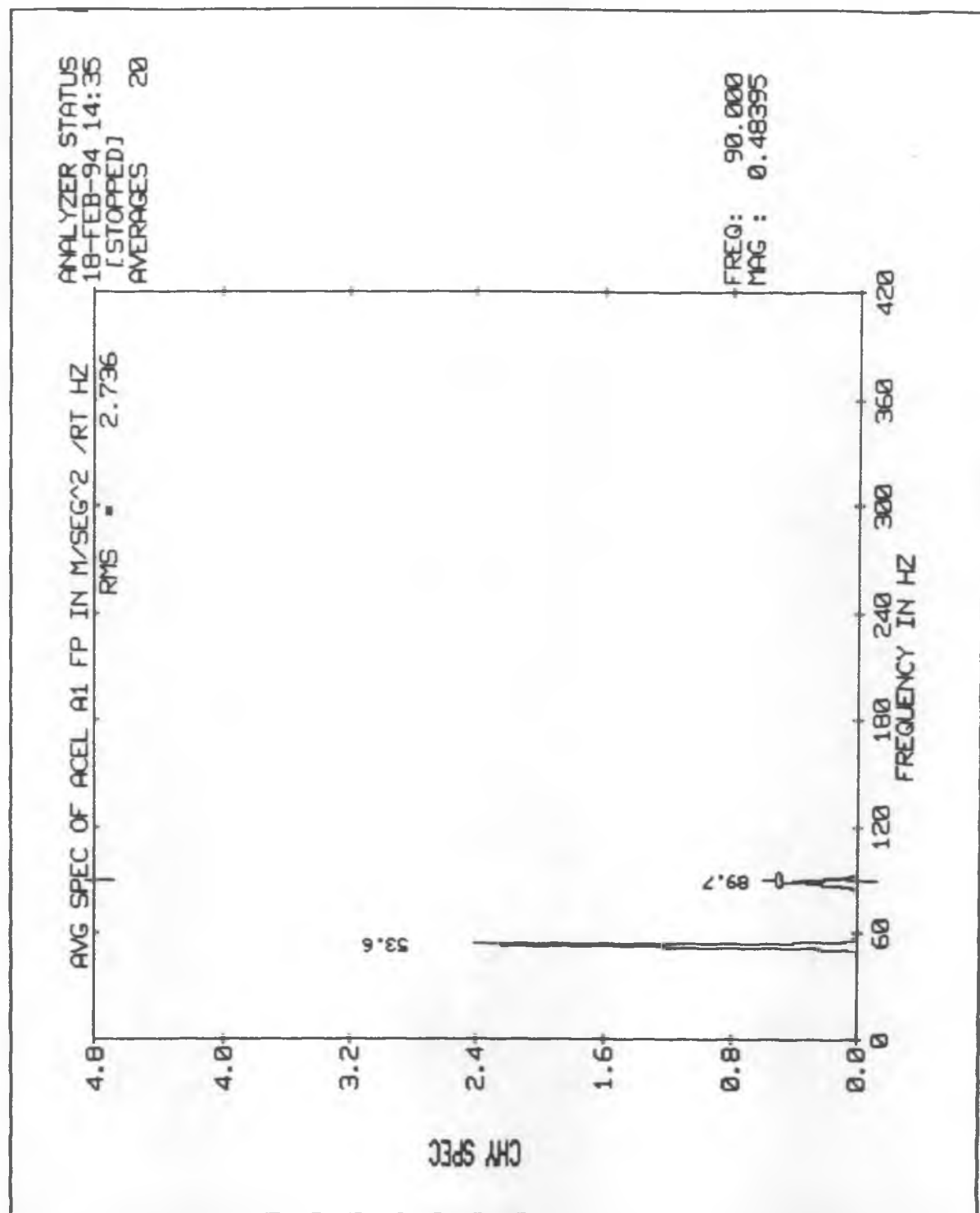


Figura 45: Respuesta del acelerómetro en la posición A1 fuera del plano

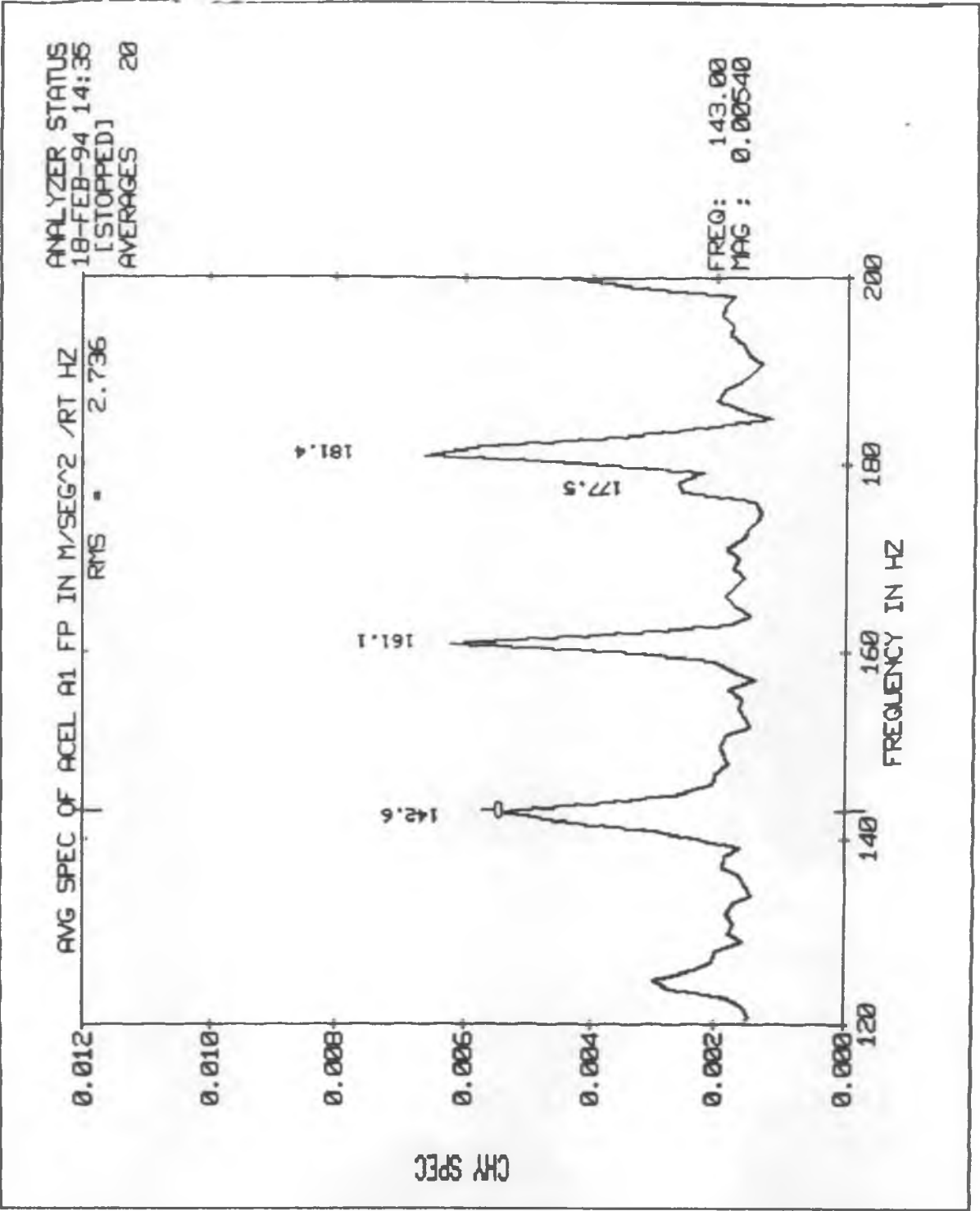


Figura 46: Detalle de la figura 45 para la banda de frecuencias 120-200 Hz

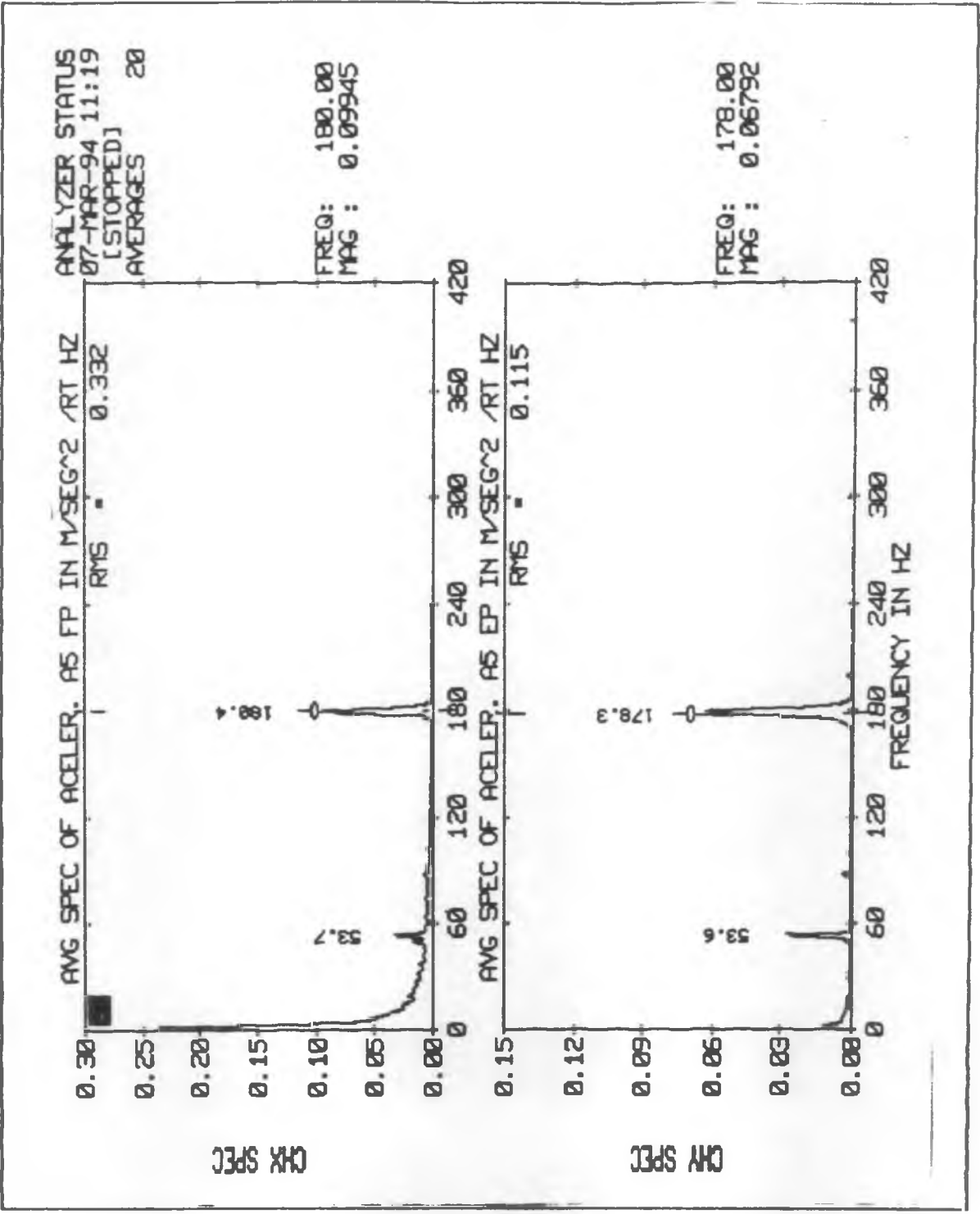


Figura 47: Respuesta del acelerómetro en la posición A5 fuera y dentro del plano

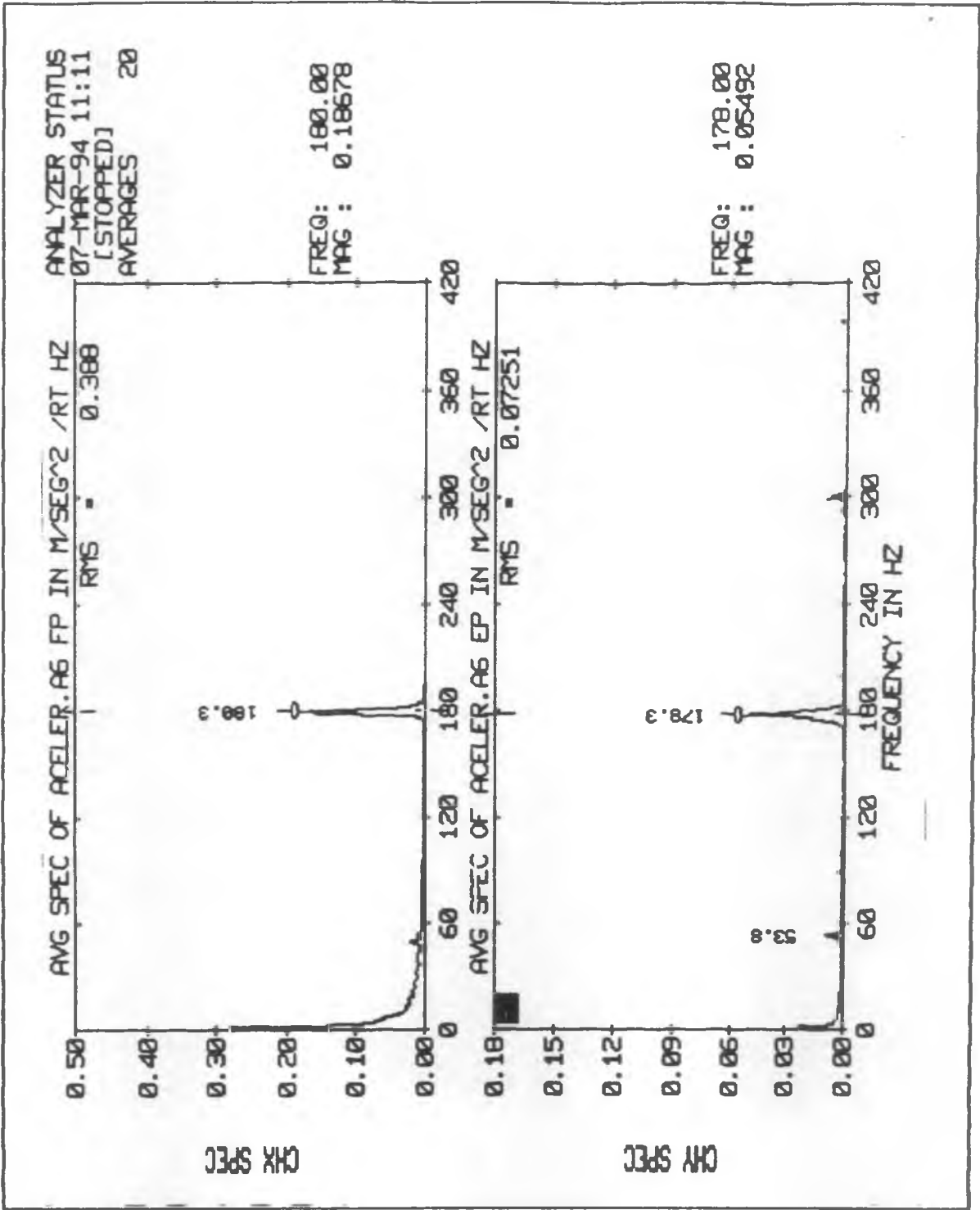


Figura 48: Respuesta del acelerómetro en la posición A6 dentro y fuera del plano

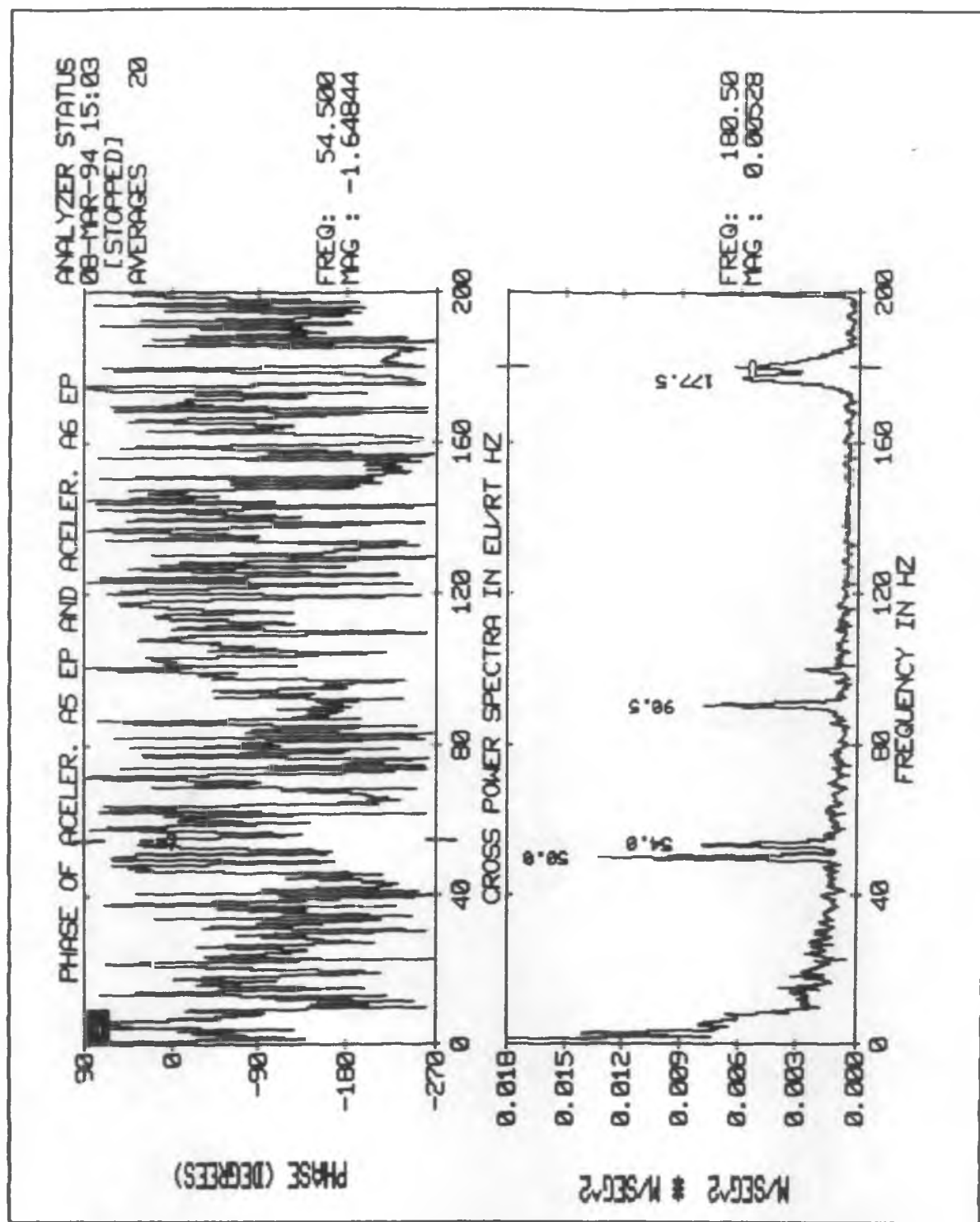


Figura 49: Diferencia de fase y espectro cruzado de las respuestas en el plano de los acelerómetros en A5 y A6

