

300617



**UNIVERSIDAD LA SALLE**  
ESCUELA DE INGENIERIA  
INCORPORADA A LA UNAM

41  
2ej

***“Implementación del Mantenimiento Predictivo  
mediante Analisis de Vibraciones  
en una Planta Industrial”***

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

EN EL AREA DE MECANICA

P R E S E N T A :

*María del Carmen Hernández Muñoz*

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

REVISOR DE TESIS:

Ing. Alfredo Heredia Navarro



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## INDICE

INTRODUCCION	Pag 1
CAPITULO 1	
TEORIA DEL MANTENIMIENTO	Pag 3
1.1. INTRODUCCION	Pag 3
1.2. METODOS TRADICIONALES	Pag 5
1.2.1. CORRECTIVO	Pag 5
1.2.2. MANTENIMIENTO PREVENTIVO BASADO EN TIEMPO	Pag 6
1.2.3. MANTENIMIENTO EN CONDICION O PREDICTIVO	Pag 7
1.2.4. VIBRACIONES COMO INDICACION DE LA CONDICION DE LA MAQUINA	Pag 7
1.3. EQUIPOS A APLICAR	
1.3.1. DETECCION DE DAÑOS EN ELEMENTOS ROTATIVOS	Pag 9
1.3.1.1. ¿QUE ES UN ELEMENTO ROTATIVO?	Pag 9
1.3.1.2. ¿POR QUE FALLAN?	Pag 9
1.3.1.3. ¿COMO FALLAN?	Pag 10
1.3.1.4. ¿COMO VIBRAN?	Pag 10
1.3.1.5. ¿COMO SE PUEDE DETECTAR UN BALERO MALO?	Pag 11
1.4. VIBRACION EN ENGRANES Y SU INTERPRETACION PARA DETECCION DE FALLAS	Pag 12
1.4.1. VIBRACIONES EN ENGRANES	Pag 12
1.5. DETECCION DE FRACTURAS EN FLECHAS MEDIANTE ANALISIS DE VIBRACIONES	Pag 15
1.5.1. INTRODUCCION	Pag 15
1.5.2. ORIGENES DEL CRECIMIENTO DE VIBRACIONES	Pag 16

1.5.3. CONSECUENCIAS DE LAS FRACTURAS EN EL COMPORTAMIENTO VIBRACIONAL DE LA BOMBA	Pag 17
CAPITULO 2	
TEORIA DE LAS VIBRACIONES	Pag 20
2.1. CARACTERISTICAS DE VIBRACION Y CHOQUE	Pag 20
2.1.1. VIBRACION PERIODICA	Pag 20
2.1.2. VIBRACION ALEATORIA ESTACIONARIA	Pag 28
2.1.3. VIBRACION NO ESTACIONARIA AL AZAR	Pag 46
2.2. RESPUESTAS DE SISTEMAS MECANICOS A VIBRACIONES Y SHOCKS	Pag 49
2.2.1. RESPUESTA DE SISTEMAS MECANICOS LINEALES A VIBRACIONES. RESONANCIA	Pag 49
2.2.2. VIBRACIONES ROTACIONALES Y TORSIONALES	Pag 61
2.2.3. RESPUESTA DE SISTEMAS MECANICOS A LAS VIBRACIONES ESTACIONARIAS ALEATORIAS	Pag 64
2.2.4. RESPUESTA SHOCK Y ESPECTROS SHOCK	Pag 68
2.3. EFECTOS DE VIBRACIONES Y SHOCK EN LOS SISTEMAS MECANICOS	Pag 69
2.3.1. EFECTOS DAÑINOS DE VIBRACIONES. FATIGA MECANICA	Pag 69
2.3.1.1. EFECTO DEL ESFUERZO MEDIO	Pag 77
2.3.1.2. FATIGA ACUSTICA	Pag 82
2.4. EFECTOS DE VIBRACIONES Y SHOCK EN EL HOMBRE	Pag 84
2.4.1. VIBRACION DE CUERPO ENTERO	Pag 84
CAPITULO 3	
POSIBILIDADES DE DIAGNOSTICO EN EQUIPOS Y PARTES	Pag 93

3.1. MONITOREO DE VIBRACIONES EN TURBINAS DE GAS	Pag 93
3.1.1. INTRODUCCION	Pag 93
3.1.2. VIBRACIONES EN LA TURBINA	Pag 93
3.1.3. MONITOREO DE LAS VIBRACIONES	Pag 95
3.1.4. SELECCION DE FRECUENCIA O RANGO DE FRECUENCIA	Pag 96
3.1.5. COMO MEDIR LA AMPLITUD DE LA VIBRACION	Pag 97
3.1.5.1. PARAMETROS DE MEDICION	Pag 97
3.1.6. VALOR PICO O VALOR RMS	Pag 98
3.1.7. DIAGNOSTICO DE FALLAS	Pag 100
3.2. ANALISIS DE VIBRACIONES EN ENGRANAJES	Pag 103
3.2.1. INTRODUCCION	Pag 103
3.2.2. LAS TECNICAS BASICAS DEL ANALISIS DE VIBRACIONES	Pag 103
3.2.3. INFORMACION EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIAS	Pag 104
3.2.4. EL USO DEL CEPSTRUM	Pag 105
3.2.5. LA MEDICION EN TIEMPO	Pag 107
3.3. ALINEACION	Pag 110
3.3.1. DILATACION TERMICA	Pag 111
3.3.2. METODOS DE ALINEACION	Pag 112
3.3.3. ALINEACION EN FRIO	Pag 113
3.3.4. ALINEACION EN CALIENTE	Pag 114
3.4. BALANCEO	Pag 116
3.4.1. DEFINICIONES Y TEORIA BASICA	Pag 116
3.4.2. EL PROCEDIMIENTO DE BALANCEO	Pag 118
3.4.3. CALCULO DE CORRECCION	Pag 122
3.4.3.1. BALANCEO EN UN PLANO	Pag 122
3.4.3.2. BALANCEO EN DOS PLANOS	Pag 124

3.4.4. CASOS ESPECIALES DE BALANCED	Pag 124
3.4.4.1. ROTORES EN CANTILLIVER	Pag 124
3.4.4.2. VELOCIDAD INESTABLE	Pag 125
3.4.4.3. DESBALANCEDO MUY ELEVADO	Pag 125
3.4.4.4. DESCOMPOSICION DE LA MASA CORRECTIVA	Pag 125
3.4.5. COMPLICACIONES DE BALANCED	Pag 126
3.5. BALEROS	Pag 127
3.5.1. QUE ES UN BALERO O RODAMIENTO	Pag 127
3.5.2. POR QUE FALLA UN BALERO	Pag 127
3.5.3. COMO FALLA UN BALERO	Pag 127
3.5.4. CONSECUENCIAS	Pag 128
3.5.5. LAS VIBRACIONES PRODUCIDAS EN UN BALERO	Pag 128
3.5.6. METODOS DE DETECCION DE VIBRACIONES EN BALEROS	Pag 129
3.5.6.1. MEDICION DEL NIVEL TOTAL	Pag 130
3.5.6.2. MEDICION DEL FACTOR CRESTA	Pag 131
3.5.7. METODOS BASADOS EN MEDICION DE FRECUENCIAS	Pag 132
3.5.8. MEDICION EN ESPECTRO DE VIBRACION	Pag 132
3.5.9. LAS FRECUENCIAS DE IMPACTO EN EL BALERO	Pag 133
3.6. EJEMPLOS DE APLICACION	Pag 135
CONCLUSIONES	Pag 139
BIBLIOGRAFIA	PAG 140

## INTRODUCCION.

En cualquier industria, la eficiencia es la llave del éxito. La efectividad con la cuál la mano de obra y el equipo son usados para convertir materia prima de bajo valor en productos de alto valor determina la capacidad de la industria.

Para maximizar la eficiencia es esencial que la inversión inicial y el tiempo para la concepción de una planta hasta el primer día de producción sean tan pequeñas como sea posible, mientras que la productividad de la planta y su vida operacional sean tan largas como sea posible. Estos factores pueden ser optimizados de varias formas. Es cuando uno considera el requerimiento de una larga vida operacional que el problema de reducir costos de mantenimiento emerge.

La práctica tradicional de mantenimiento de las máquinas en la industria se puede agrupar en dos grandes métodos: Empleo hasta la avería y mantenimiento preventivo temporal. Otro método más nuevo y menos común en nuestro país es el mantenimiento predictivo del cuál existen varias formas de aplicación y pueden ser por medio del termografías, en donde dependiendo del análisis de calor del equipo se puede definir que partes se encuentran dañadas; el análisis de aceite es otro medio de mantenimiento predictivo en el cuál se toman residuos de aceite y se analizan las partículas que se encuentran ahí y eso determina el estado

del equipo. Otro método es el análisis de vibraciones en el cuál mediante las vibraciones producidas por la máquina se determina su condición. Este método es principalmente tratado en este trabajo.