El análisis de los resultados de estas dos series de ensayos permitieron determinar las primeras cuatro frecuencias naturales y las características de los respectivos modos de vibración del tubo, que se detallan a continuación:

$$* f_{n1} = 53,5 \text{ Hz}$$

$$* f_{n2} = 89 \text{ Hz}$$

$$* f_{n3} = 178 \text{ Hz}$$

$$* f_{n4} = 180,5 \text{ Hz}$$

En lo que respecta a los modos de vibración se encontró que los desplazamientos del primer y segundo modos naturales de vibración son fuera del plano del tubo y afectan principalmente a las ramas curvas del mismo, pero, mientras en el primer caso las dos ramas vibran en contrafase, en el segundo modo vibran en fase. El tercer modo natural es de desplazamientos dentro del plano del tubo, los cuales son mayores en las ramas rectas que en las curvas, al igual que el cuarto modo, pero éste con desplazamientos fuera del plano. En ambos casos las ramas rectas enfrentadas vibran en fase. Obviamente, todos los modos poseen nodos de desplazamiento en los puntos de apoyo.

La comparación de los resultados experimentales con los del modelo computacional verificó los resultados con respecto a los modos de vibración, con una diferencia en los valores de las frecuencias naturales de alrededor del 10%. En la figura 50 se representan los cuatro primeros modos obtenidos con este modelo.

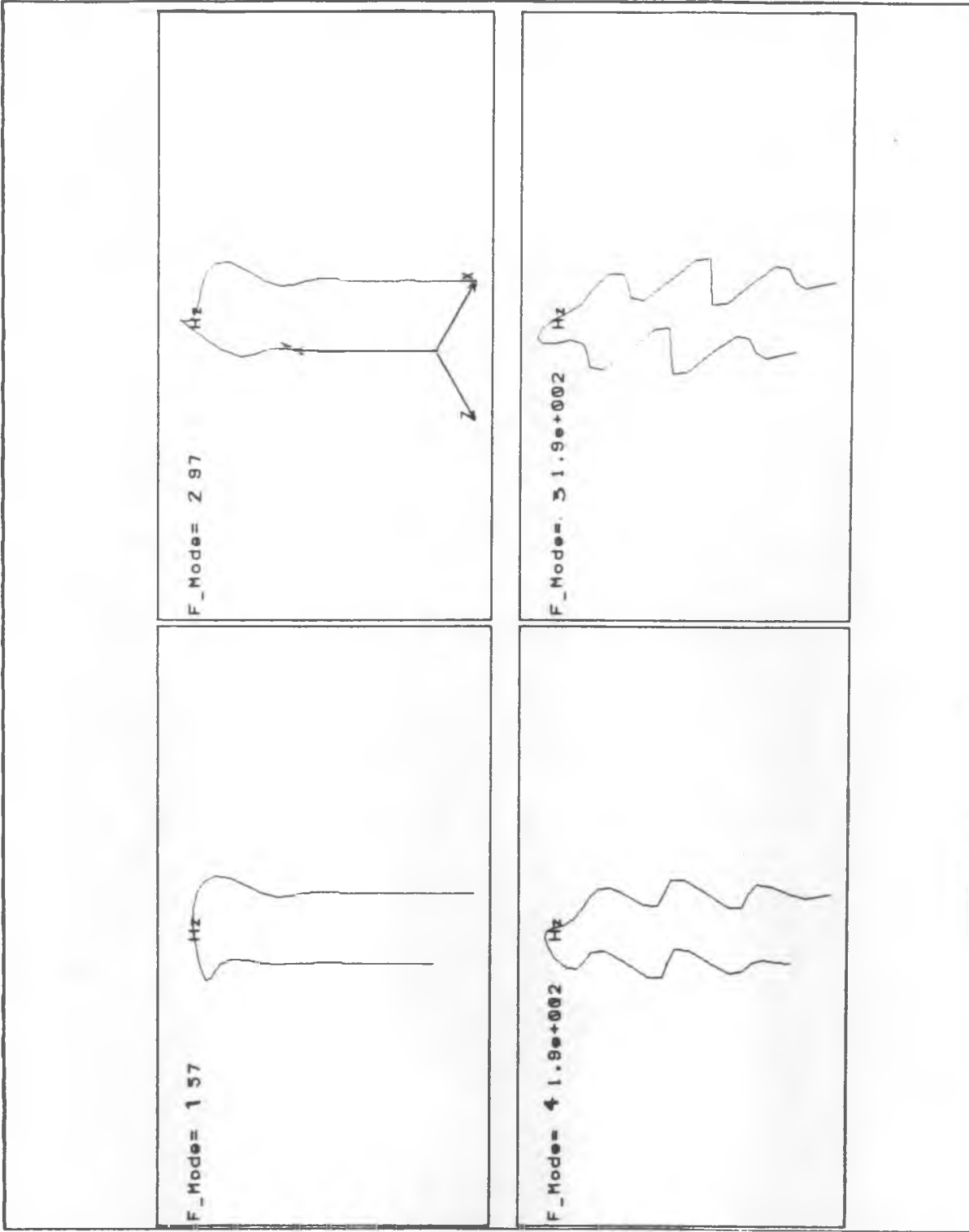


Figura 50: Modos naturales de vibración del modelo computacional del tubo obtenidos con el código COSMOS

Otro resultado obtenido por medio de los espectros de frecuencia del tubo (ver capítulo I) fué la relación de amortiguamiento para los dos primeros modos naturales:

$$* \xi_1 = 1,19 \%$$

$$* \xi_2 = 1,85 \%$$

1.2) Análisis de la influencia de la luz tubo/soporte en el comportamiento dinámico del tubo.

Con el propósito de estudiar la influencia de la luz entre el tubo y los soportes en el comportamiento dinámico del tubo se cambió el apoyo inicial de la parte superior de la U por un dispositivo que permite variar dicha luz entre 0,2 mm y 1,5 mm diametrales (los valores usuales que deberían encontrarse en un tubo de generador de vapor están entre 0,4 y 0,8 mm diametrales). La elección de este apoyo para realizar el estudio se basó en el conocimiento de que la mayor parte de los problemas registrados en tubos de generador de vapor por fretting/impacto aparecen en esa zona.

En esta serie de ensayos la excitación del tubo se realizó por medio del dispositivo electromagnético, pero esta vez alimentando al mismo con una señal " pseudo-random" proveniente de un generador de ruido de baja frecuencia marca Hewlett Packard mod. 3722A y utilizando distintos valores de potencia de amplificación de la señal de excitación (los niveles de excitación se clasificaron del 1 al 5 en orden creciente de intensidad). Un ejemplo del tipo de señal obtenida por el generador de ruido se muestra en la fig. 51.

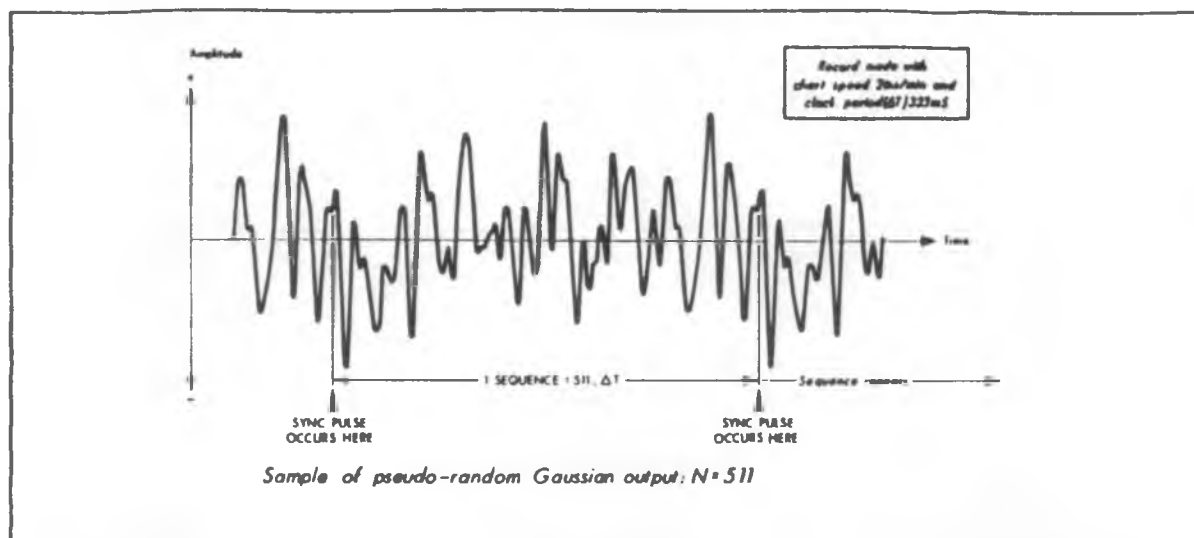


Figura 51: Señal pseudo-random de alimentación del dispositivo de excitación electromagnético

El primer paso de este análisis fué registrar el comportamiento dinámico del tubo ante el caso extremo de no contar con ningún apoyo en la parte superior de la U. Para lograr una mayor información se colocaron dos acelerómetros adicionales a los ya existentes de las series anteriores de ensayos en la posición del apoyo faltante (uno para registros de desplazamientos fuera del plano del tubo y otro para los desplazamientos dentro de este plano). Algunos de los espectros de frecuencias obtenidos para esta condición de apoyos pueden observarse en las figs. 52 y 53.

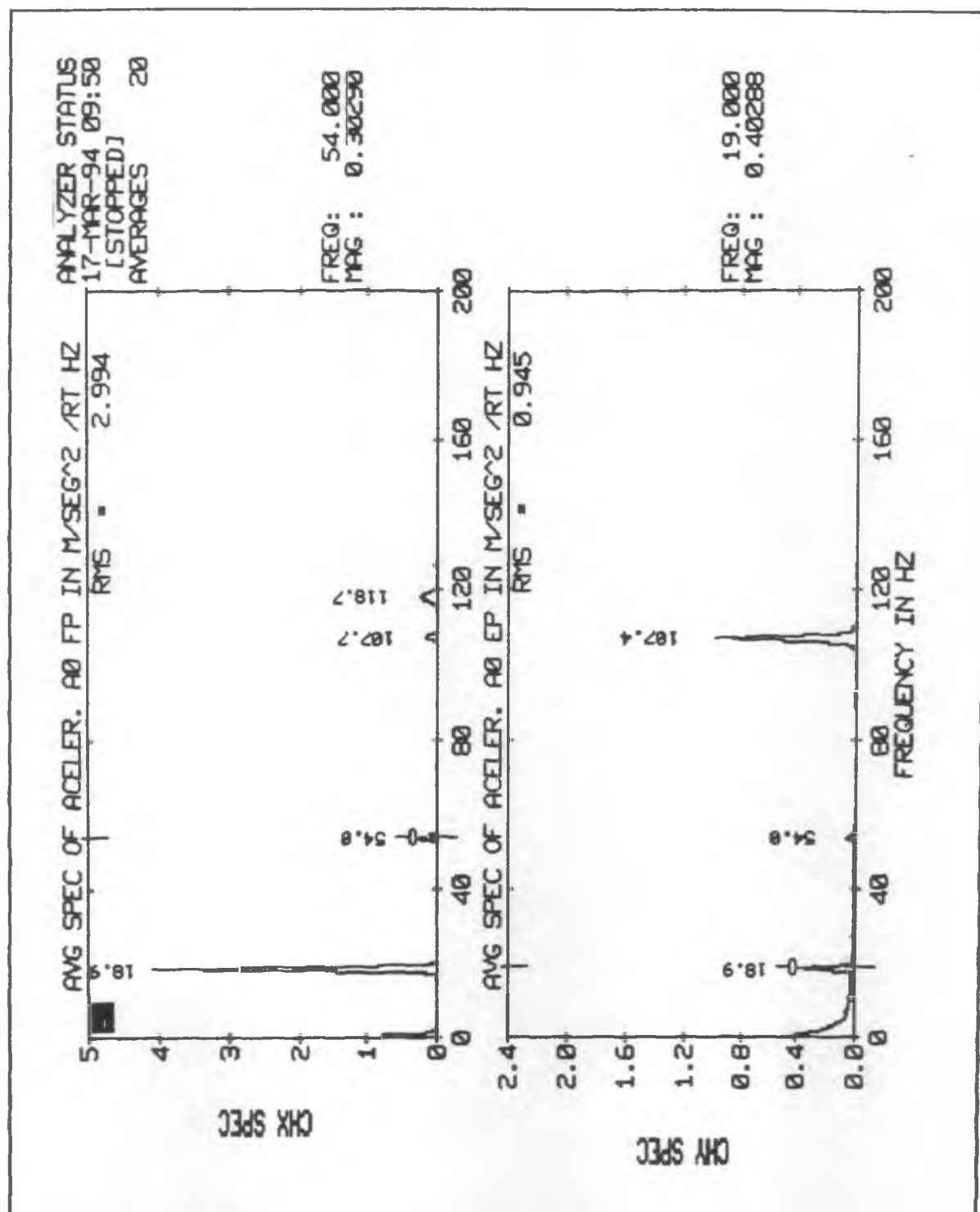


Figura 52: Respuesta del acelerómetro en posición A0 dentro y fuera del plano del tubo para una excitación fuera del plano