## CAPITULO 1

### TEORIA DEL MANTENIMIENTO

#### 1.1. INTRODUCCION.

Con la tendencia hacia plantas grandes y un gran grado de sofisticación en ambas, producción y automatización, el mantenimiento ha venido ha ser un creciente e importante factor cuando se considera el ciclo de vida de beneficios. Los beneficios conectados a la aplicación del mantenimiento dependen no solo de los costos de mantenimiento sino tambien de la disponibilidad y utilización de la máquina.

Combinando las pesadas penalizaciones pagadas por pérdidas de producción con el incremento de los costos de mantenimiento, el capital ocupado en existencias excesivas o partes de refacción y el siempre creciente costo de labor, los gerentes de mantenimiento no pueden fallar en considerar los beneficios de emplear herramientas de mantenimiento que puedan ayudar a mantener los tiempos de las máquinas en un mínimo absoluto.

El mantenimiento en condición envuelve la apreciación de la condición de una máquina mientras está funcionando. De esta forma, las reparaciones son necesarias cuando existe una indicación de deterioramiento unicamente. Esto puede permitir posteriormente una predicción en tiempo de la falla, y aún un diagnóstico de la falla.

Los beneficios del mantenimiento en condición son interminables; incrementa la utilización de las máquinas y decrementa el costo de mantenimiento, mejora la relación entre los clientes, la calidad, incrementa la disponibilidad de las máquinas, reduce tiempos muertos no programados, reduce el almacenamiento de refacciones, mejora la seguridad.

El monitoreo de vibraciones es una de las formas de implementar el mantenimiento en condición o mantenimiento predictivo y como su nombre lo indica, vincula la continua apreciación de los niveles de vibración de la máquina. El incremento en vibraciones indica un deterioramiento en la condición de la máquina. Un sistema de monitoreo de vibraciones permanente de advertencias cuando los niveles de vibración alcanzan un nivel prefijado.

El monitoreo de vibraciones permanente es usado donde la seguridad de una vigilancia continua es necesaria, dando la más segura advertencia de fallos inevitables, Las áreas de aplicación incluyen: máquinas caras que no tienen un duplicado y que su operación continua es vital para el proceso de producción; maquinaria donde el personal ocasionalmente supervisa su funcionamiento y máquinas operando en un ambiente en donde es imposible para el personal checar su condición.

## 1.2. METODOS TRADICIONALES DE MANTENIMIENTO.

Los diversos métodos de mantenimiento a maquinaria como se conocen hoy en día pueden ser caracterizados en tres secciones como se indican:

- correctivo
- mantenimiento preventivo basado en tiempo y,
- mantenimiento en condición o predictivo.

### 1.2.1. CORRECTIVO.

En las industrias existen muchas máquinas no tan caras y teniendo cada una de ellas un duplicado en el proceso se pueden dejar funcionando hasta la falla. Aquí, la pérdida de producción no es significativa como tampoco la máquina y consecuentemente no hay siempre una ventaja en economía o seguridad al usar métodos de mantenimiento más sofisticados.

En algunos casos, máquinas en procesos largos y sin un duplicado también trabajan hasta la falla. En estos casos es de vital importancia saber qué está trabajando mal y cuando va a haber una falla. Con esta información, la ingeniería de planta puede ordenar de antemano las partes de refacción necesarias antes de la esperada falla y, por lo tanto, evitar un gran almacenamiento de refacciones innecesarias. Además, el personal de mantenimiento estará mejor preparado y se puede esperar efectuar

una mejor reparación en un tiempo más corto. El mantenimiento en condición o predictivo puede proporcionar esta información vital.

#### 1.2.2. MANTENIMIENTO PREVENTIVO BASADO EN TIEMPO.

Cuando máquinas muy importantes no están completamente duplicadas o cuando hay paros de producción no programados, ésto puede resultar en grandes pérdidas; las operaciones de mantenimiento son frecuentemente realizadas en un intervalo de tiempo determinado. Este sistema es, por lo tanto, llamado preventivo basado en el tiempo.

Los intervalos de servicios son frecuentemente determinados estadísticamente como el nuevo período medido desde el tiempo cuando las máquinas son nuevas o con los servicios completos hasta cuando las expectativas de manufactura dicen no más de un 2% de las máquinas que han fallado. La experiencia ha demostrado, de todas formas, que en una vasta mayoría de casos, el mantenimiento basado en el tiempo, no es económico. Un hecho significativo es que en lugar del porcentaje de fallas en las máquinas mejoradas por reemplazo de las partes regularmente, sucede frecuentemente lo opuesto y la confiabilidad de una máquina con servicios nuevos es reducida temporalmente por la interferencia. Como la actual secuencia de fallas para cada máquina no puede ser pronosticada, el mantenimiento preventivo basado en el tiempo no puede ser eficientemente aplicado.

### 1.2.3. MANTENIMIENTO EN CONDICION O PREDICTIVO.

Con este método cada máquina es considerada individualmente por ser reparadas en intervalos medidos de condición para obtener un valor cuantitativo de la "salud" de la máquina. En este sentido los servicios son solo permitidos cuando las mediciones muestren que deben ser necesarios.

La aplicación del mantenimiento en condición o predictivo puede ser considerada en dos formas: Condiciones de chequeo que implica el tomar mediciones de rutina y compararlas a un máximo nivel aceptable; y monitoreo que incluye mediciones extrapoladas en orden para predecir cuándo niveles inaceptables son alcanzados y cuándo la máquina debe tener servicio.

Usando mantenimiento en condición, los elementos probabilísticos en predicción de fallas son eliminados y la vida de la máquina es mayor. Con este mantenimiento, la inversión inicial para reconocimientos, equipo, entrenamiento, etcétera, puede rápidamente ser recuperada.

### 1.2.4. VIBRACIONES COMO INDICACION DE LA CONDICION DE LA MAQUINA.

El objeto de monitorear la condición es, por supuesto, obtener una indicación de la condición de la máquina. Esto puede ser hecho registrando varias cantidades físicas de la máquina en cuestión ya sea individualmente o combinada. Métodos como el

funcionamiento pueden ser empleados, pero esta sola cantidad dando la mayor información acerca del desarrollo de fallas en un rango más ancho es el monitoreo de vibraciones. Este es el método más ampliamente usado para juzgar condiciones dinámicas. Como la naturaleza de la vibración es específica para muchos componentes haciendo única a la máquina, cualquier falla puede ser localizada. Las condiciones dinámicas que pueden ser medidas son muchas, entre ellas están el desbalanceo, fallas en baleros, desgaste en engranes, velocidades críticas, fricciones, pérdidas y desalineamiento.

### 1.3. EQUIPOS A APLICAR.

#### 1.3.1. DETECCION DE DAÑOS EN ELEMENTOS ROTATIVOS.

La manera más simple de detectar estas fallas es regularmente hacer mediciones a todos los niveles de vibración en la caja del balero. Una forma similar, pero más significativa es el medir el factor cresta de la vibración. De cualquier manera, las posibles advertencias prematuras están dadas por comparar regularmente el porcentaje constante del espectro de amplitud de banda (CPB) de la vibración.

##### 1.3.1.1. ¿Qué es un elemento rotativo?

Los elementos rotativos soportan y se localizan en las flechas de las máquinas. El término "elemento rotativo" incluye las bolas de un balero como la parte donde giran. Los elementos rotativos de un balero operan con una acción rotativa mientras que un balero normal opera con una acción de deslizamiento.

##### 1.3.1.2. ¿Por qué fallan?

Los elementos rotativos de un balero fallan porque existen errores de manufactura; ensamblado, carga o lubricación impropias, o porque el ambiente en que se desarrollan es muy difícil. De todas formas, aún si un balero está perfectamente

bien hecho, ensamblado, etcétera, eventualmente fallará ya sea por fatiga del material en que está fabricado.

#### 1.3.1.3. ¿Cómo fallan?

La mayoría de las fallas ocasiona el crecimiento de discontinuidad en la carrera del balero o en un elemento rotativo. Con el tiempo la discontinuidad se extiende y, si el balero sobrevive lo suficiente, puede eventualmente haber desgaste.

#### 1.3.1.4. ¿Cómo vibran?

La vibración producida por un balero es baja en nivel y aparece como ruido aleatorio.

Cuando una falla se empieza a desarrollar, la vibración producida por el balero cambia: cada vez que un elemento rotativo encuentra una discontinuidad, hay como resultado un pulso de vibración. Los pulsos de vibración resultantes se repiten periódicamente en un rango determinado por la localización de la discontinuidad y por la geometría del balero. Estos rangos de repetición son conocidos como la frecuencia de baleros. Más específicamente, la frecuencia de paso de la bola fuera de la carrera exterior (BFPO) para una falla en la carrera exterior; la frecuencia de paso de la bola en la carrera interior (BFPI) para falla en la carrera interior.