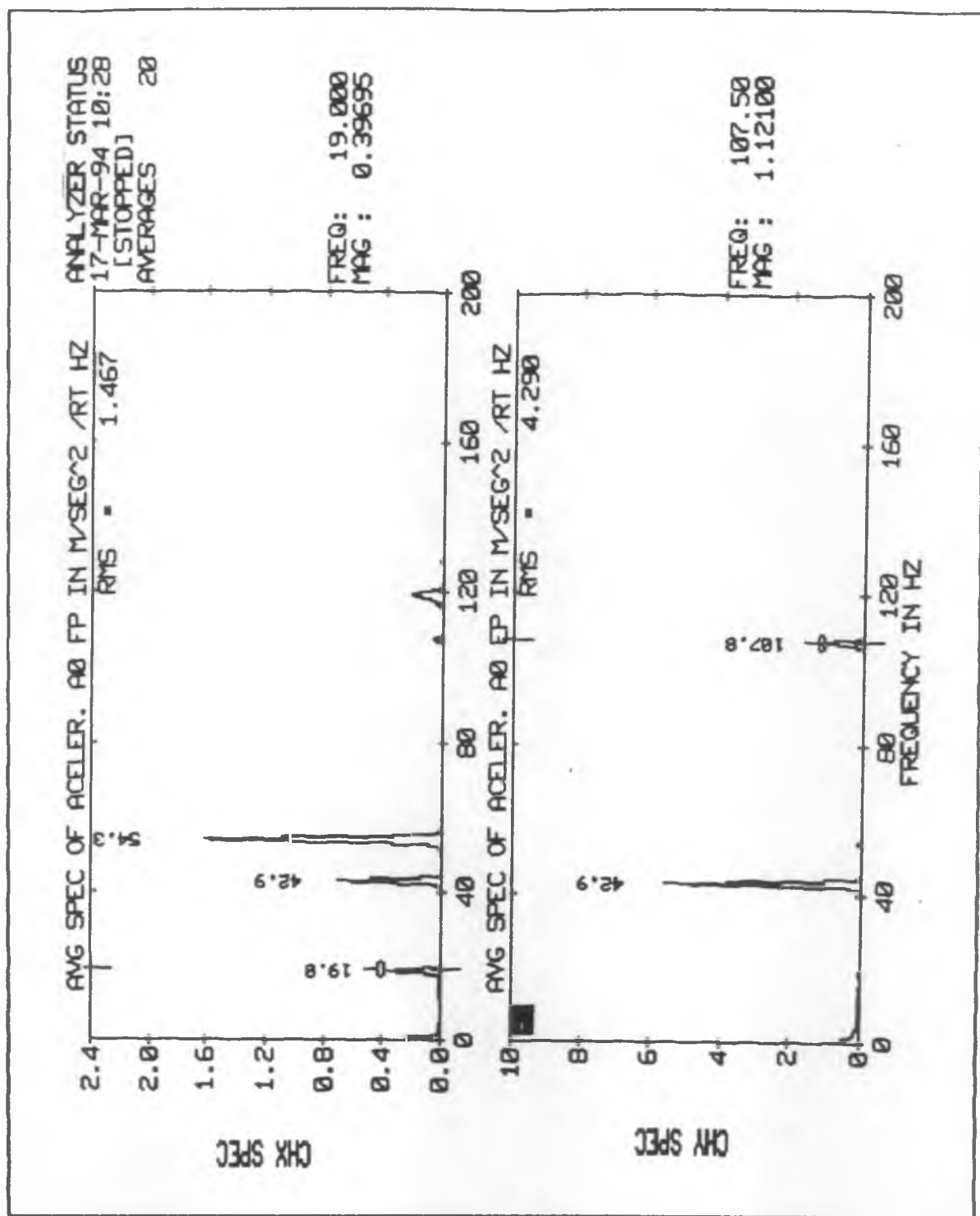


Figura 53: Respuesta del acelerómetro en posición A0 dentro y fuera del plano del tubo para una excitación dentro del plano

Los resultados obtenidos indican que la ausencia del apoyo, como era de esperar, varía sustancialmente el comportamiento dinámico del tubo. En estas condiciones las tres primeras frecuencias naturales son:

$$* f_{n1}' = 19 \text{ Hz}$$

$$* f_{n2}' = 43 \text{ Hz}$$

$$* f_{n3}' = 54 \text{ Hz}$$

El primer modo de vibración es de desplazamientos fuera del plano, al igual que el tercero, mientras que en el segundo los desplazamientos son dentro del plano del tubo. Dichos desplazamientos en los tres modos son mayores en el tramo curvo que en los tramos rectos y el tercero presenta la particularidad de ser igual al primer modo de vibración del tubo cuando éste cuenta con todos los soportes (un nodo en el punto superior de la U, con los semitramos vibrando en contrafase) y prácticamente con la misma frecuencia.

En la figura 54 se puede observar la forma del segundo modo de vibración.

El análisis de la influencia de la luz tubo/soporte propiamente dicha se realizó con luces diametrales que variaron desde 0,2 mm hasta 1 mm. Los espectros de frecuencia de la respuesta del tubo con luces variables, algunos de los cuales se pueden observar en las figuras 55 a 60, muestran un comportamiento intermedio entre los dos casos extremos analizados (el apoyo superior de la U actuando en forma activa o inactiva) dependiendo del nivel de excitación. Por ejemplo, en las figs. 59 y 60 se pueden comparar

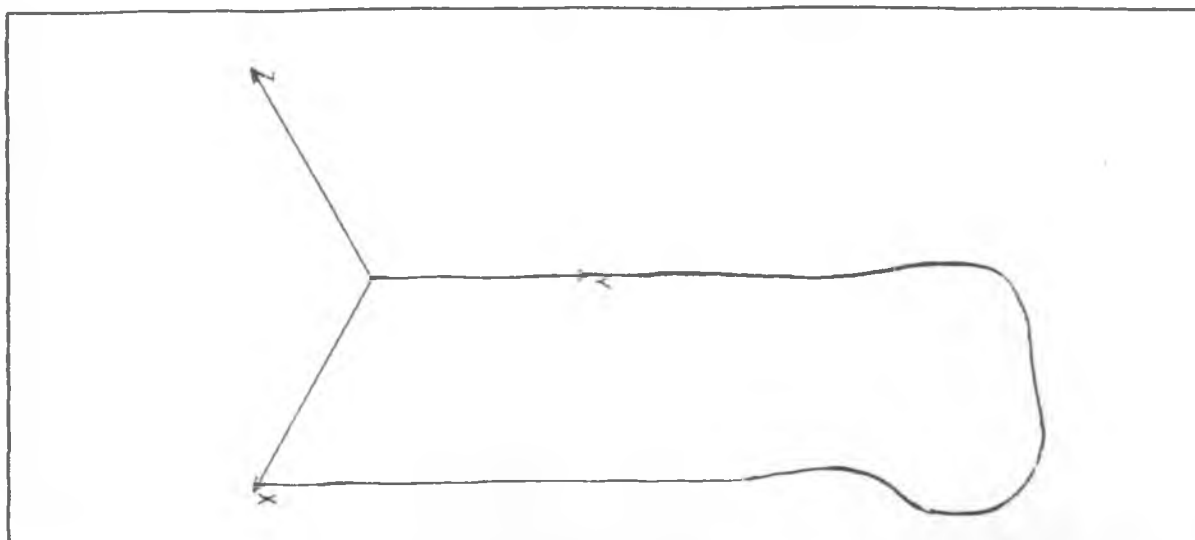


Figura 54: Segundo modo de vibración del tubo sin el apoyo en la parte superior del tramo curvo

las respuestas del tubo con una luz de 1 mm diametral. Para el primer nivel de potencia de excitación (el más bajo) el tubo casi no entra en contacto con el apoyo y su comportamiento es idéntico al caso en que no existe el apoyo superior; en cambio, para el nivel más alto de potencia de excitación el tubo vibra dentro de la luz pero pasa la mayor parte del tiempo en contacto con el apoyo, y la respuesta es similar al caso en que todos los apoyos actúan en forma activa.

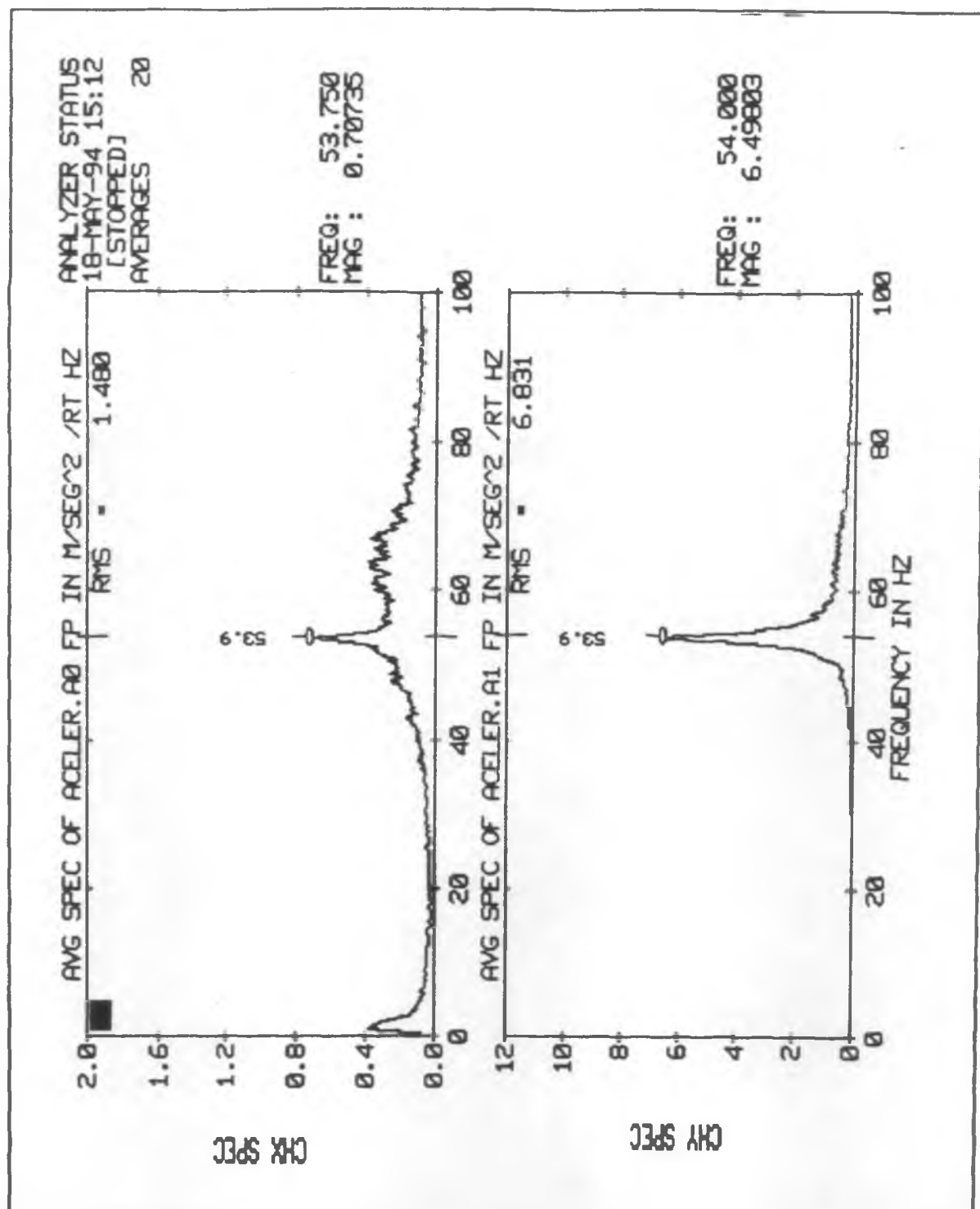


Figura 55: Respuestas de los acelerómetros en A0 y A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano en nivel 1 de potencia y luz 0,2 mm diametral

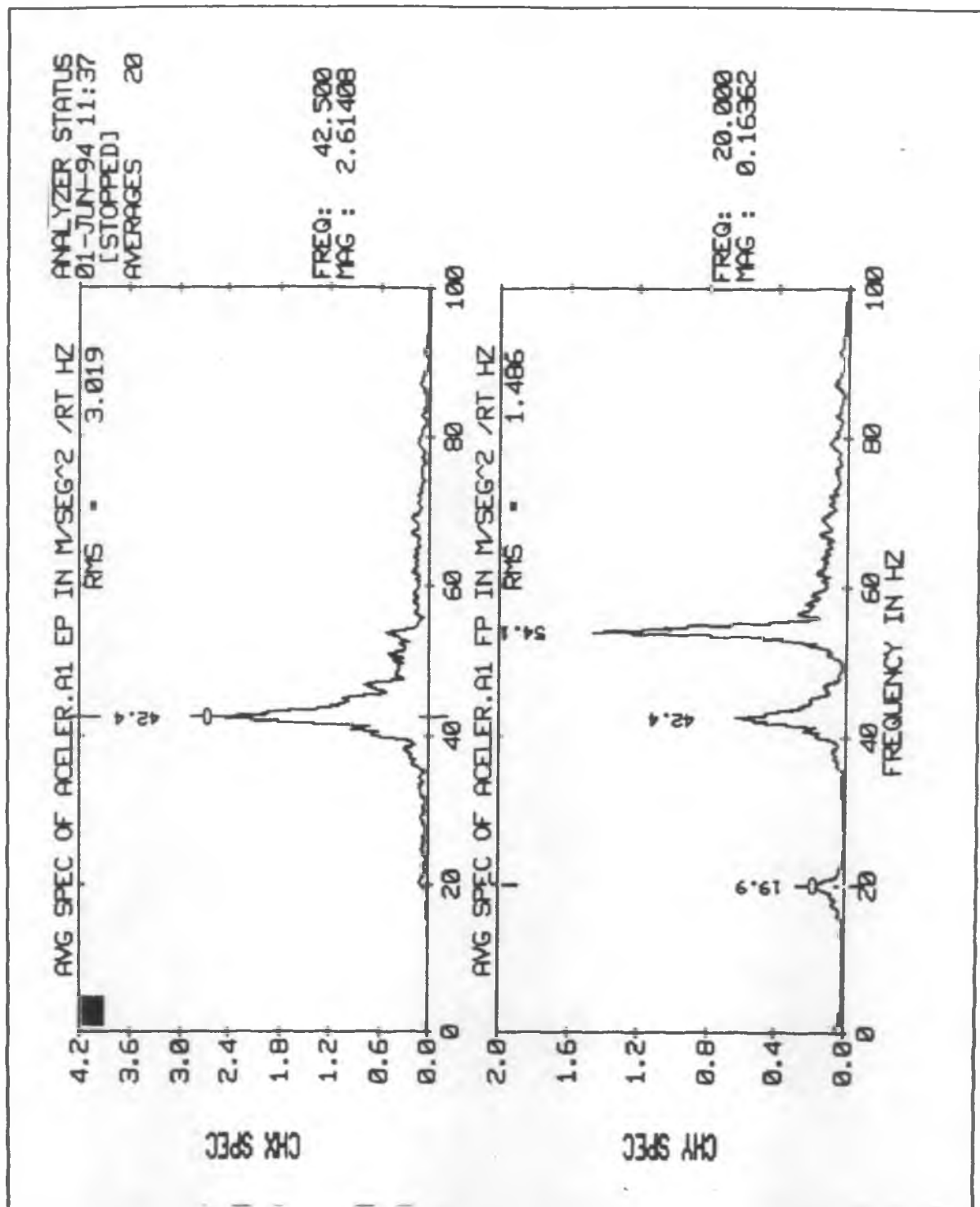


Figura 56: Respuesta del acelerómetro en A1 dentro y fuera del plano para una excitación en el plano y luz 0,4 mm diametral

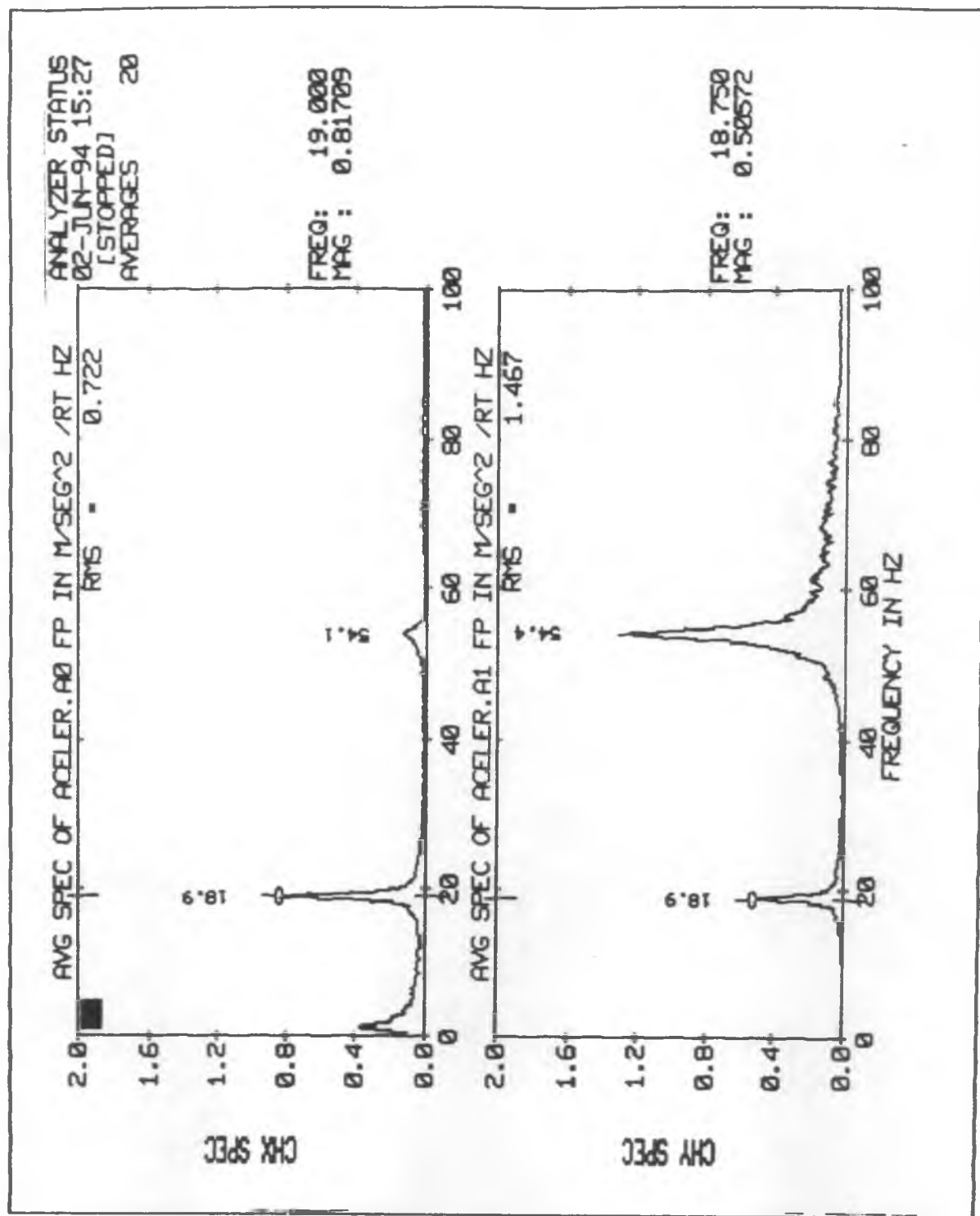


Figura 57: Respuesta de los acelerómetros en A0 y A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano en nivel 1 de potencia y luz 0,6 mm diametral