#### 1.3.1.5. ¿Cómo se puede detectar un balero malo?

La forma más sencilla de hacerlo es tomando regularmente mediciones del RMS (cuadrado medio de la raíz) sobre todos los niveles de vibración en la carcasa del balero. Esta técnica envuelve la medida del RMS de los niveles de vibración sobre un amplio rango de frecuencias.

#### 1.4. VIBRACION EN ENGRANES Y SU INTERPRETACION PARA DETECCION DE FALLAS.

##### 1.4.1. VIBRACIONES EN ENGRANES.

Un elemento importante en la vibración de engranes es la señal periodica en el rango de embonado de los dientes que tiene que ver con las desviaciones del perfil de los dientes.

Las fuentes de dichas desviaciones son las deflexiones de los dientes bajo cargas, y los errores geométricos en el perfil mismo, son el resultado de un proceso inicial de maquinado.

Tomando primero la deflexión del diente bajo carga, éste tiende a una señal en forma de ola de naturaleza escalonada. Esta deflexión del diente es dependiente en forma muy baja, aunque es posible compensarla en el perfil. Por lo tanto, es normal encontrar componentes de vibración en la frecuencia del embonado de los dientes y en sus armónicas, representando estos efectos de deflexión, que son los mismos para cada embonado. Por lo que las mediciones tienen que ser hechas con la misma carga.

Considerando los errores del perfil relacionados con el proceso de maquinado, una parte puede ser identica a cualquier diente y puede ser mostrada en la frecuencia de embonado y en sus armónicas. Estas no son identicas para cada diente y pueden caer

dentro de la categoría de componentes "fantasmas" o vibraciones aleatorias. La tendencia para dichos componentes viene a ser más pequeña con el tiempo.

El término componentes fantasmas está aplicado a aquéllas fallas periódicas introducidas en un engrane por el proceso de maquinado y que corresponde a números diferentes de dientes de los que existen. Estos normalmente corresponden al número de dientes de un piñon en el cuál la pieza de trabajo está montada.

Las siguientes propiedades de los componentes fantasmas normalmente dan una fuerte indicación de ellas.

- Usualmente corresponden al número de dientes del piñon y deben aparecer en la armónica de la velocidad de un engrane en particular.
- Siendo el resultado de un error geométrico compuesto, no deben ser muy dependientes de carga.
- Existe una tendencia, para los componentes fantasmas, de volverse más pequeños como resultado del desgaste.

Despues de un mes de condiciones de trabajo, la frecuencia de embonando se incrementa cerca de 6 dB, mientras que al mismo tiempo los componentes fantasmas se irán hacia abajo hasta cerca de 5 dB. Ambos efectos son típicos del desgaste.

## 1.5. DETECCION DE FRACTURAS EN FLECHAS MEDIANTE ANALISIS DE VIBRACIONES.

### 1.5.1. INTRODUCCION.

En la industria la mayoría de las bombas centrífugas son usadas para diferentes clases de líquidos. Las condiciones de operación sin problemas de estas bombas son indicación de una larga operación. Pero también las razones de seguridad -especialmente en plantas nucleares- tienen una gran influencia, donde se tiene que ver con paros de bombas primarias por fractura de flecha, un flujo menor de líquido enfriante puede dirigir a un sobrecalentamiento de los elementos.

En cada bomba se tienen fuerzas dinámicas que provienen de fuentes mecánicas e hidráulicas, que pueden ser vistas como razón del comportamiento de vibración característico. Estas vibraciones son una carga mecánica adicional, que puede conducir a una operación con problemas o en caso extremo afectar a la misma bomba. Por lo tanto, es necesario para una operación sin problemas de una bomba, limitar estas vibraciones. Si la bomba y si la flecha están trabajando bajo condiciones nominales -condiciones de entrada de flujo correctas, balanceo óptimo, etcétera- supuestamente no habrá problemas. Pero si las vibraciones exceden de algunas limitaciones, eso puede ser una indicación de problemas mecánicos o hidráulicos. Por lo tanto, las mediciones de vibración son una herramienta muy útil para el

monitoreo de las condiciones de vibración y se pueden usar métodos muy útiles para detectar fallas tempranas como fracturas en las flechas. Para esto, es posible crear un sistema de mantenimiento predictivo, proveyéndose de las partes de refacción necesarias y un programa de mantenimiento.

#### 1.5.2. ORIGENES DEL CRECIMIENTO DE VIBRACIONES.

El origen del incremento de vibración puede ser muy variado. Se tiene que distinguir entre el sistema inducido (Planta) y los problemas específicos de la bomba.

Problemas relacionados al sistema:

- Comportamiento dinámico desafortunado.
- Excitación relacionada con la unidad impulsora (motor, engranes, etcétera).
- Condiciones de entrada desfavorables como baja entrada de presión (cavitación).
- Fluctuaciones de presiones altas relacionadas con inestabilidad hidráulica del sistema completo.

Problemas relacionados a la bomba misma:

- Excentricidad mecánica de las partes relacionados con un balanceo inexperto de las condiciones de funcionamiento como la corrosión, cavitación, etcétera.

- Comportamiento dinámico desfavorable del rotor relacionado con los espacios libres en los sellos o baleros.
- Defectos mecánicos en baleros.
- Fracturas en el rotor.

### 1.5.3. CONSECUENCIAS DE LAS FRACTURAS EN EL COMPORTAMIENTO VIBRACIONAL DE LA BOMA.

Antes de que se pueda diagnosticar una fractura en la flecha por análisis de vibraciones, la influencia de esta fractura en el comportamiento vibracional debe ser notado.

La respuesta de un sistema oscilatorio está influenciada por los siguientes factores:

- Excitación vibracional.
- Rigidez.
- Atenuación.

Si la fractura crece a un área seccional no simétrica cruzada de la flecha, la cuál tiene que ver con la carga neta de la flecha a una dependencia direccional de rigidez de cambio (deflexión) y, por lo tanto, a una excitación adicional de la vibración de la flecha. Esto puede ser visto mediante la incrementación de la desviación de carrera de la máquina.

Este efecto ocurre también durante las mediciones de vibración de

la flecha en los rotores de bombas y turbinas con fracturas bajo condiciones de trabajo.

La frecuencia característica de flexión de la flecha cambiará menos con el inicio de la fractura, porque para poca profundidad en la fractura la rigidez solo disminuye en un área muy estrecha alrededor de la fractura.

Cuando la fractura incrementa la decrementada área seccional cruzada, tiene una influencia visible en el comportamiento vibracional de la flecha. Finalmente existen grandes cambios en la rigidez, lo que tiene una gran influencia en la frecuencia característica de flexión de la flecha del rotor.

Desde un punto de vista teórico para un rotor con fractura se puede distinguir entre la llamada fractura cerrada y la fractura abierta, que pueden ser hechas por un corte de vista. Dependiendo de la clase de fractura, ya sea que es abierta o cerrada, o de la posición de su ángulo de rotación, la flecha es más o menos flexible. Debido a los efectos rotacionales, la elasticidad cambia periódicamente, donde las armónicas más grandes están excitadas. Evidentemente la influencia de la fractura así como la posición del ángulo de rotación hacia la rigidez puede ser mostrado por una deflexión estática durante una revolución.

Las fracturas abiertas causan una deflexión en la segunda



armónica de la frecuencia de rotación en la horizontal así como en la dirección vertical. En cada revolución la flecha pasa dos veces en una pista circular. Las fracturas cerradas presentan entre los ángulos  $90^\circ$  y  $270^\circ$ , el mismo comportamiento. Si la fractura es solo algunas veces abierta, el cambio en la rigidez es insignificante y la pista circular es mayormente relacionada con la frecuencia de rotación.

## 2.1. CARACTERISTICAS DE VIBRACION Y CHOQUE

## 2.1.1. VIBRACION PERIODICA

La vibración periódica puede verse como un movimiento oscilante de una partícula o un cuerpo con respecto a una posición de referencia, repitiéndose el movimiento en sí mismo en forma exacta después de ciertos periodos de tiempo. La forma más simple de vibración periódica es el llamado movimiento armónico que al graficarse como una función del tiempo, se representa como una curva sinusoidal, Fig 1. En esta gráfica T es el periodo de vibración, esto es el tiempo que transcurre entre dos condiciones de movimiento sucesivas y exactamente iguales.

La frecuencia de vibración está dada por la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{T} \quad (1)$$

Cambiando a la magnitud de vibración, ésta puede estar caracterizada por diferentes cantidades, todas ellas teniendo relaciones matemáticas definidas entre ellas mismas siempre que se considere un movimiento armónico.