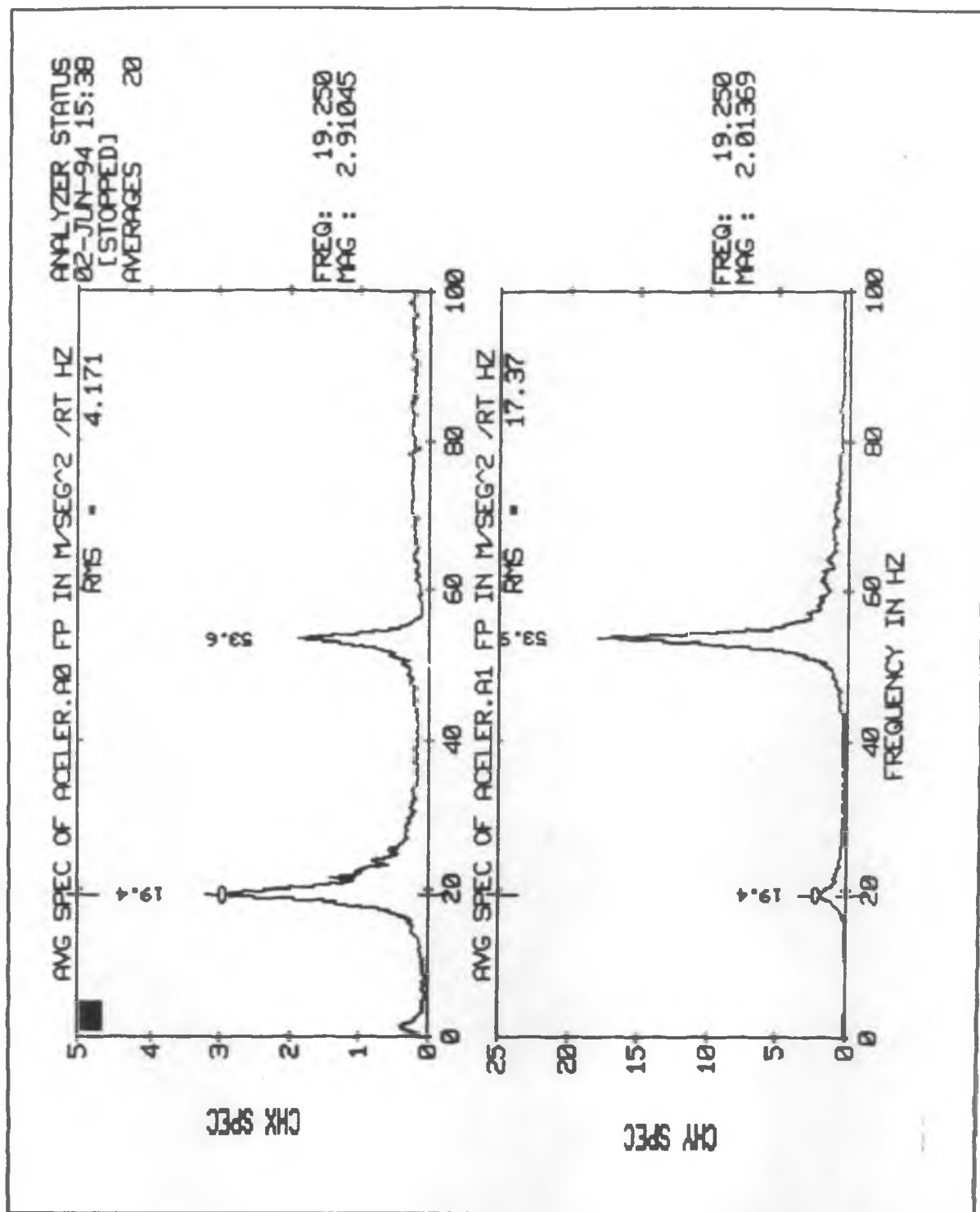


Figura 58: Respuestas de los acelerómetros en A0 y A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano de nivel 3 de potencia y luz 0,6 mm diametral

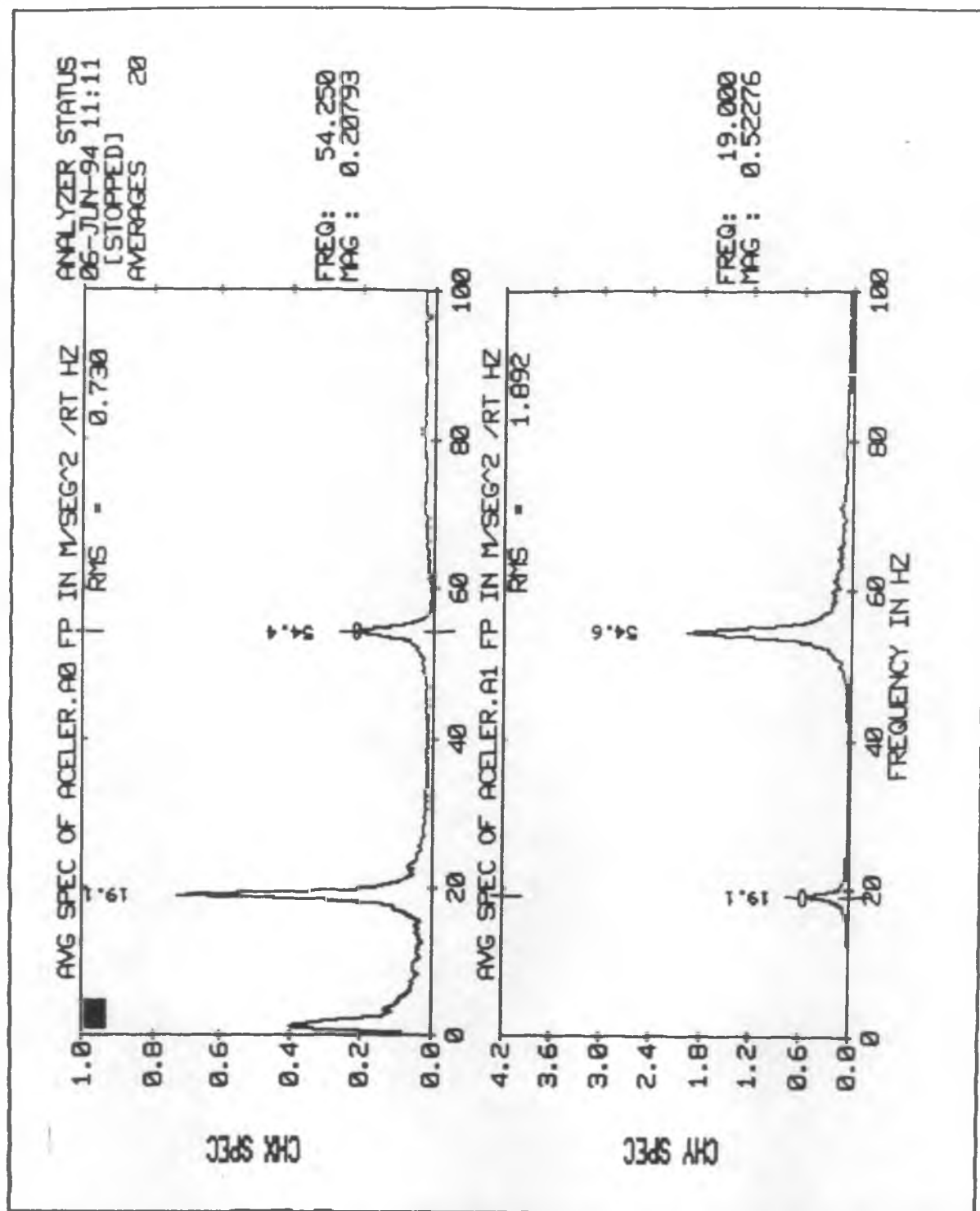


Figura 59: Respuesta de los acelerómetros en A0 y A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano de nivel 1 de potencia y luz de 1,0 mm diametral

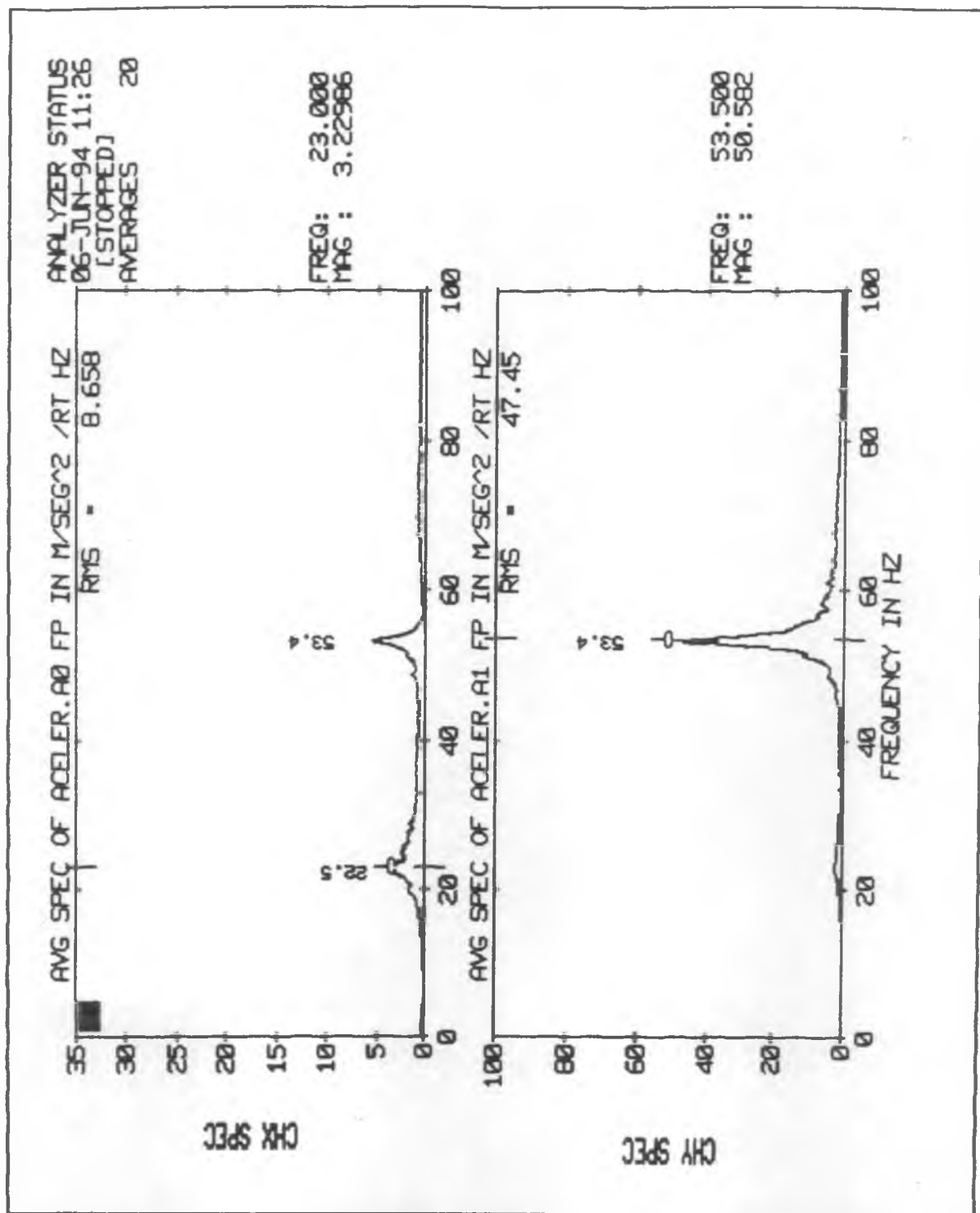


Figura 60: Respuesta de los acelerómetros en A0 y A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano de nivel 5 de potencia y luz 0,1 mm diametral

Para completar este estudio se registró el cambio en el valor del amortiguamiento para la frecuencia de 54 Hz, también para luces entre 0,2 y 1 mm diametrales. Para ello se tomaron registros temporales de la respuesta del tubo, filtrando la señal alrededor de la frecuencia de interés, y calculando el mismo por medio del decremento logarítmico. En la fig. 61 se observa la señal obtenida para la luz de 0,2 mm.

Los resultados obtenidos son los siguientes (también se presentan los equivalentes en términos de la relación de amortiguamiento $\xi = \delta / 2\pi$):

$$\delta_{0,2} = 0,041 \quad ; \quad \xi_{0,2} = 0,65 \%$$

$$\delta_{0,4} = 0,049 \quad ; \quad \xi_{0,4} = 0,78 \%$$

$$\delta_{0,6} = 0,044 \quad ; \quad \xi_{0,6} = 0,70 \%$$

$$\delta_{0,8} = 0,044 \quad ; \quad \xi_{0,8} = 0,70 \%$$

$$\delta_{1,0} = 0,044 \quad ; \quad \xi_{1,0} = 0,70 \%$$

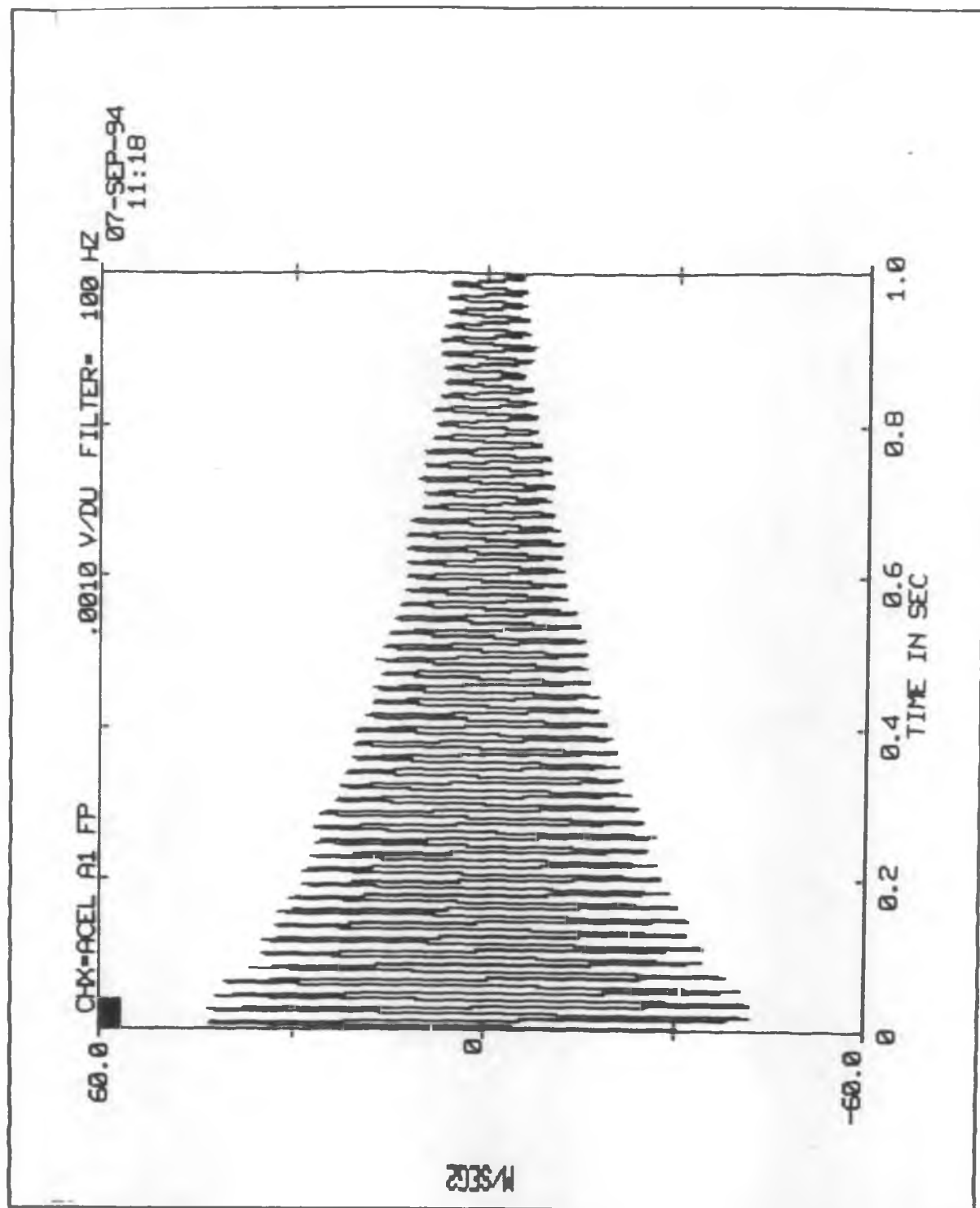


Figura 61: Respuesta en el tiempo del acelerómetro en A1 fuera del plano para una excitación fuera del plano de nivel 1 de potencia y luz 0,2 mm diam.

1.3) Registro de los impactos entre el tubo y el apoyo para distintas luces

Los trabajos realizados por Ko, et al, ([39],[41]), demostraron que se puede determinar el tipo de interacción dinámica que se establece entre el tubo y el soporte por medio de histogramas de los impactos que ocurren entre ellos. En función de este objetivo se desarrolló un software que permitiera registrar este tipo de datos a partir de la señal generada por sensores de fuerza colocados en el apoyo de luces variables, de forma que registraran los impactos que se producían al hacer vibrar el tubo fuera del plano del mismo. Los sensores utilizados tienen un rango de trabajo de 1000N en tracción a 5000N en compresión, con una exactitud mayor a $\pm 5\%$ de la fuerza medida.

Se realizaron registros para luces entre 0,2 mm y 1,5 mm diametrales y los mismos cinco niveles de potencias utilizados en los ensayos anteriores. En las figs. 62 a 66 están registrados los impactos para distintas luces con el mismo nivel de excitación. Las figuras 62, 63 y 64 muestran que, para ese nivel de excitación, el tipo de interacción entre el tubo y el apoyo es de impactos oblicuos. Para luces de 1,0 mm diametral en adelante (figs. 65 y 66) se produce un cambio en el comportamiento, produciéndose en estos casos impactos puros.

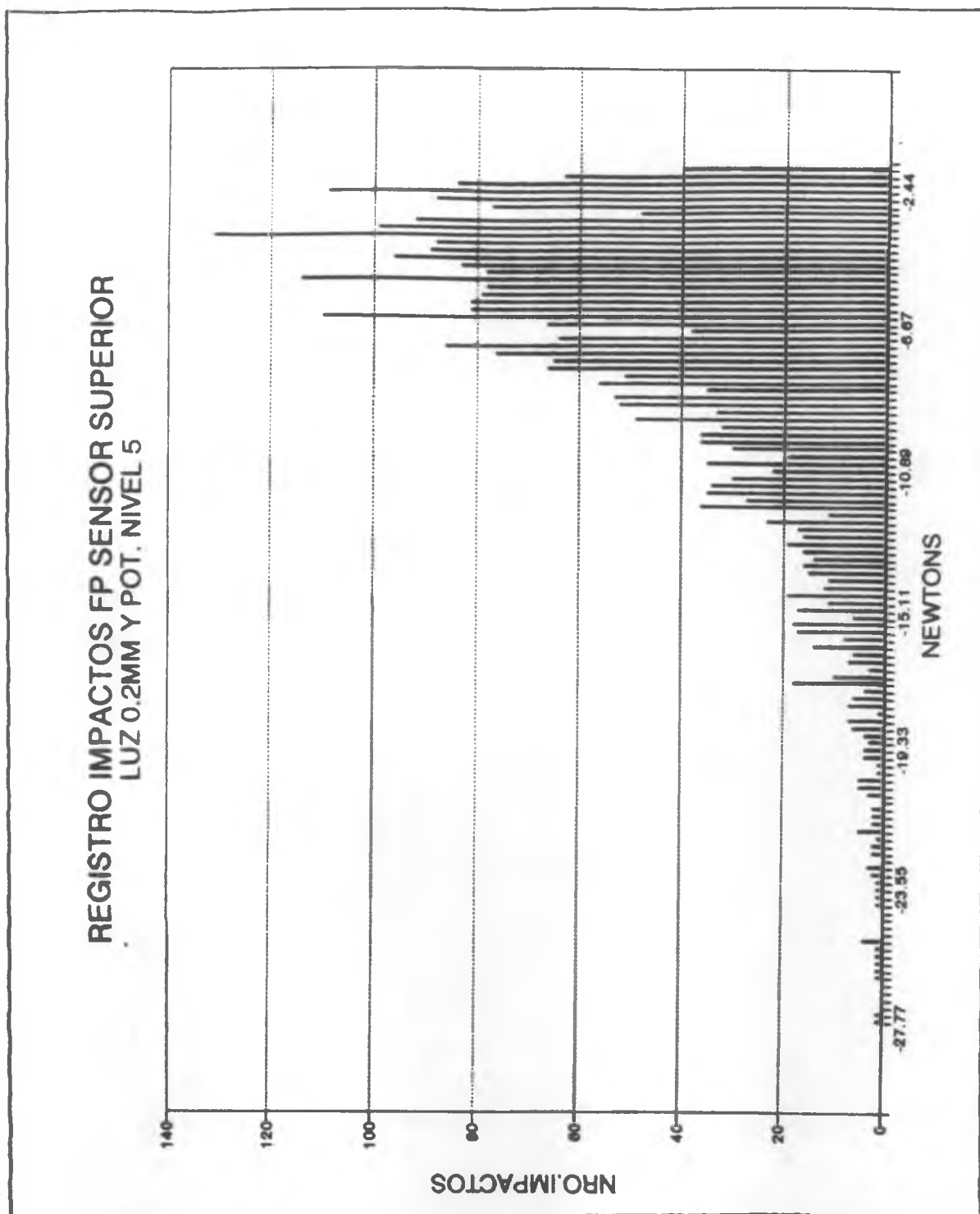


Figura 62: Registro de los impactos fuera del plano en el soporte superior del tramo curvo; potencia de excitación nivel 5 y luz 0,2 mm diametral

REGISTRO IMPACTOS FP SENSOR SUPERIOR
LUZ 0.4 MM Y POT. NIVEL 5

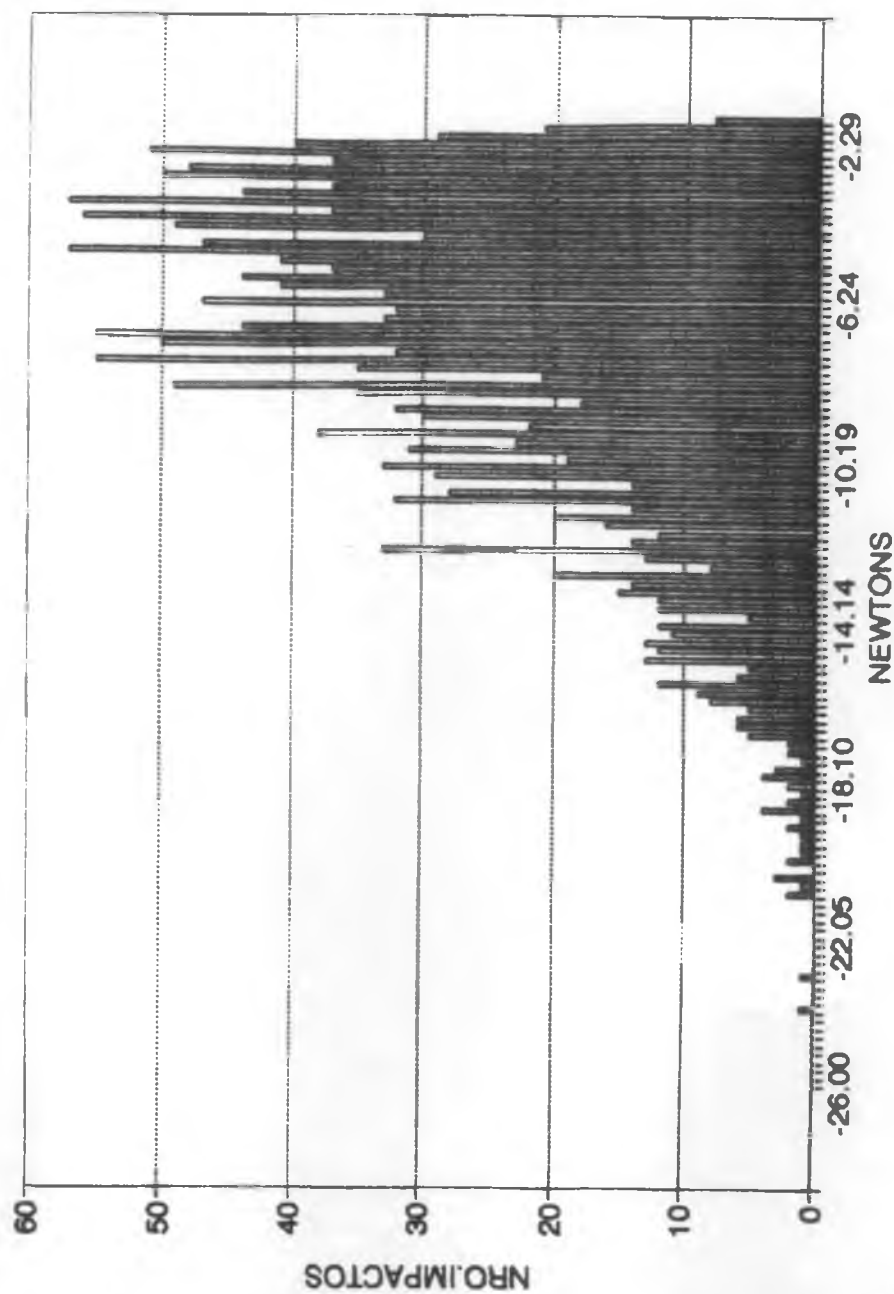


Figura 63: Registro de los impactos fuera del plano en el soporte superior del tramo curvo; potencia de excitación nivel 5 y luz 0,4 mm diametral

REGISTRO IMPACTOS FP SENSOR SUPERIOR
LUZ 0.8MM Y POT. NIVEL 5

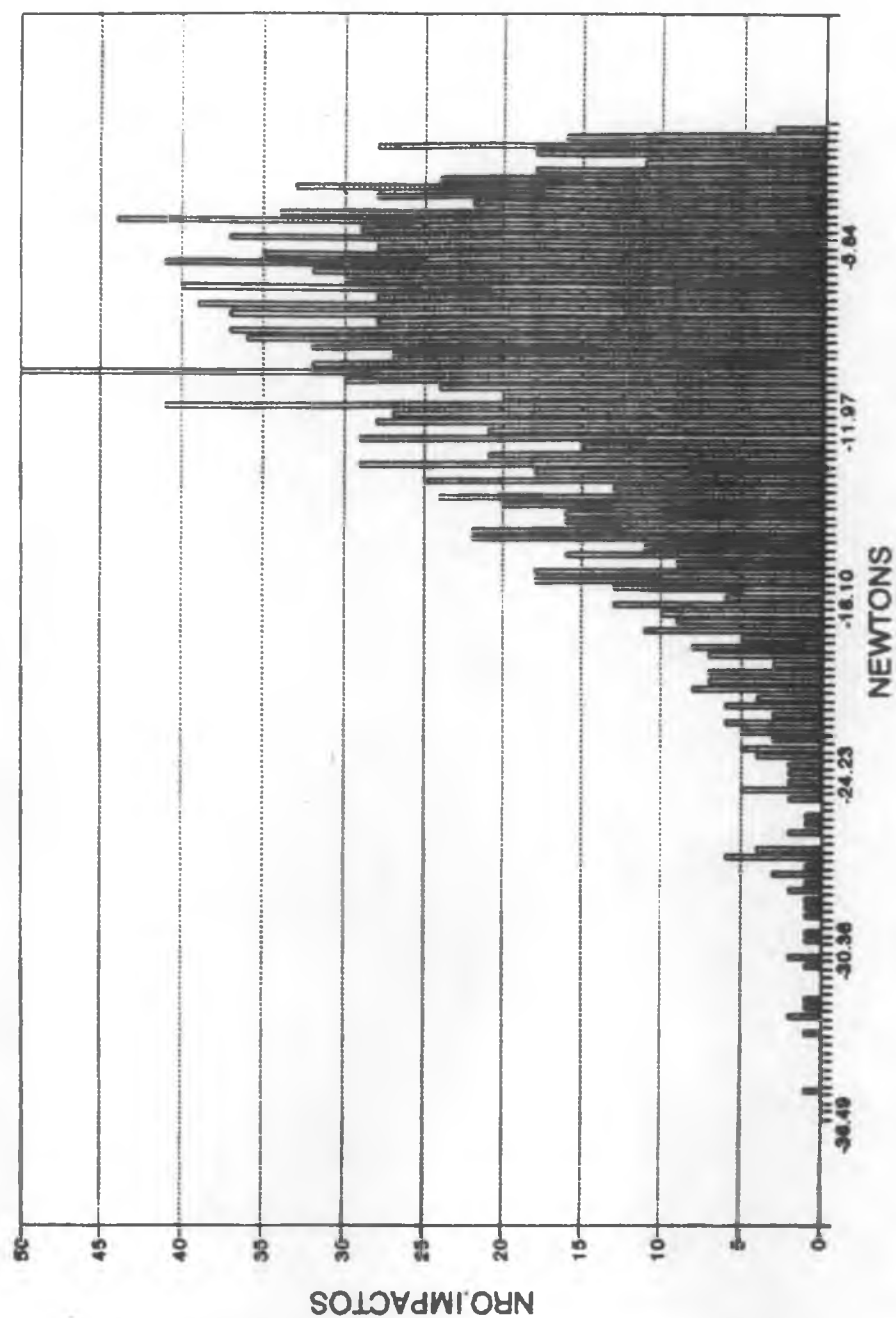


Figura 64: Registro de los impactos fuera del plano en el soporte superior del tramo curvo; potencia de excitación nivel 5 y luz 0,8 mm diametral

REGISTRO IMPACTOS FP SENSOR SUPERIOR LUZ 1.0MM Y POT. NIVEL 5

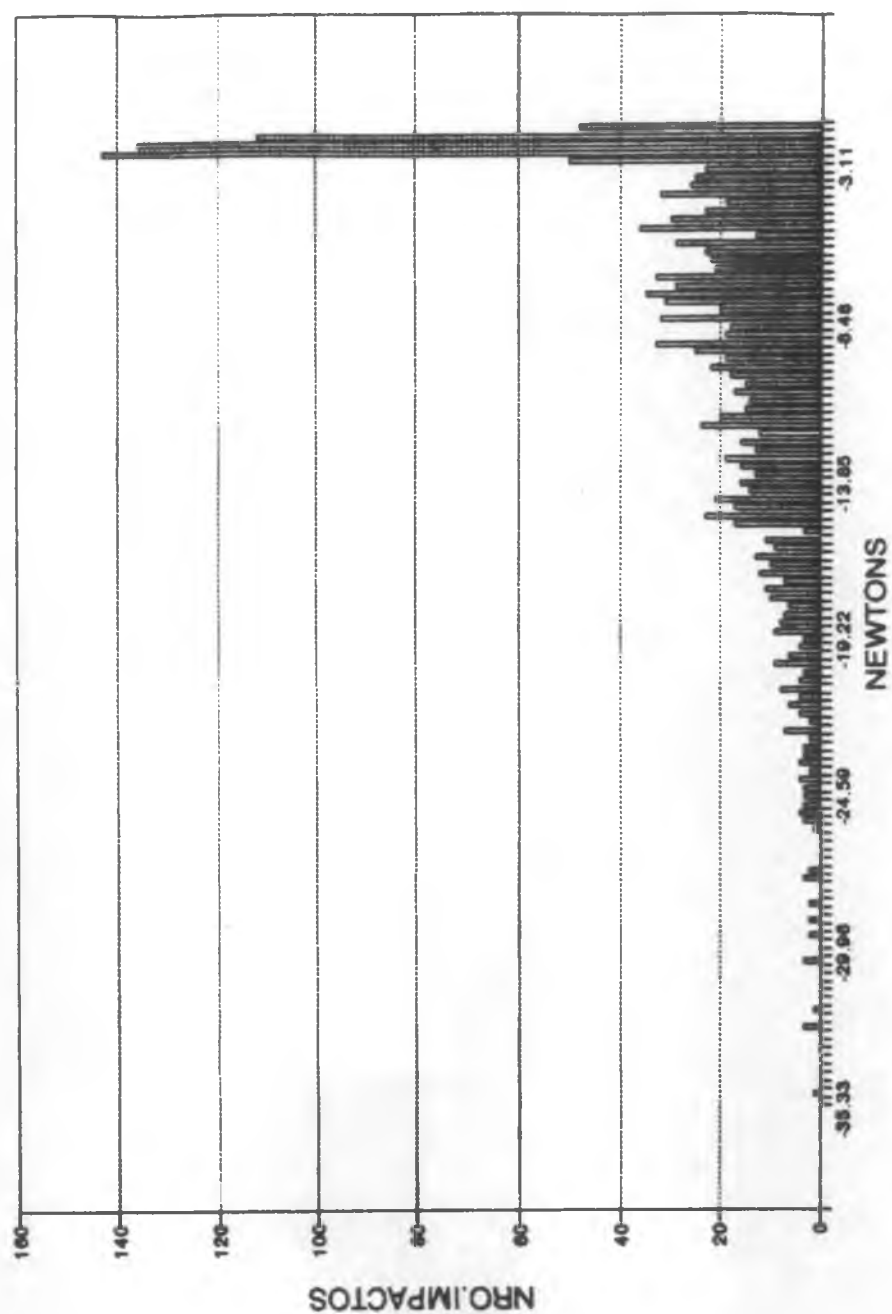


Figura 65: Registro impactos fuera del plano en el soporte superior del tramo curvo; potencia de excitación nivel 5 y luz 1,0 mm diametral