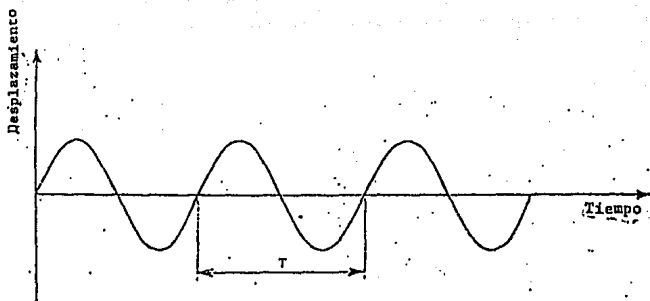


Fig. 1

Ejemplo de una señal de vibración de una armónica pura.

Si la vibración tiene la forma de una oscilación translacional pura a lo largo solo de uno de los ejes (x), el desplazamiento instantáneo de una partícula (o cuerpo) de la posición de referencia puede describirse matemáticamente mediante la siguiente ecuación: (2)

$$x = X \text{ pico} \text{ sen } (2\pi t/T) = X \text{ pico} \text{ sen } (2\pi ft) = X \text{ pico} \text{ sen } (wt) \quad (2)$$

donde:

$w = 2\pi f$  = frecuencia angular

$X \text{ pico}$  = desplazamiento máximo de la posición de referencia.

$t$  = tiempo

Conforme la velocidad de una partícula en movimiento (o cuerpo) es la velocidad de tiempo de cambio del desplazamiento, el movimiento puede también describirse en términos de la velocidad (v) :

$$v = dx/dt = wX \text{ pico} \cos (wt) - v \text{ pico} \cos (wt) = v \text{ pico} \text{ sen } (wt + \pi/2) \quad (3)$$

Finalmente, la aceleración (a) del movimiento es la velocidad de tiempo de la velocidad:

$$a = dv/dt = d^2x/dt^2 = -\omega^2 X \text{ pico } \sin(\omega t) =$$

$$-A \text{ pico } \sin(\omega t) = A \text{ pico } \sin(\omega t + \pi). \quad (4)$$

De las ecuaciones anteriores se puede observar que la forma y el período de vibración permanece igual, ya sea que se estudie el desplazamiento, la velocidad o la aceleración. Sin embargo la velocidad lleva el desplazamiento mediante un ángulo de fase de 90 grados ( $\pi/2$ ) y la aceleración una vez más dirige la velocidad mediante un ángulo de fase de 90 grados ( $\pi/2$ ). Como valores de caracterización para la magnitud, se han utilizado los valores de los picos, esto es  $X$  pico,  $V$  pico y  $A$  pico. La descripción de la magnitud en términos de los valores de los picos es muy útil en tanto se considere una vibración armónica pura, ya que esta aplica directamente en las ecuaciones dadas arriba. Si, por otro lado, se van a estudiar vibraciones más complejas pueden preferirse otras cantidades descriptivas. Una de las razones para esto, es que el valor del pico describe la vibración en términos de una cantidad que depende solo de una magnitud de vibración instantánea sin considerar la historia del tiempo para producirla.

Otra cantidad descriptiva que sí toma en cuenta la historia del tiempo, es el valor absoluto promedio, definido como:

$$X \text{ promedio} = 1/T \int_0^T |x| dt$$

A pesar de que esta cantidad toma en cuenta la historia del tiempo de la vibración sobre un período (T), se ha encontrado que es de interés práctico limitado. Una cantidad descriptiva de mucho más utilidad que también toma en cuenta la historia del tiempo, es el valor de RMS (cuadrado medio de la raíz) (Fig 2):

$$X_{rms} = \sqrt{1/T \int_0^T x^2(t) dt} \quad (5)$$

La razón mayor para la importancia del valor de RMS como una cantidad descriptiva es su simple relación con el contenido de potencia de las vibraciones.

Para un movimiento armónico puro la relación entre los diversos valores es:

$$X_{rms} = \frac{\pi}{2\sqrt{}} X_{prom} = \frac{1}{\sqrt{2}} X_{pico}$$

Una forma más general de estas relaciones puede darse mediante la siguiente ecuación:

$$X_{RMS} = F_t X_{prom} = \frac{1}{F_c} X_{pico} \quad (6)$$

$$F_t = \frac{X_{RMS}}{X_{prom}} ; \quad F_c = \frac{X_{pico}}{X_{RMS}}$$

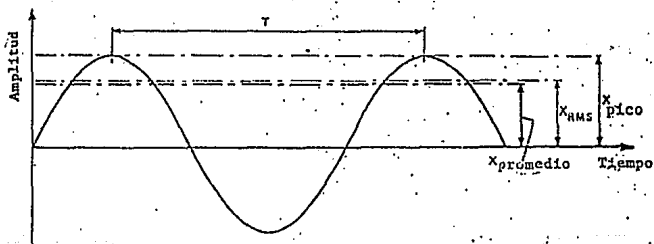


Fig. 2.

Ejemplo de una señal de vibración de una armónica con indicación del pico, el RMS y el valor promedio absoluto.

Los factores  $F_t$  y  $F_c$  son llamados "factor-forma" y "factor cresta", respectivamente y proporcionan cierta indicación de la forma de la onda de las vibraciones que se estudian.

Para un movimiento armónico puro:

$$F_t = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1.11 \quad (= 1\text{dB})$$

$$F_c = \sqrt{2} = 1.414 \quad (= 3\text{dB})$$

La mayoría de las vibraciones que nos encontramos día a día no son movimientos armónicos puros aunque muchos de ellos pueden ser caracterizados como periódicos. Un movimiento periódico típico no-armónico se muestra en la Fig. 3 (aceleración del pistón de una máquina de combustión). Determinando los valores del Pico, del Absoluto Promedio y de RMS de esta vibración, así como el factor-forma y el factor cresta, se obtiene mucha información de utilidad y puede concluirse en forma clara que el movimiento no es armónico. Sin embargo, será prácticamente imposible, en base a esta información, predecir todos los efectos varios que la vibración pudiera producir en los elementos estructurales conectados. Por lo tanto, otros métodos de descripción deben ser usados.

Uno de los métodos descriptivos más poderosos, es el método del análisis de frecuencia. Este se basa en el teorema matemático formulado primero por FOURIER, que establece que cualquier curva periódica, no importando su complejidad, puede verse como una combinación de varias curvas



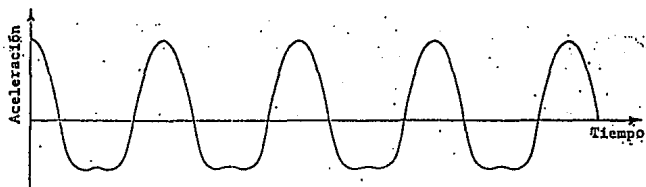


Fig. 3

Ejemplo de un movimiento periódico no armónico.

sinusoidales puras con frecuencias armónicamente relacionadas.

$$f(t) = X_0 + X_1 \text{sen}(wt + \phi_1) + X_2 \text{sen}(2wt + \phi_2) + X_3 \text{sen}(3wt + \phi_3) + \dots + X_n \text{sen}(nwt + \phi_n) \quad (7)$$

El número de términos requeridos puede ser infinito, pero en ese caso, conforme el número de elementos en las series se incrementa, se vuelve una aproximación crecientemente mejor a la curva original. Los diversos elementos constituyen el espectro de frecuencia de la vibración. En la Fig 4, el movimiento periódico no armónico de la Fig 3, es retirado junto con las dos curvas armónicas más importantes representando su espectro de frecuencia. Un método más conveniente de representar este espectro se muestra en la Fig. 5b, mientras que la Fig 6 muestra algunos ejemplos más de funciones de tiempo periódicas y sus espectros de frecuencia. Un hecho específico de vibraciones periódicas que se vuelve claro al observar las Figuras 5 y 6, es que sus espectros consisten de líneas discretas cuando se presentan en el así llamado dominio de frecuencia (Figs 5 b y 6 b). Esto está en oposición con las vibraciones aleatorias que muestran espectros de frecuencia continuos.

#### 2.1.2. VIBRACION ALEATORIA ESTACIONARIA

Las vibraciones aleatorias se encuentran con frecuencia en la naturaleza y pueden ser caracterizadas como procesos

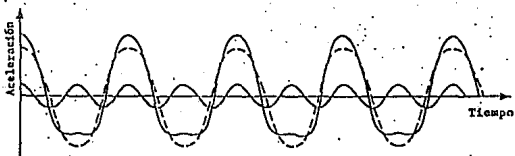


Fig. 4

Ilustración de cómo la forma de la ola mostrada en la figura 3 puede romperse en una suma de ondas sinusoidales.

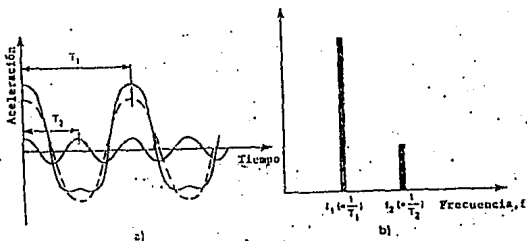


Fig. 5

Ilustración de cómo la señal puede ser descrita en términos de frecuencia.

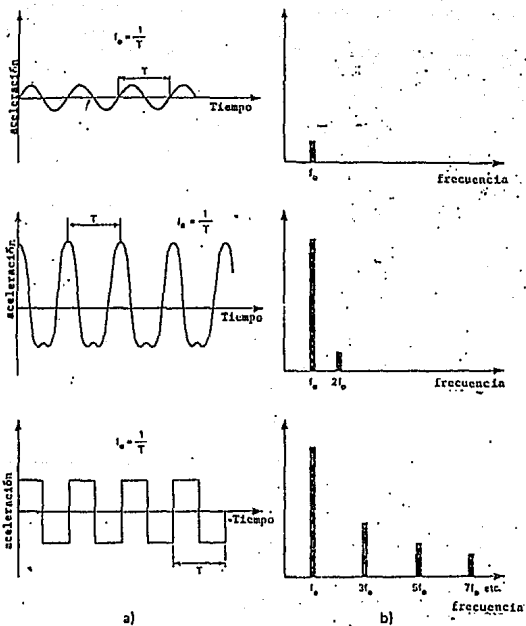


Fig. 6

Ejemplos de señales periódicas y sus espectros de frecuencia  
 a) Descripción en el tiempo  
 b) Descripción en la frecuencia

vibratorios en los cuales las partículas vibrantes llevan ciclos de movimientos irregulares que nunca repiten en sí mismos en forma exacta, ver Fig. 7.

Para obtener una descripción completa de las vibraciones, es necesario teóricamente por tanto un registro de tiempo infinitamente largo. Esto es por supuesto, un requisito imposible y deberían ser usados registros finitos de tiempo en la práctica. Aún así, si el registro del tiempo se vuelve demasiado largo, también se volverán medios muy inconvenientes de descripción y otros métodos se han visualizado y usado comúnmente. Estos métodos tienen su origen en la mecánica estadística y en la teoría de comunicación e involucran conceptos tales como distribuciones de probabilidad de amplitud y densidades de probabilidad y espectros de frecuencia vibración continuos en términos de las densidades espectrales del cuadrado medio.

Sin ir más allá del detalle matemático, el significado de los conceptos anteriores debería ser brevemente revisado debido a su importancia en relación a las mediciones prácticas de vibración.

El concepto de probabilidad es de origen matemático e indica la probabilidad de que se efectúe un evento en particular. Si el evento en cuestión es absolutamente seguro que se presente la probabilidad de ocurrencia del evento se dice que

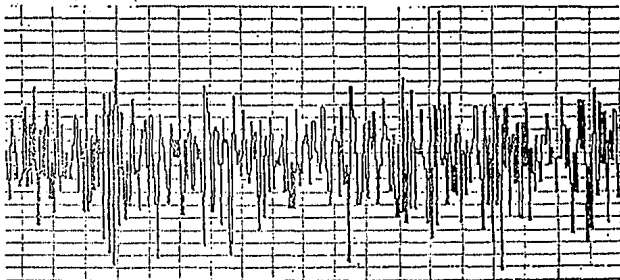


Fig. 7

Ejemplo de una señal de vibración aleatoria.

es uno. Por otro lado, si el evento en cuestión es seguro que no se presente la probabilidad de ocurrencia se dice que es de cero. En consecuencia las probabilidades son, en el sentido usado aquí, números positivos reales entre 1 y 0.

En el estudio de procesos continuos tales como las vibraciones estacionarias al azar es a menudo conveniente usar el concepto de densidad de probabilidad en vez de probabilidad. Físicamente la densidad de probabilidad puede definirse como la probabilidad para encontrar valores instantáneos de amplitud dentro de un cierto intervalo de amplitud  $\Delta X$ , dividido entre el tamaño de tal intervalo (por lo tanto: la densidad), ver figura 8. Esto significa que mientras las probabilidades son cantidades sin dimensión la densidad de probabilidad es una cantidad que tiene una cierta dimensión.

Matemáticamente formulada la densidad de probabilidad a un cierto nivel especificado de amplitud  $X$  es:

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x) - P(x + \Delta x)}{\Delta x} \quad (8)$$

Aquí,  $p(x)$  designa la densidad de probabilidad mientras que  $P(x)$  es la probabilidad de que cualquier valor de amplitud instantánea, exceda el nivel  $x$  y  $P(x + \Delta x)$  es la probabilidad de ocurrencia de valores instantáneos de amplitud que excedan el nivel  $x$  más  $\Delta x$ . Graficando el valor de  $p(x)$  para todos los valores de  $x$ , se obtiene una

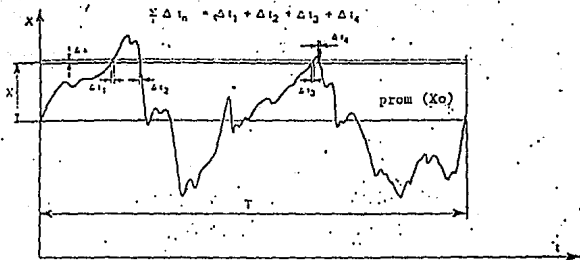


Fig. 8



curva de densidad de probabilidad que tiene la característica que al integrarse de la curva de un valor  $x_1$  a un valor  $x_2$  inmediatamente nos indica la probabilidad de ocurrencia de valores instantáneos de amplitud dentro del intervalo  $(x_2 - x_1)$  independiente de la magnitud real de  $x_1$  y de  $x_2$ . La presentación de datos de probabilidad experimental en términos de curvas de densidad de probabilidad lleva algunas ventajas ya que permite la comparación directa de datos entre los experimentos (y entre los experimentadores) en forma independiente del ancho del intervalo de amplitud,  $\Delta x$ , usado en el experimento. Finalmente se presentan datos de probabilidad teórica comúnmente en forma de curvas de densidad de probabilidad y este método de presentación debe en consecuencia ser considerado como el mayormente aceptado en forma genérica.

A partir de la definición de densidad de probabilidad se sigue integrando la curva de densidad de probabilidad sobre todos los posibles valores de amplitud, la magnitud de la integral será de uno (debido a que la probabilidad de encontrar un cierto valor de amplitud dentro de todos los valores posibles de amplitud es de uno). El procedimiento práctico involucrado para convertir los datos experimentales y teóricos en datos de densidad de probabilidad asegurando que el área bajo la curva de densidad de probabilidad es uno, se llama normalización. La curva más comúnmente conocida y con densidad de probabilidad normalizada, es la curva normal (Gaussian), que se muestra en la figura 9.

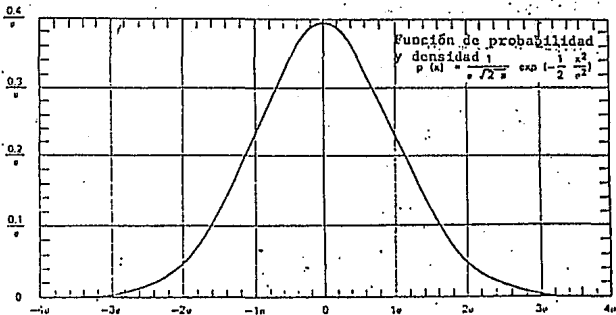


Fig. 9

La curva de densidad de probabilidad Gaussiana normalizada.

Aún cuando los datos de densidad de probabilidad son descripciones de señales muy útiles y dan excelente información de cómo, en el promedio, las amplitudes instantáneas de una señal vibratoria se distribuyen, dan poca o ninguna información sobre la historia del tiempo o contenido de frecuencia del proceso que se estudia. Para tratar y remediar ésto y para obtener datos descriptivos los físicos estadísticos introdujeron una función llamada la función de autocorrelación  $FI(T)$ . Esta función describe (en promedio) como un valor particular instantáneo de amplitud depende de los valores previos de amplitud instantánea que se presentaron, en esa  $FI(T)$  se define como:

$$\Psi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) f(t+\tau) dt \quad (9)$$

En donde  $f(t)$  es la magnitud del proceso vibratorio en un instante de tiempo tomado en forma arbitraria,  $t$  y  $f(t + \tau)$  designan la magnitud del mismo proceso observado en un tiempo,  $T$  posterior.

En el caso de un proceso estacionario al azar "ideal" (ruido blanco) la función de autocorrelación consistiría de una función de impulso infinitamente angosta, alrededor de 0 ( $\tau = 0$ ) ver figura 10 a, como en tal proceso cada valor de amplitud instantánea debe ser completamente independiente de todos los otros valores de amplitud instantánea.