REGISTRO DE IMPACTOS FP SENSOR SUPERIOR LUZ 1.5MM Y POT. NIVEL 5

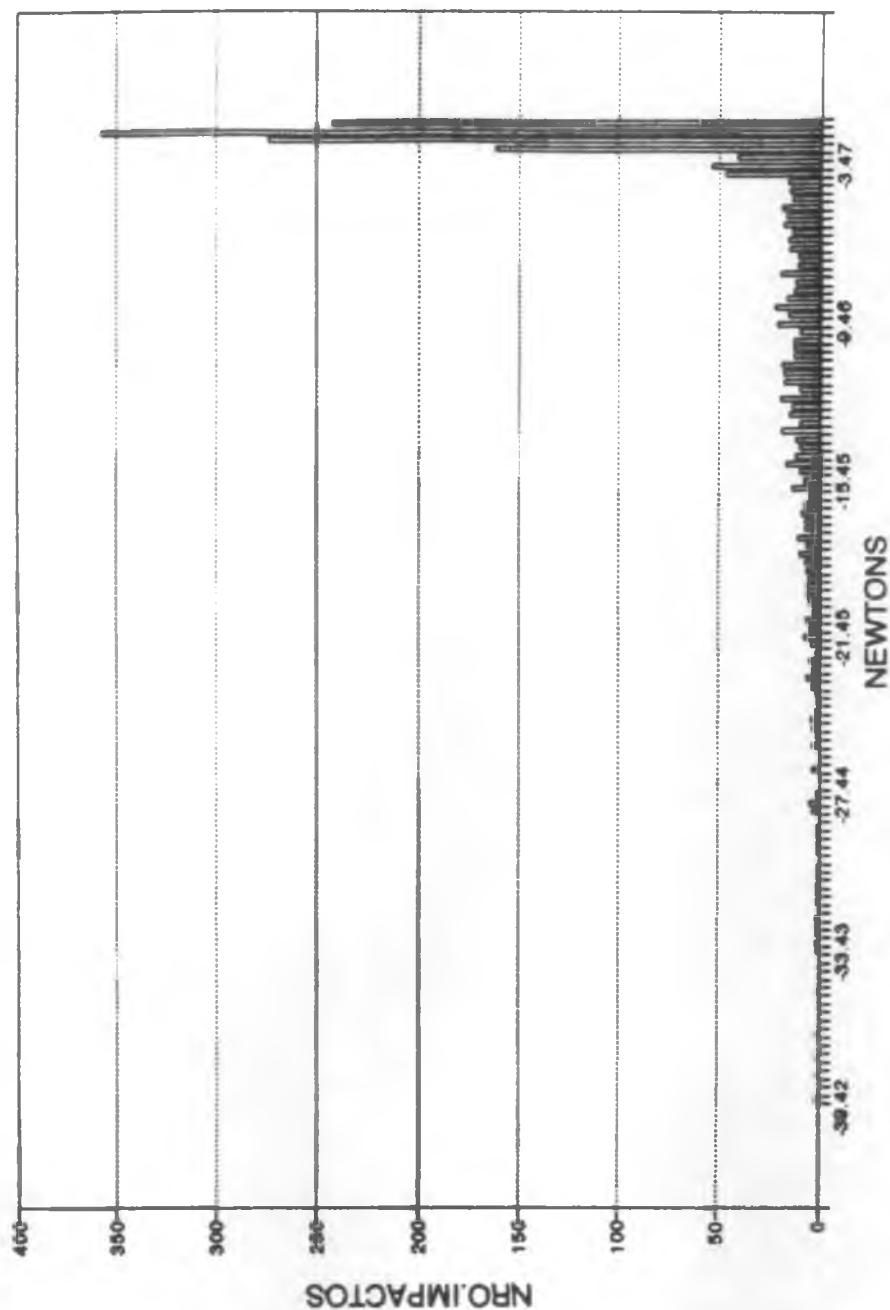


Figura 66: Registro impactos fuera del plano en el soporte superior del tramo curvo; potencia de excitación nivel 5 y luz 1,5 mm diametral

2) EVALUACION EXPERIMENTAL DEL DESGASTE POR FRETTING

La evaluación experimental del desgaste por fretting se realizó para el par de materiales Incoloy 800 / acero inoxidable austenítico DIN 1.4550, éste último con una composición química y propiedades mecánicas muy similares al acero DIN 1.4541 con el que están fabricados los soportes de los tubos de los generadores de vapor de la CNA-I.

Los ensayos se realizaron en una máquina diseñada y construida por personal del Proyecto EECE para evaluación del desgaste producido por un mecanismo de fretting puro entre un tubo (en este caso de Incoloy 800) y dos cubos que simulan un apoyo plano (acero DIN 1.4550). En la figura 67 se puede apreciar una vista frontal de dicha máquina.

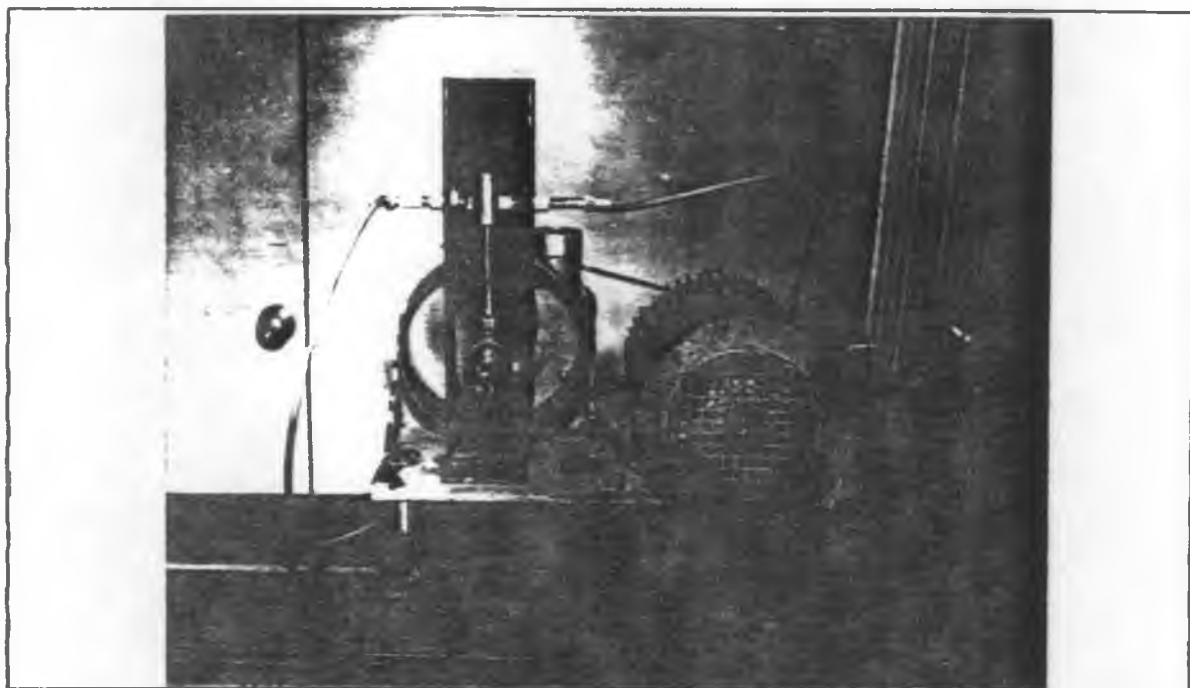


Figura 67: Vista frontal de la máquina de ensayos de desgaste por fretting

El tubo está montado sobre un eje solidario con un excéntrico, que le provee un movimiento alternativo de 70 μm de amplitud pico

a pico, con una frecuencia de 25 Hz. Los cubos ejercen una fuerza de 20 N cada uno en forma constante durante todo el ensayo, ya que están montados en el extremo de los vástagos de dos pistones conectados a una línea de aire comprimido cuya presión es controlada periódicamente. Todos los parámetros de trabajo de la máquina se seleccionaron de manera que se pudieran evaluar los resultados por medio de la teoría del "Work Rate".

El desgaste producido durante los ensayos se cuantificó midiendo la pérdida de peso en los elementos sometidos a fretting. Estas mediciones se realizaron con una balanza electrónica Mettler modelo AG-163 de rango de trabajo entre 0 y 41 gramos y precisión de 0,01 mg. Para el registro del peso inicial del tubo y los cubos se procedió previamente a limpiarlos cuidadosamente y secarlos en aire caliente para evitar influencias en la medición por grasitud o humedad.

Los pesos iniciales de las probetas fueron:

- * Tubo: 12,47730 g
- * Cubo 1: 9,81240 g
- * Cubo 2: 9,78800 g

La evaluación del desgaste se realizó luego de dos ensayos. El primero de ellos con una duración de 600 horas, y el segundo (en realidad una continuación del primero) de 300 horas de duración. Ambos ensayos se realizaron en aire y a temperatura ambiente. Al final de cada ensayo y, antes de la medición de pérdida de peso, el tubo y los cubos fueron nuevamente limpiados y secados en aire caliente, siguiendo el procedimiento inicial. Es necesario hacer notar que mediciones de vibración de los distintos componentes de la máquina cuando ésta se encontraba en

régimen de ensayo revelaron que los cubos de acero vibran en fase con el movimiento del cilindro con una amplitud de 20 μm pico a pico, con lo que el movimiento relativo real entre el tubo y los cubos es de 50 μm . Este inconveniente determinó que, si bien los ensayos se mantuvieron dentro del rango de aplicación de la teoría mencionada, los tiempos de ensayo fueran más largos que los estimados inicialmente.

En la figuras 68 y 69 se observan una de las marcas provocadas por fretting en el tubo luego de las primeras 600 horas de ensayo y de las 300 horas posteriores respectivamente.

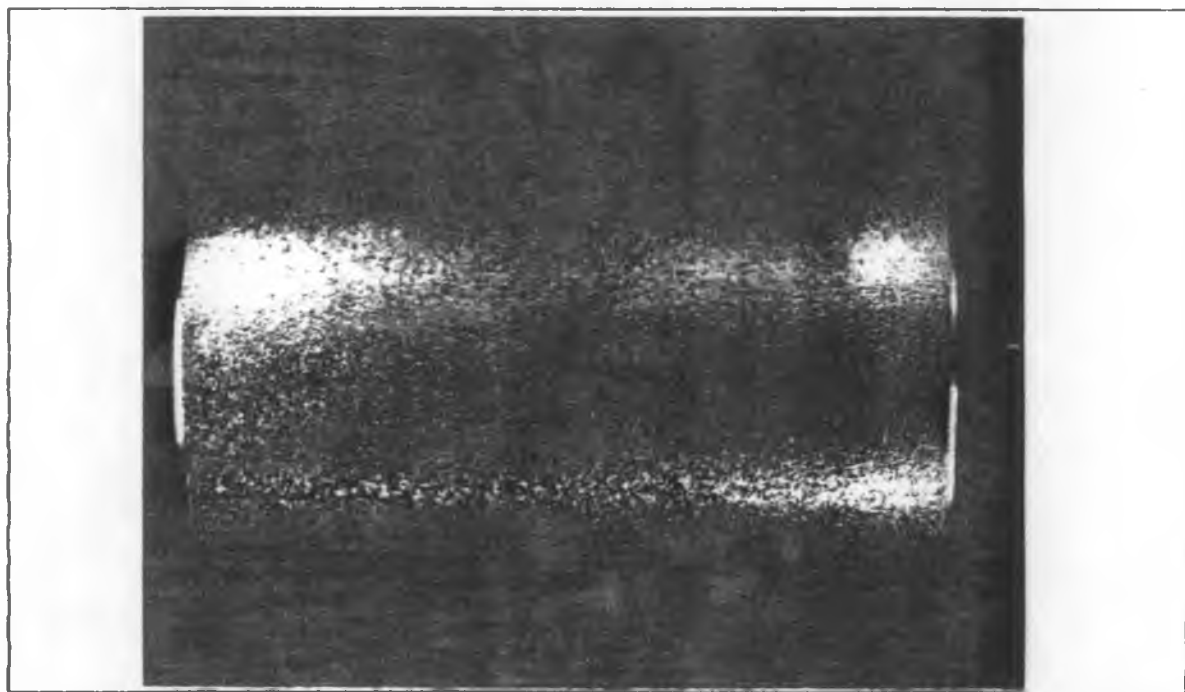


Figura 68: Marca de desgaste por fretting en tubo de Incoloy 800 vs. acero inoxidable DIN 1.4550 luego de 600 horas de ensayo

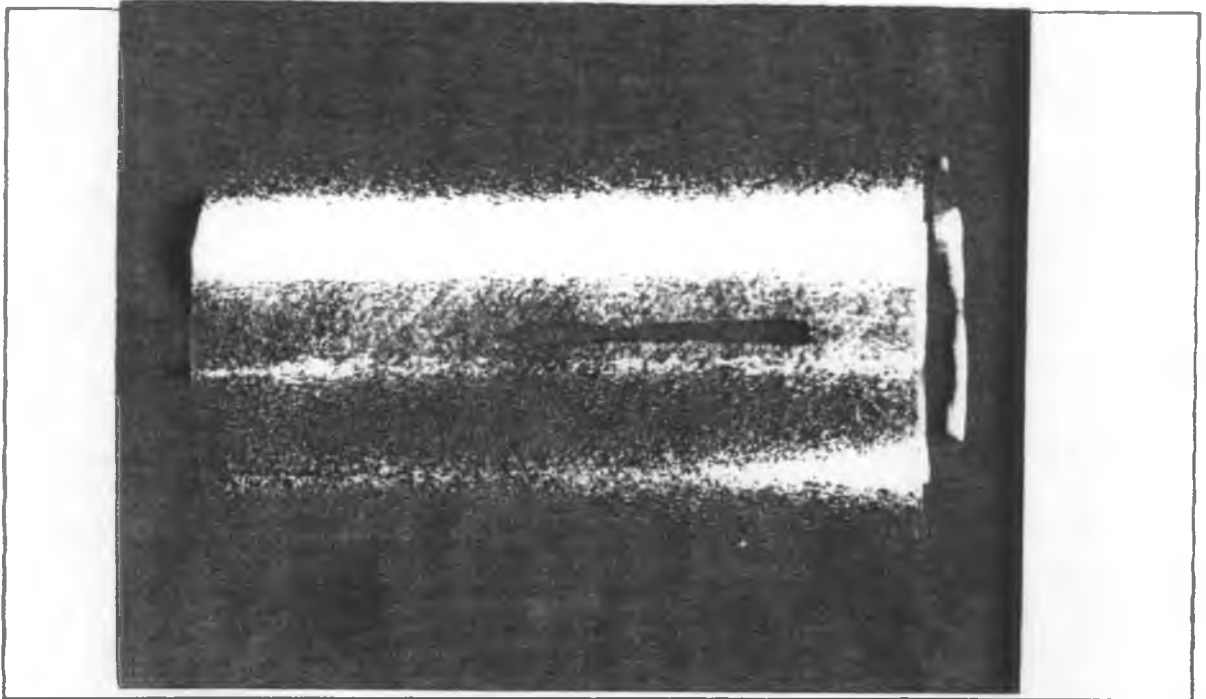


Figura 69: Marca de desgaste por fretting en tubo de Incoloy 800 vs. acero inoxidable DIN 1.4550 luego de 900 horas de ensayo

Los resultados de las mediciones del peso de las probetas en las distintas instancias son los siguientes (en gramos):

	TUBO	CUBO 1	CUBO 2
INICIAL	12,47730	9,81240	9,78800
600 HS.	12,47659	9,81160	9,78740
900 HS.	12,47563	9,81122	9,78715

El cálculo de la constante de desgaste, K , de acuerdo al modelo del "Work Rate", para el tubo y los soportes de acero da como resultado para ambos ensayos ($[K] = \text{Pa}^{-1}$):

	TUBO	CUBO 1	CUBO 2
600 HS.	8,15 e-16	9,26 e-16	6,95 e-16
900 HS.	2,23 e-15	8,80 e-16	5,78 e-16

3) DISCUSION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

En las figuras 70 a 73 se puede observar la variación de la amplitud de los picos de aceleración para las primeras frecuencias naturales de vibración fuera del plano con la potencia de excitación y para distintas luces entre el tubo y los soportes, de acuerdo a los resultados obtenidos en los ensayos realizados para la evaluación de la luz tubo/soporte en el comportamiento dinámico del tubo. La frecuencia de 20 Hz corresponde al caso en que el apoyo superior del tramo curvo sea inactivo, y la de 54 Hz al caso en que todos los apoyos son activos (que a su vez coincide con la frecuencia del segundo modo fuera del plano del primer caso nombrado).