Sin embargo en la práctica las funciones de autocorrelación asociadas con vibraciones estacionarias al azar se agrupan cerca de  $\tau = 0$ , pero nunca son funciones de impulso "infinitamente angostas", figura 10 b y c). La razón para que se incremente la curva alrededor de 0 es que todos los procesos prácticos al azar tienen frecuencia limitada y a medida que son más angostos los límites de frecuencia, más se abren las funciones correspondientes de autocorrelación (debido a que la velocidad de cambio de la señal a partir de su valor corriente es mucho más limitada).

A partir de la función de autocorrelación, otra función muy importante en la práctica puede reducirse, si tiene cierta similitud con los espectros de frecuencia de Fourier descritos en la sección 2.1.1 para vibraciones periódicas. Esta función se ha llamado función del cuadrado medio de la densidad espectral (función de potencia de densidad espectral) y puede derivarse de la función de autocorrelación como sigue: asumiendo que la integral de  $\Psi(\tau)$  de  $-\infty$  a  $+\infty$  es finita (ver figura 10), podemos escribir:

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (10)$$

Dónde  $f$  es la frecuencia.

A partir de la teoría de las integrales de Fourier se sabe además que  $\Psi(\tau)$  puede encontrarse a partir de la integral anterior por inversión:

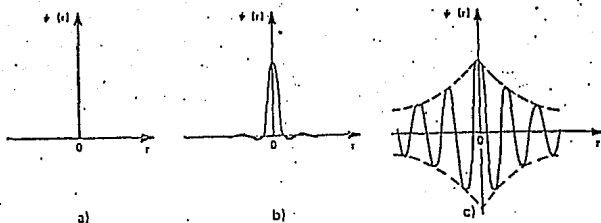


Fig. 10

Ejemplos de funciones de autocorrelación

- a) Función de autocorrelación para un proceso ideal estacionario aleatorio conteniendo frecuencias de cero a infinito (densidad espectral constante),
- b) Función de autocorrelación para un proceso práctico estacionario aleatorio de banda ancha y,
- c) Función de autocorrelación para un proceso estacionario de banda angosta.

$$\Psi(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\tau_0) e^{-j2\pi f\tau_0} dt \quad (11)$$

Las relaciones de las integrales de Fourier entre  $\Psi(\tau)$  y  $S(f)$  son a menudo llamadas las relaciones Wiener-Khinchin y juegan un papel muy importante en la teoría de los procesos al azar.

En los procesos estacionarios realizables físicamente se opera únicamente con frecuencias positivas y  $\Psi(\tau) = \Psi(-\tau)$  en donde la integral para  $\Psi(\tau)$  es :

$$\Psi(\tau) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} s(f) \cos(2\pi f\tau) df$$

O si una función  $G(f)$  se define para :

$$G(f) = 2 S(f) \quad \text{para } f \text{ mayor que } 0$$

entonces

(12)

$$\Psi(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} G(f) \cos(2\pi f\tau) df$$

Para interpretar la función  $G(f)$  considerar el caso en que  $\tau=0$ .

$$\Psi(0) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) f(t+0) dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f^2(t) dt$$

y

$$\Psi(0) = \int_0^{\infty} G(f) df$$

Así

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f^2(t) dt = \int_0^{\infty} G(f) df \quad (13)$$

Ambas integrales son medidas de la potencia involucrada en el proceso, una en términos de función de tiempo del proceso,  $f(t)$  y la otra en términos de función de frecuencia  $G(f)$ . Debido al cuadrado involucrado en la descripción de la función de tiempo anterior,  $G(f)$  se ha designado como la función del cuadrado medio de la densidad espectral (o función de potencia de la densidad espectral).

Tradicionalmente, los espectros de potencia se han medido usando analizadores análogos de frecuencia cuyo modo de operación puede entenderse como sigue:

Un analizador análogo de frecuencia ideal, permitirá únicamente que parte de la señal a ser medida y que tiene los componentes de frecuencia dentro de una banda angosta de frecuencia,  $B$ , ver Figura 11. Asumiendo que no hay atenuación o amplificación de estos componentes en la frecuencia del analizador, la señal que pasa al arreglo que se indica es:

$$\int_0^{\infty} G(f) df = \int_f^{f+B} G(f) df = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f^2_B(t) dt$$

En donde  $f_B(t)$  es la parte arriba mencionada de la señal completa,  $f(t)$ , que tiene los componentes de frecuencia

dentro de B. Si ahora B se hace muy pequeña y así G (f) se puede considerar constante dentro del rango de frecuencia, entonces

$$\int_f^{f+B} G(f)df = G(f)B$$

Así, en el caso en que se limita B tiende a 0, se obtiene:

$$G(f) = \lim_{B \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{BT} \int_{-T/2}^{T/2} f^2 B(t)dt \quad (14)$$

Esta ecuación sirve de base para la mayoría de las técnicas experimentales análogas usadas en el análisis de señales al azar del cuadrado medio de la densidad espectral, aunque la amplitud de banda real B usada debe desde luego ser finita, para que el tiempo de medición T no necesite ser infinito.

Los resultados (como potencia de densidad de espectro) serán válidos únicamente, sin embargo, si B es suficientemente pequeño para que la consideración anterior sea válida, esto es que G (f) sea aproximadamente constante dentro de B. Este será el caso de los objetivos prácticos si B es digamos menos de un tercio de la amplitud de cualquier pico en el espectro que se mida.



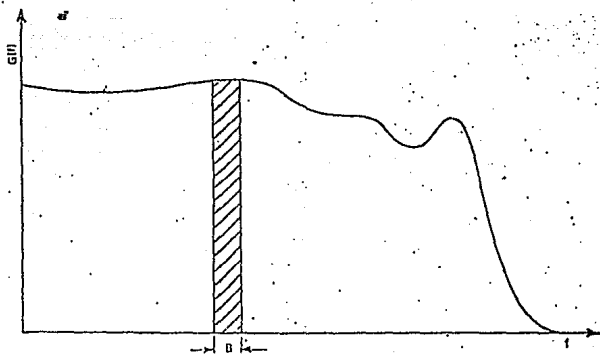


Fig. 11

Determinación del cuadrado medio de la densidad  
espectral mediante filtros ideales.

En otra época, una alternativa digital al análisis análogo se basó en la relación ya mencionada de Wiener - Khinchin. La función de autocorrelación se calculó originalmente en forma digital y Fourier la transformó por la evaluación digital de la integral de Fourier. Ha sido hasta los últimos años, sin embargo que la alternativa digital al análisis análogo ha sido competitiva en el sentido de que puede incorporarse como "hardware" en una unidad portátil "standalone". Uno de los factores más importantes ha sido el incremento de la velocidad y la miniaturización de los componentes digitales en general, resultando en la reducción continua de los costos para un determinado cálculo. Otro factor importante ha sido el desarrollo del llamado algoritmo Transformador Rápido de Fourier (FFT), que ha permitido en forma típica ahorros de 100:1 en la evaluación digital de la integral de Fourier. De hecho ésto representa un cálculo más rápido de la función de auto correlación por transformación inversa del espectro de potencia, se obtiene este último transformando el tiempo de la señal por Fourier.

El procedimiento FFT produce un espectro continuo de banda ancha, pero para un porcentaje constante de amplitud de banda (en donde el filtro de banda ancha es un porcentaje constante de la frecuencia central) se ha encontrado que es mejor otra técnica de análisis digital conocida como filtraje digital recursivo.

Antes de cerrar la discusión de los métodos usados para describir y analizar los fenómenos de vibración al azar

algunos hechos prácticos "importantes" deben de enfatizarse.

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f^2(t) dt = \int_0^{\infty} G(f) df$$

Se puede observar que el lado izquierdo de esta ecuación tiene mucha similitud con el cuadrado de la expresión previamente usada para definir el valor RMS de una señal vibratoria periódica. Esto significa que la descripción de una señal compleja en términos de su valor completo RMS es igualmente significativa cuando la señal tiene un carácter periódico o un carácter al azar.

Cuando se llega a la descripción del espectro, sin embargo, una señal periódica puede bien definirse en términos de valores RMS de sus varios componentes (su espectro de frecuencia) mientras que las señales vibratorias al azar se describen mejor en términos de las funciones del cuadrado medio de la densidad del espectro.

Esto es debido al hecho de que las señales al azar producen espectros de frecuencia continua y el valor RMS medido dentro de una cierta banda de frecuencia dependerá por lo tanto en la amplitud de la banda.

### 2.1.3. VIBRACION NO ESTACIONARIA AL AZAR

Teóricamente todas las clases de vibraciones al azar que se encuentran en la práctica no son estacionarias debido a que sus propiedades estadísticas varían con el tiempo. Sin embargo desde un punto de vista de ingeniería esta variación de las propiedades estadísticas también puede ser tan lenta o de tal carácter que muchos de los fenómenos estudiados puedan considerarse estacionados desde un punto de vista práctico.

Las vibraciones no estacionarias al azar pueden por lo tanto ser definidas en la práctica como vibraciones al azar cuyas propiedades estadísticas varían con el tiempo dentro de intervalos de tiempo considerados esenciales para su propia descripción. Para analizar y describir tales datos de vibración es en consecuencia necesario considerar la variación en las propiedades estadísticas tomando en cuenta el tiempo. Un ejemplo típico de vibraciones al azar seriamente no estacionarias, son las vibraciones que se inducen en los vehículos espaciales durante el lanzamiento y la reentrada.

Para analizar teóricamente las vibraciones al azar no estacionarias, es necesario introducir el concepto de promedio de ensamble. Un promedio de ensamble es el promedio que se toma en un gran número (un ensamble) de experimentos

repetidos ver fig. 12. Como se puede apreciar en la figura un promedio de ensamble puede tomarse en cualquier instante de tiempo en particular  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ , etc... y cuando los valores promedio se grafican contra el tiempo se obtiene una descripción más o menos completa de la vibración. Hay por otro lado, varias razones por las que la descripción de este método no es muy útil en la práctica. Primero requiere que un proceso no estacionario se repita un gran número de veces. En el caso del lanzamiento y reentrada del vehículo espacial, por ejemplo, esto no es posible debido al costo de tales experimentos. Segundo la cantidad de datos necesarios para una descripción completa es tan grande que la medición adecuada presentará problemas serios.

Es por tanto normalmente necesario buscar otros métodos de descripción y en general se usa cierto promedio del tiempo. Por tanto, existen ciertas limitaciones impuestas sobre este tipo de promedio de tiempo en cuanto a que la respuesta y el tiempo promedio del equipo de medición empleado debe ser preferiblemente pequeño en relación a las tendencias importantes de tiempo en los datos no estacionarios. Esto puede llevar una vez más a incertidumbre estadística considerable en las mediciones.

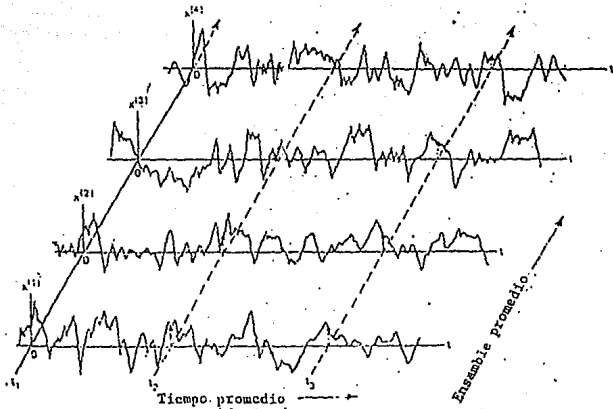


Fig. 12

Ilustración de un ensamble de funciones aleatorias.

## 2.2. RESPUESTA DE SISTEMAS MECANICOS A VIBRACIONES Y SHOCKS.

### 2.2.1. RESPUESTA DE SISTEMAS MECANICOS LINEALES A VIBRACIONES. RESONANCIA.

El movimiento de un sistema mecánico sujeto a fuerzas externas comúnmente se denomina la respuesta del sistema a las fuerzas particulares en cuestión. En forma similar, las fuerzas externas que actúan sobre el sistema son llamadas las fuerzas excitantes o simplemente la excitación. Estos términos son generales y deben ser especificados en forma más precisa cuando el comportamiento de un sistema particular está siendo investigado.

Con el fin de ayudar a esas especificaciones, normalmente es necesario construir un modelo mecánico simplificado en la base del modelo para formular las ecuaciones del movimiento para el sistema. Este modelo puede entonces ser usado como una base para un análisis posterior.

Uno de los sistemas más simples de un sistema vibratorio se muestra en la Fig 13 a, y consiste de una masa, un resorte y un amortiguador. Si el sistema se comporta en forma lineal (y de tiempo-invariante) la ecuación de movimiento libre de la masa es (sin aplicar una fuerza externa):

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (15)$$

El sistema es llamado un sistema de un solo grado de libertad el cual consiste de una masa únicamente, la cual se mueve solo a lo largo de un eje y su movimiento puede entonces ser descrito mediante una sola ecuación diferencial de segundo orden.

Aplicando un fuerza externa  $f(t)$  al sistema como se indica en la Fig. 13 b), la ecuación de movimiento se vuelve entonces:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (16)$$

La solución de esta ecuación da directamente la respuesta de desplazamiento,  $x(t)$ , de la masa,  $m$ , producida por la excitación,  $f(t)$ . Otras cantidades de respuesta tales como la respuesta de velocidad o la respuesta de aceleración pueden ser encontradas de las relaciones bien conocidas entre el desplazamiento, la velocidad y la aceleración.

$$v(t) = \frac{dx}{dt} \quad \text{y} \quad a(t) = \frac{d^2x}{dt^2}$$

donde  $v(t)$  = velocidad y  $a(t)$  = aceleración de la masa,  $m$ ,

La fuerza  $f(t)$  puede tener cualquier dependencia en el tiempo y en tanto el movimiento de la masa puede ser descrito por una ecuación diferencial lineal del tipo dada arriba, es en principio posible obtener soluciones exactas para  $x(t)$ ,  $v(t)$  y  $a(t)$ . Una herramienta muy poderosa en la obtención de las



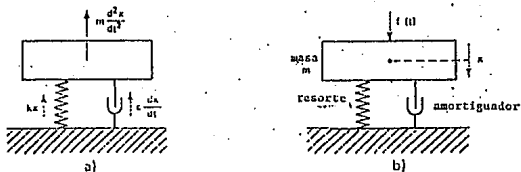


Fig. 13

Modelos de un sistema de un solo grado de libertad  
 a) Sistema en vibraciones libres  
 b) Sistema en vibraciones forzadas

soluciones requeridas es el principio de superposición, el cual es aplicable a las ecuaciones diferenciales lineales. Este principio establece que el efecto de acciones simultáneamente sobreimpuestas es igual a la suma de los efectos de cada acción individual.

La utilización de este principio puede hacerse por ejemplo considerando la función  $f(t)$  que consiste de un número infinito de impulsos, cada uno con una amplitud infinitesimal,  $\delta t$  y una altura  $f(t)$  y sobreponiendo las respuestas producidas por la acción de cada uno de estos impulsos, ver Fig. 14.

Matemáticamente esta aplicación del principio de superposición puede escribirse:

$$x(t) = \int_{-\infty}^t f(\tau) h(t-\tau) d\tau \quad (17)$$

donde  $h(t-\tau)$  es la respuesta del sistema (Fig.12), en el tiempo  $t$  a una unidad de excitación de impulso actuando en el tiempo  $\tau$ . Una unidad de excitación de impulso se caracteriza por una fuerza que es cero, excepto cuando  $t = \tau$  donde es infinita y encierra una unidad de área.

$$\lim_{\epsilon \rightarrow 0} \int_{\epsilon}^{\epsilon} f(\tau) d\tau = 1$$

Esta es la respuesta exacta  $x(t)$  a una excitación  $f(t)$ . Esta

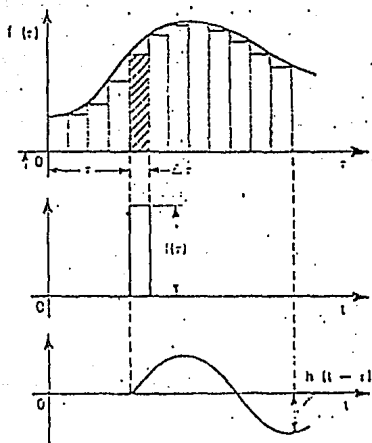


Fig. 14

Ilustración de los conceptos involucrados en el dominio de tiempo de la superposición.

integral de sobreposición se llama una convolución. La función  $f$  se dice que está en convolución con  $h$  para producir  $x$ . La operación es conmutativa y cambiando la variable tenemos la forma equivalente.

$$x(t) = \int_{-\infty}^t h(T) f(t-T) dT \quad (18)$$

donde  $T = t - \tau$

Notar que en este caso la solución se da de la sobreposición de las soluciones de la vibración libre.