El pico de 54 Hz (figs. 70 y 71) muestra un crecimiento prácticamente uniforme de su amplitud a medida que aumenta la potencia de excitación mientras que el pico de 20 Hz (figs. 72 y 73) muestra un aumento importante de la amplitud para luces mayores de 0,4 mm diametrales entre los niveles 2 y 4 de potencia de excitación. Para excitaciones más importantes disminuyen sus amplitudes acercándose al comportamiento inicial. Estas variaciones sugerirían que, para luces mayores de 0,4 mm y fuerzas de excitación moderadas el apoyo se comporta en forma inactiva, pasando a un comportamiento activo para grandes

potencias de excitación al mantenerse el tubo en contacto con el soporte la mayor parte del tiempo.

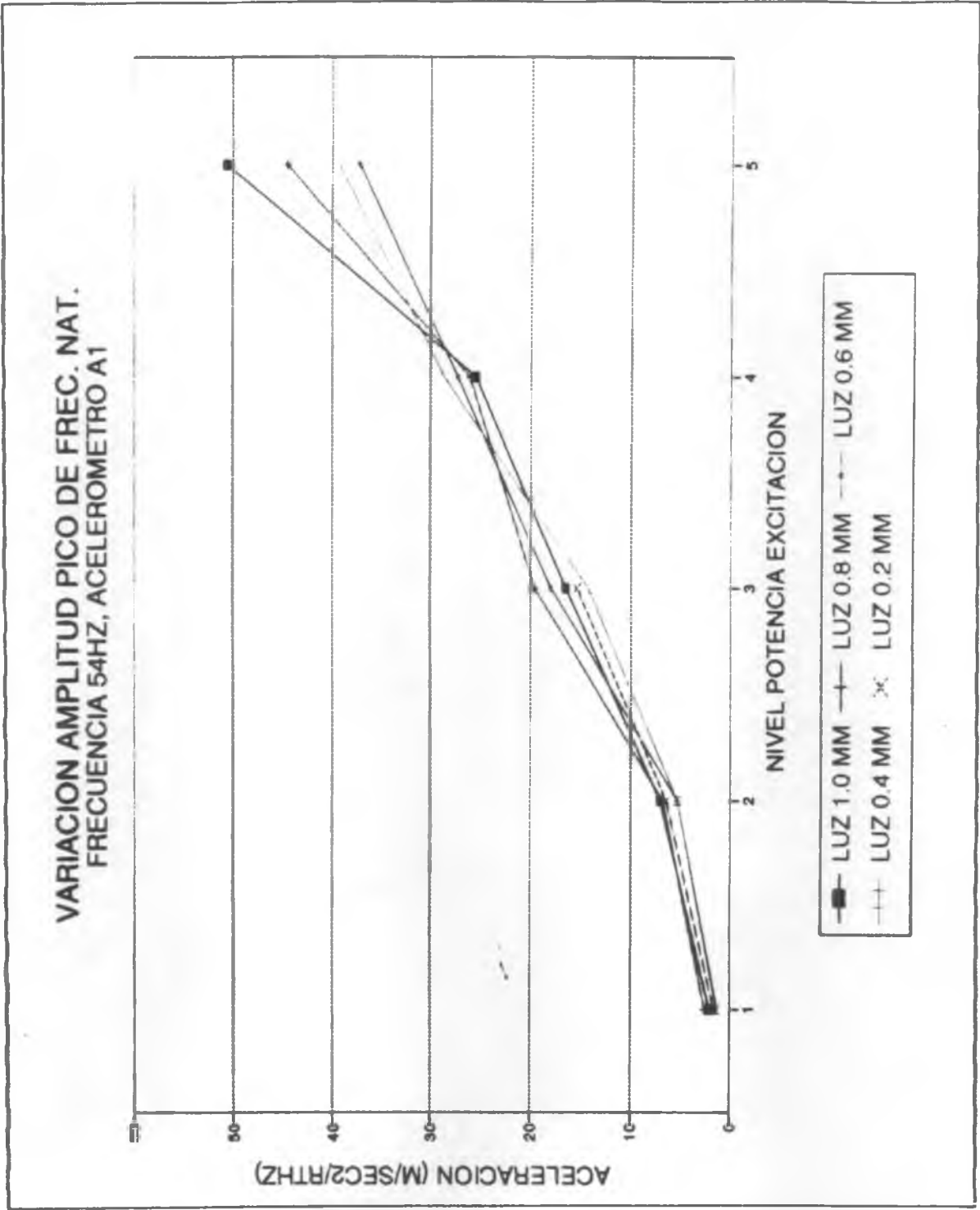


Figura 70: Variación de la amplitud del pico de frecuencia de 54 Hz registrado por un acelerómetro en A1 fuera del plano para distintas luces y potencias de excitación

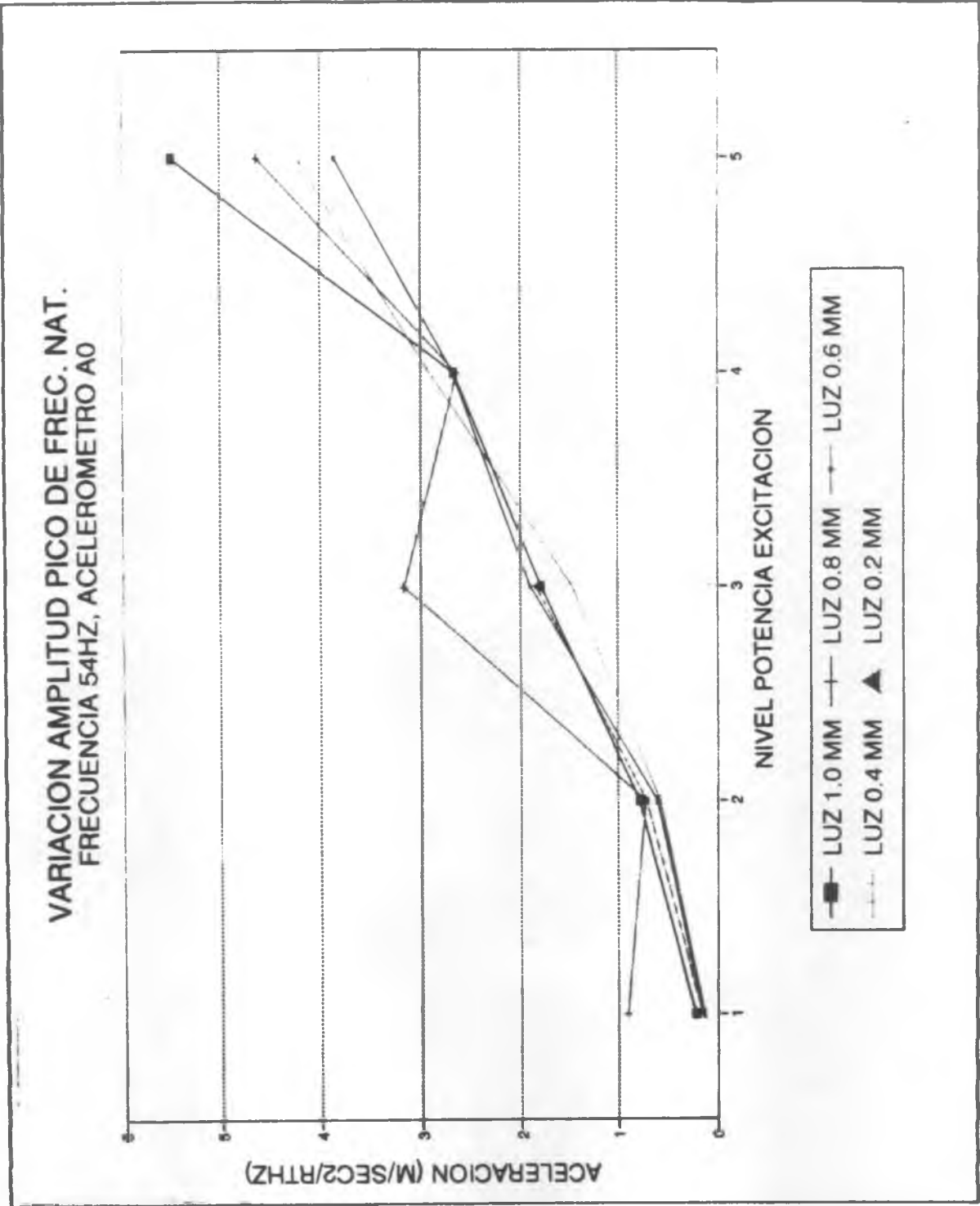


Figura 71: Variación de la amplitud del pico de frecuencia de 54 Hz registrado por un acelerómetro en A0 fuera del plano para distintas luces y potencias de excitación

VARIACION AMPLITUD PICO DE FREC. NAT.
FRECUENCIA 20HZ, ACELEROMETRO A0

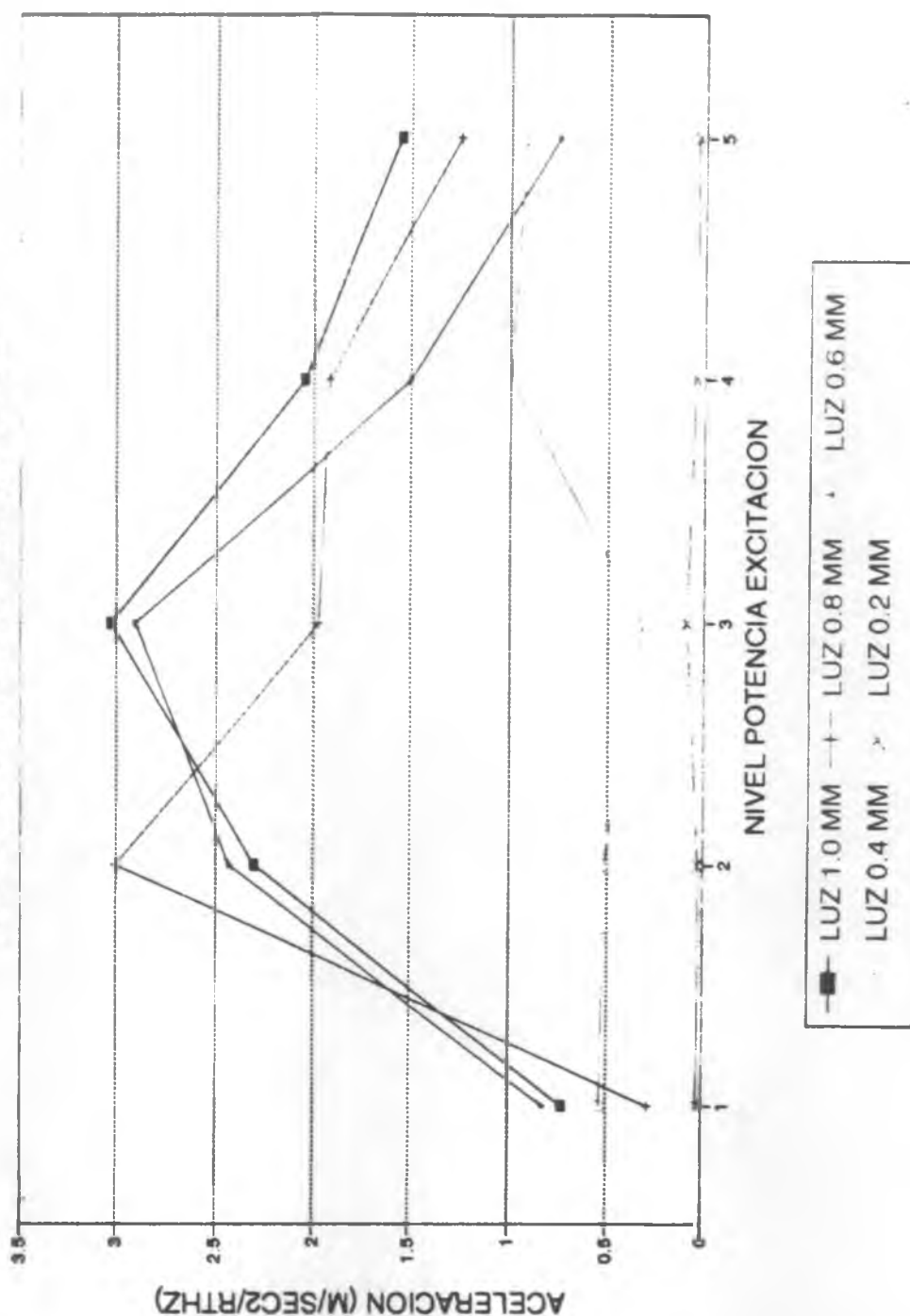


Figura 72: Variación de amplitud del pico de frecuencia de 20 Hz registrado por un acelerómetro en A0 fuera del plano para distintas luces y potencias de excitación

VARIACION AMPLITUD PICO DE FREC. NAT.
FRECUENCIA 20HZ, ACELEROMETRO A1

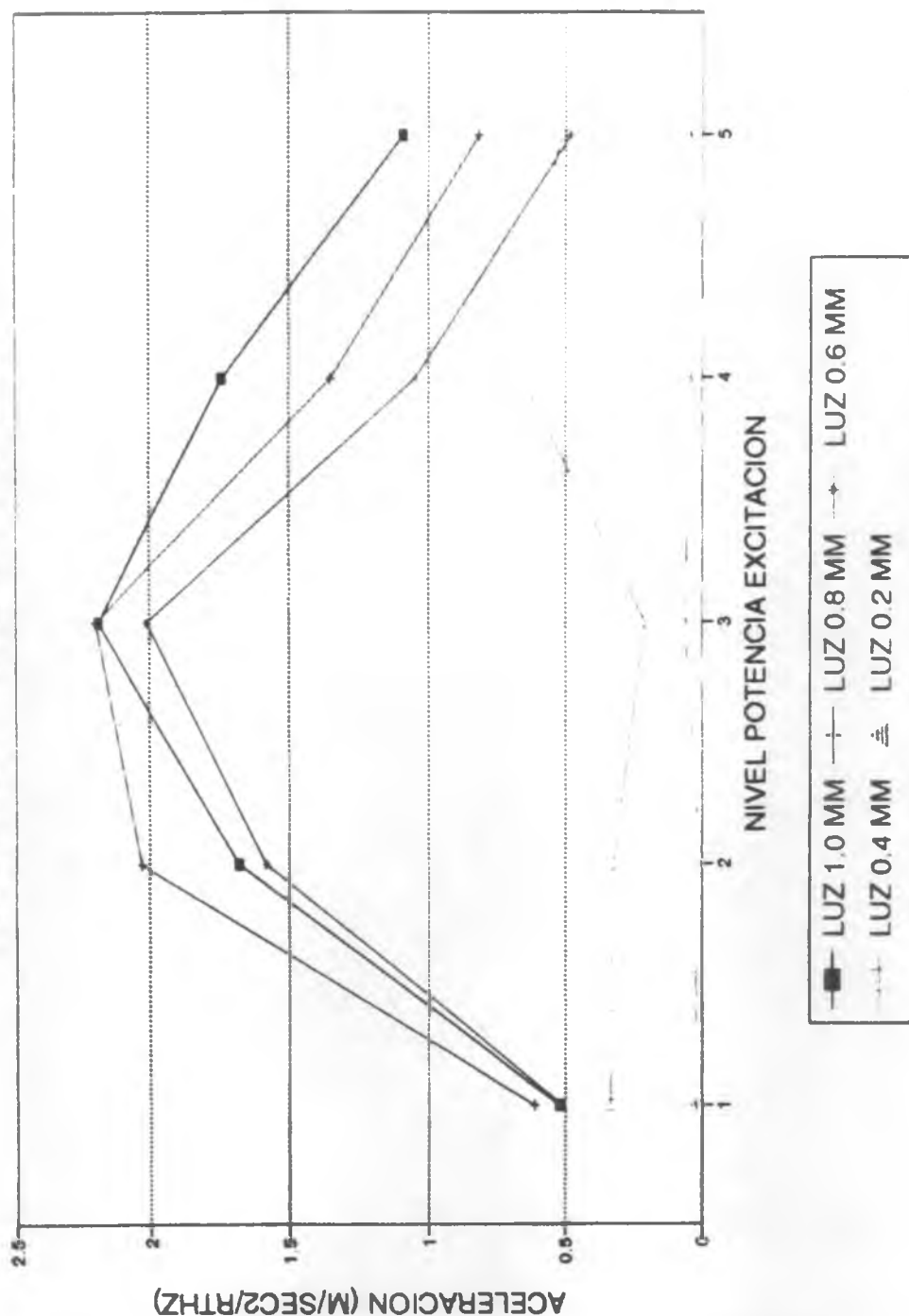


Figura 73: Variación de la amplitud del pico de frecuencia de 20 Hz registrado por un acelerómetro en A1 fuera del plano para distintas luces y potencias de excitación

El análisis de los histogramas de fuerza obtenidos (ver figs. 62 a 66) muestra que para una misma potencia de excitación se produce una transición en el tipo de interacción dinámica entre el tubo y el soporte (de fretting+impactos a impactos puros) cuando se supera un cierto valor de la luz tubo soporte, valor que depende de la excitación. En el caso en que la luz sea constante, para bajos valores de excitación la interacción dinámica es del tipo de impactos puros, transformándose en fretting+impacto cuando la potencia de excitación crece. Por lo tanto, la interacción dinámica tubo/soporte depende, por lo menos, de estos dos parámetros.

En lo que respecta al amortiguamiento del tubo para el primer modo de vibración se produjo un marcado descenso en dicho valor (del 1,2% a cerca del 0,7%) cuando se cambió el apoyo inicial de la parte superior del tramo curvo (sin luz entre el tubo y el soporte) por el apoyo de luces variables. Sin embargo los valores obtenidos para esta última condición de apoyo no muestran una variación significativa del amortiguamiento con las distintas luces. Dichos valores están en concordancia con la guía de diseño recomendada por Pettigrew [8] para el cálculo de amortiguamiento de tubos de GV en gases.

Los valores obtenidos en las experiencias de desgaste por fretting muestran que la tasa inicial de desgaste del Incoloy 800 y del acero DIN 1.4550 son similares pero, mientras el Incoloy 800 registra un aumento importante en la tasa de desgaste con el tiempo la del acero se mantiene casi constante. Para poder plantear una hipótesis que explique dicho comportamiento es necesario convalidar estos resultados por medio de ensaycs de

mayor duración y para distintos valores del parámetro "Work Rate".

4) CONCLUSIONES

El trabajo experimental sobre el modelo a escala 1:1 de un tubo en U del tipo de los GV de la CNA-I y los ensayos de fretting entre un tubo de Incoloy 800 y la simulación de un soporte plano de acero inoxidable DIN 1.4550 permitió llegar a las siguientes conclusiones:

- * Los resultados del comportamiento dinámico del tubo obtenidos por medio del código COSMOS son similares a los obtenidos por medio de las experiencias.

- * La interacción dinámica entre el tubo y el soporte, que condiciona la tasa de desgaste de los materiales, tiene gran dependencia de la luz tubo/soporte y de la fuerza de excitación.

- * La luz tubo/soporte no tiene influencia sobre el amortiguamiento del tubo en aire.

- * Se obtuvo una primera aproximación del valor de la constante de desgaste por fretting para el par Incoloy 800/acero DIN 1.4550.

- * La tasa de desgaste inicial del Incoloy 800 y del acero inoxidable DIN 1.4550 bajo condiciones de fretting puro son similares pero, mientras la de éste último se mantiene constante en el tiempo la del Incoloy 800 tiende a aumentar.

- * Es necesario ampliar los ensayos de fretting puro para confirmar los resultados obtenidos, los que además deberían completarse con ensayos de fretting+impactos e impactos puros, en lo posible en flujo bifásico y alta temperatura.

APENDICE A: DEFINICIONES

1) Parámetros adimensionales

* Geometría:

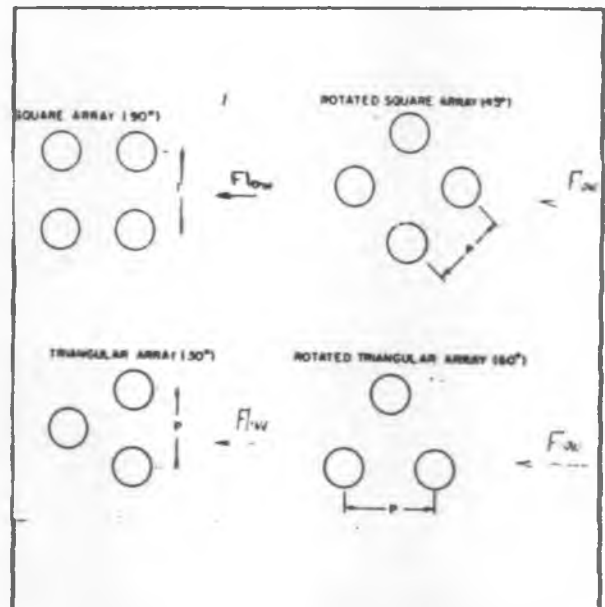
La geometría de un cilindro circular en un fluido infinito puede especificarse por su relación entre su longitud y el diámetro:

$$\frac{l}{d} = \frac{\text{longitud}}{\text{diámetro}}$$

* Relación paso/diámetro:

En un grupo de cilindros circulares es muy importante el arreglo de los tubos. Diferentes arreglos de tubos se especifican por su relación paso a diámetro:

$$\frac{p}{d} = \frac{\text{paso}}{\text{diámetro}}$$



2) Relación de masa:

La relación de masa suele utilizarse como una medida de la susceptibilidad de estructuras livianas a las vibraciones inducidas por fluidos. A menor relación de masa mayor propensión a sufrir vibraciones inducidas por fluidos. Se define como:

$$\frac{M}{\rho l^2}$$

donde:

M = masa por unidad de longitud del modelo

ρ = densidad del fluido

l = longitud característica del modelo (en caso de un cilindro circular su diámetro)

3) Número de Reynolds:

Número adimensional definido como:

$$Re = \frac{Vl}{\nu}$$

V = velocidad libre del fluido

l = longitud característica del modelo

ν = viscosidad cinemática del fluido

Se puede demostrar que el Re es representativo de la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido y da una medida de la transición de un flujo laminar a uno turbulento, del espesor de la capa límite y del campo de flujo al que está sometido un objeto inmerso en el fluido.

4) Velocidad Reducida:

Este parámetro es representativo de la relación entre la energía cinemática del fluido y la energía de deformación en la estructura. La fuerza del fluido es función de la velocidad reducida. Para una estructura circular se define como:

$$V_r = \frac{V}{fd}$$

donde f es la frecuencia de oscilación.

5) Número de Strouhal:

El número de Strouhal es la constante de proporcionalidad entre la frecuencia predominante en el fenómeno de desprendimiento de vórtices, f_s , y la velocidad libre del fluido, V , dividido por el diámetro del cilindro:

$$f_s = S_t \frac{V}{d}$$

El S_t es función de la geometría y del número de Reynolds para flujos de bajo número de Mach ($M = V / c$, donde " c " es la velocidad del sonido).

6) Parámetro de masa-amortiguamiento:

Se define como:

$$\delta_m = \frac{2\pi m\xi}{\rho d^2}$$

donde

ξ = relación de amortiguamiento

m = masa del cilindro más masa hidrodinámica por unidad de longitud

ρ = densidad del fluido

d = diámetro del cilindro

Este parámetro aparece frecuentemente en los problemas de vibraciones inducidas por fluidos.

REFERENCIAS

- [1]: Tucker, R.C., "Wear Failures", Metals Handbook, American Society for Metals, Ninth edition, Vol.11, págs.146-162
- [2]: Pettigrew, M.J. y Campagna, A.O., "Heat exchanger tube vibration: comparison between operating experiences and vibration analyses", AECL Report 6785 (1979).
- [3]: Paidoussis, M.P., "A review of flow induced vibrations in reactors and reactor components", Nuclear Engineering and Design, vol.74 (1982) págs. 31-60
- [4]: Seiveright, G.R., "State of the art report on vibration and fretting wear", Westinghouse Canada Limited Report CWAPD-282 (1975)
- [5]: Pettigrew, M.J.; Carlucci, L.N.; Taylor, C.E. y Fisher, N.J. "Flow induced vibrations and related technologies in nuclear components", Nuclear Engineering and Design, vol. 131 (1991), págs. 81-100
- [6]: Chen, S.S., "Some - issues concerning fluid-elastic instability of a group of circular cylinders in cross-flow", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.111 (1989), págs. 507-518
- [7]: Chen, S.S. y Jendrzeyczyk, J.A., "Characteristics of fluidelastic instability of tube rows in crossflow", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.110 (1988), págs 1-5
- [8]: Pettigrew, M.J., "Flow induced vibrations and related topics" , curso dictado en el Centro Atómico Constituyentes, Noviembre de 1994
- [9]: Pettigrew, M.J. y Taylor, C.E., "Fluidelastic Instability of heat exchanger tube bundles: review and design

recommendations", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.113 (1991), págs. 242-256

[10]: Pettigrew, M.J. y Taylor, C.E., "Two-phase flow induced vibration: an overview", ASME Journal of Presssure Vessel Technology, vol.116 (1994), págs. 233-253

[11]: Taylor, C.E.; Currie, I.G.; Pettigrew, M.J. y Kim, B.S., "Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow: Part 3 Turbulence induced excitation" ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.111 (1989), págs 488-500

[12]: Chen, S.S., "Flow induced vibration of circular cylinders structures" ed. Hemisphere Publishing Corporation (1987)

[13]: Blevins, R.D. y Bressler, M.M., "Acoustic resonances in heat exchangers Part II: Prediction and supresion of resonance" ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.109 (1987), págs. 282-288

[14]: Lobato, A.J., "Introducción a los sistemas "Q" principales del reactor de la C.N.A.", CNEA AC-26/80 (1980)

[15]: Stieding, L.; Stellwag, B.; Wieling, N. y Rieb, R., "Steam generator tubing and associated operating performance", Kerntechnik vol.55 Nro.6 (1990)

[16]: Chen, S.S.; Jendrzejczyk, J.A. y Wambuganss, M.W., "Dynamics of tubes in fluid with tube-baffle interaction", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.107 (1985), págs. 7-17

[17]: Jendrzejczyk, J.A., "Dynamic characteristics of heat exchanger tubes vibrating in a tube support plate inactive mode" ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.108 (1986), págs. 256-266

[18]: Eisinger, F.L., "Eliminating vibration problems in tubular heat exchangers", ASME Pub., PVP 189 (1990), págs.99-106

- [19]: Langford, P.J., "Design, assembly, and inspection of advanced U-bend antivibration bar configuration for PWR steam generators", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.111 (1989), págs. 371-377
- [20]: Goyder, H.G.D. y Teh, C.E., "A study of the impact dynamics of loosely supported heat exchanger tubes", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.111 (1989), págs. 394-401
- [21]: Blevins, R.D., "Flow induced vibration" ed. Van Nostrand Reinhold Company (1977)
- [22]: Pettigrew, M.J.; Goyder, H.G.D.; Qiao, Z.L. y Axisa, F. "Damping of multispan heat exchanger tubes Part I: In gases" Symposium on Special Topics of Structural Vibration, Vol. 104, ASME Pressure Vessel and Piping Conference, Chicago, Ill., July, págs.81-88
- [23]: Pettigrew, M.J. y Gorman D.J. "Experimental studies on flow induced vibration to support steam generators design Part III: Vibration of small tube bundles in liquid and two phase cross flow" AECL Report-5804
- [24]: Pettigrew, M.J.; Rogers, R.J. y Axisa, F., "Damping of multispan heat exchanger tubes Part II: In liquids", Symposium on Special Topics of Structural Vibration, Vol. 104, ASME Pressure Vessel and Piping Conference, Chicago, Ill., July, págs.89-98
- [25]: Rogers, R.J.; Taylor, C.E. y Pettigrew, M.J. "Fluid effects on multispan heat exchanger tube vibration", ASME PVP Conference (1984), en Topics in fluid structure interaction, págs. 17-26
- [26]: Pettigrew, M.J.; Taylor, C.E. y Yasuo A., "Vibration damping of heat exchanger tube bundles in two phase flow", Welding Research Council Bulletin 389 (1994), págs. 1-41

- [27]: Pettigrew, M.J.; Taylor, C.E. y Kim, B.S., "Vibration of tube bundles in two phase cross flow: Part I-Hydrodynamic mass and damping", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.111 (1989), págs. 466-477
- [28]: Chung, H. y Chen, S.S., "Hydrodynamic mass", Argonne National Laboratory, Tech. Memo. ANL-CT-78-49 (1978)
- [29]: Waterhouse, R.B., "Fretting", en Treatise on materials science and technology, vol.13, ed. Douglas Scot, Academic Press (1979), págs.259-286
- [30]: Hoeppner, D.W. y Gates, F.L., "Fretting fatigue considerations in engineering design", Wear, vol.70 (1981), págs.155-164
- [31]: Jones, D.H.; Nehru, A.Y. y Skinner, J., "The impact fretting wear of a nuclear reactor component", Wear, vol.106 (1985), págs.139-162
- [32]: Fisher, N.J.; Chow, A.B. y Weckwerth, M.K., "Experimental fretting wear studies of steam generator materials", ASME PVP, vol.273 (1994), págs.241-255
- [33]: Rice, S.L.; Nowotny, H. y Wayne, S.F., "Characteristics of metallic subsurface zones in sliding and impact wear", Wear vol.74, Nro.1 (1981-1982), págs.131-142
- [34]: Hofmann, P.J.; Schettler, T. y Steininger, D.A., "PWR steam generator tube fretting and fatigue wear phenomena and correlations", ASME Symposium on flow induced vibration and noise (1992), HTD Vol.230, págs.211-236
- [35]: Suh, N.P., "The delamination theory of wear", Wear vol.25 (1973), págs.111-124
- [36]: Panton, R.L., "Incompressible flow", ed. John Wiley and sons, Inc. (1984)

- [37]: Bouecke, R., "Operating experience with steam generators", IAEA/ANL Interregional Training Course, Abril/Mayo 1992, Viena, Austria, Paper 3.1
- [38]: Kim, B.S.; Pettigrew, M.J. y Tromp, J., "Vibration damping of heat exchanger tubes in liquids: effect of support parameters" AECL AmRC-18 (1988)
- [39]: Ko, P.L., "The significance of shear and normal force components on tube wear due to fretting and periodic impact" AECL-8845 (1985)
- [40]: Ko, P.L., "Experimental studies of tube fretting in steam generators and heat exchangers" ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.101 (1979), págs.125-133
- [41]: Ko, P.L. y Basista, H., "Correlation of support impact force and fretting wear for a heat exchanger tube", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.106 (1984), págs.69-77
- [42]: Rice, S.L. "Reciprocating impact wear testing apparatus", Wear, vol.45, Nro.1 (1977), págs.85-95
- [43]: White, F.C.; Noah, S.T.; Kettleborough, C.P. y Griffin, R.B., "An apparatus for the study of wear under dynamic loading conditions", Wear, vol.97, Nro.2 (1984), págs.179-197
- [44]: de Gee, A.W.J.; Commissaris, C.P.L. y Zaat, J.H. "The wear of sintered aluminium powder under conditions of vibrational contact", Wear, vol.7, Nro.6 (1964), págs.535-550
- [45]: Pick, R.J.; Brown, K. y Plumtree, A., "Technics in the study of impact and sliding wear of Zircaloy-4, Wear, vol.52, Nro.2 (1979), págs. 381-392
- [46]: Levy, G. y Morri, J., "Impact fretting wear in CO₂ based environments", Wear vol.106 (1985), págs.97-138
- [47]: Hofmann, P.J.; Schettler, T. y Steininger, T.A., "PWR steam

generator tube fretting and fatigue wear characteristics", ASME PVP Conference (1986), 86-PVP-2

[48]: Ko, P.L., "A brief review of tube fretting wear in heat exchangers", AECL-8272 (1984)

[49]: Kayaba, T. e Iwabuchi, A., "The fretting wear of a 0,45%C steel and austenitic stainless steel from 20 to 650 °C in air" Wear, vol.74 (1981-1982), págs. 229-245

[50]: Cha, J.H.; Wambsganss, M.W. y Jendrzeczyk, J.A., "Experimental study on impact/fretting wear in heat exchanger tubes", ASME Journal of Presssure Vessel Technology, vol.109 (1987), págs. 265-274

[51]: Fisher, N.J.; Taylor, C.E. y Pettigrew, M.J., "Fuel element vibration and bearing pad to pressure tube fretting", AECL-10164

[52]: Blevins, R.D., "Vibration induced wear of heat exchanger tubes", Journal of Engineering Materials and Technology, vol.107, (1985), págs. 61-67