Otro método de utilizar el principio de sobreposición está en determinar la transformación de Fourier  $F(f)$  de  $f(t)$  y estudiar la respuesta del sistema a cada componente de Fourier en forma separada. La función de la respuesta del impulso  $h(t-\tau)$  definida arriba, luego se transforma en una función de respuesta de frecuencia compleja,  $H(f)$  y  $x(t)$  se obtiene en términos de su transformación de Fourier,  $X(f)$ :

$$\begin{aligned} X(f) &= \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi ft} dt \\ &\int_{-\infty}^t f(\tau) h(t-\tau) d\tau \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} dt \int_{-\infty}^t e^{-j2\pi f(t-\tau)} h(t-\tau) e^{-j2\pi f\tau} f(\tau) d\tau \end{aligned}$$

Estableciendo  $t - \tau = \epsilon$  y expandiendo las regiones de integración, recordando que  $h(t - \tau) = 0$  cuando  $\tau > t$ ,  $X(f)$  puede escribirse:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} dTao \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi f\epsilon} h(\epsilon) e^{-j2\pi fTao} f(Tao) d\epsilon \quad (19)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} h(\epsilon) e^{-j2\pi f\epsilon} d\epsilon \int_{-\infty}^{\infty} f(Tao) e^{-j2\pi fTao} dTao$$

Por tanto:  $X(f) = H(f)F(f)$

La transformación de Fourier de la respuesta es el producto de la transformación de Fourier de la excitación y la función de respuesta de la frecuencia.

Notar que en este caso la solución se da de la sobreposición de las respuestas del estado estacionario a las excitaciones armónicas simples.

La función de respuesta de frecuencia compleja  $H(f)$  del sistema mostrado en la Fig. 13 se encuentra simplemente resolviendo la ecuación de movimiento para un componente de Fourier arbitrario,  $F_0 e^{j2\pi ft}$ :

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 e^{j2\pi ft} \quad (20)$$

En este punto, debe de establecerse el significado físico de la función de respuesta de frecuencia compleja. Una función de respuesta de frecuencia compleja significa una respuesta que da información en ambos valores absolutos de la cantidad de respuesta y de la fase de retraso entre la respuesta y la

excitación. La solución general a la ecuación anterior es:

$$X(f) = H(f) F_0 e^{j2\pi ft} \quad (21)$$

$$H \left| \begin{matrix} f \\ f_0 \end{matrix} \right| = \frac{1/k}{1 - (f/f_0)^2 + j(1/Q)(f/f_0)} \quad (22)$$

$f_0 = (1/2\pi)(\sqrt{k/m})$  la frecuencia resonante del sistema mecánico y

$Q = (1/c)(\sqrt{km})$  es una medida del sistema de amortiguamiento,  $Q$  es normalmente llamado el factor de calidad del sistema y mientras el valor de  $Q$  sea más grande, más pequeño es el amortiguamiento. Para un sistema completamente sin amortiguamiento,  $Q = \infty$ , mientras que para un sistema críticamente amortiguado  $Q = 1/2$ . Una medida aproximada de  $Q$  se obtiene en la práctica midiendo la amplitud de la curva de respuesta,  $|H(f)|$ , en los puntos de fuerza media, ver Fig. 15.

Los puntos de fuerza media son los puntos en la curva donde

$$|H(f)|^2 = 1/2 |H(f_0)|^2$$

Si esta amplitud es  $\Delta f$  luego

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f} \quad (23)$$

La diferencia de frecuencias entre los puntos de fuerza-media

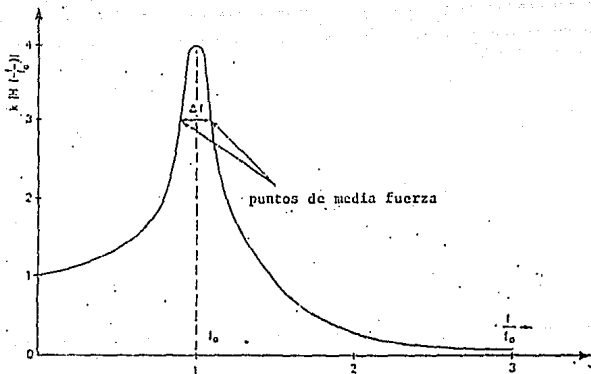


Fig. 15

Ejemplo de una curva de resonancia con indicación de los puntos de fuerza media.

con frecuencia es referida como la amplitud de banda del sistema.

Para los valores de Q mayores a 5, el error inherente en la aproximación es menor de un 3% (de hecho, cuando Q tiene un valor tan bajo de 2, el error es del orden del 10%), ver también Fig. 16. Debido a su relación directa con el amortiguamiento, el factor Q se ha convertido en una cantidad importante en la descripción de sistemas lineales de un solo grado de libertad.

La fase de retraso entre la respuesta y la excitación está dada por la expresión:

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{1}{Q \left( \left( \frac{f}{f_0} \right) - \left( \frac{f_0}{f} \right) \right)} \right] \quad (24)$$

y esta función está graficada en la Fig. 15 b para varios valores de Q.

Se pueden ver varios hechos interesantes de estas curvas.

Primeramente, en el caso de no amortiguamiento ( $Q = \infty$ ), la respuesta y la excitación están en fase ( $\phi = 0$ ) abajo de la resonancia, mientras que arriba de la resonancia se encuentran a  $180^\circ$  fuera de fase. Ya que  $Q = \infty$  el cambio en



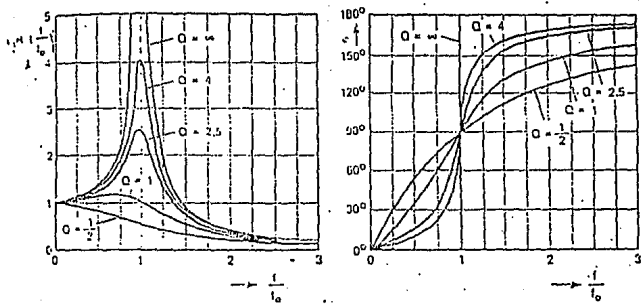


Fig. 16

Ejemplos de funciones de respuesta de frecuencia compleja  
 a) Módulos (valor absoluto de la respuesta).  
 b) Fase de retraso entre la respuesta y la excitación que corresponde a a).

la fase se presenta en la forma de un salto discontinuo.

En segundo lugar, cuando  $Q$  es diferente de infinito, esto es, el amortiguamiento es introducido en el sistema, el cambio en la fase entre la respuesta y la excitación tiende a presentarse gradualmente, y a mayor amortiguamiento (menor es el valor de  $Q$ ), menor es el cambio de fase con la frecuencia alrededor de la resonancia.

En tercer lugar, en forma independiente a la magnitud del amortiguamiento, la fase de retraso entre la respuesta y la excitación en la resonancia es de  $90^\circ$ .

Si el sistema que se estudia consiste de varias masas interconectadas con el resorte y los elementos del amortiguador, la medida aproximada de  $Q$  establecida arriba, no puede ser utilizada a menos que la unión entre las masas diferentes sea tan pequeña que un movimiento unidireccional de una masa no influya en el movimiento de cualquiera de las otras (o viceversa). En general, sin embargo siempre existe algún acoplamiento, aunque bajo ciertas circunstancias sea descuidado en la práctica.

Los sistemas en los cuales se mueve una sola masa en más de una dirección o sistemas que consisten de varias masas elásticamente interconectadas, son comúnmente llamados sistemas de varios grados de libertad. Un sistema lineal de

varios grados de libertad puede describirse matemáticamente mediante una serie de ecuaciones diferenciales lineales de segundo orden acopladas y cuando se grafica la curva de respuesta de frecuencia del sistema, la gráfica mostrará normalmente un "pico" de resonancia por cada grado de libertad. Por tanto, un sistema de dos grados de libertad mostrará dos picos de resonancia, un sistema de tres grados de libertad mostrará tres picos de resonancia, etc.

### 2.2.2. VIBRACIONES ROTACIONALES Y TORSIONALES

En las secciones previas de este Capítulo, las respuestas de vibración consideradas, han sido de las llamadas del tipo translacional, esto es, las masas vibratorias han estado oscilando rectilíneamente a lo largo únicamente de un solo eje (o más).

Otro tipo de movimiento ocurre cuando un cuerpo es forzado a vibrar alrededor de un solo eje o más, como es el caso frecuente por ejemplo, en la maquinaria rotatoria o en las bases de máquinas cargadas no simétricamente. La forma más simple de vibraciones rotacionales puede ser aquella de las vibraciones torsionales en una cuchilla, ver Fig 17 a). Asumiendo que la inercia de la cuchilla en sí misma es despreciable en comparación con la inercia de la masa  $m$ , y que el comportamiento elástico de la masa puede ser despreciado en comparación con la elasticidad torsional de la

cuchilla, la ecuación del movimiento rotacional libre para el sistema puede escribirse como sigue:

$$I \frac{d^2\phi}{dt^2} + c' \frac{d\phi}{dt} + k'\phi = 0 \quad (25)$$

Aquí  $I$  es el momento de inercia de la masa alrededor de su centro de rotación, esto es (alrededor de la flecha),  $\phi$  es el ángulo de movimiento,  $c'$  es una constante de amortiguamiento y  $k'$  es la rigidez angular de la flecha, la cual depende del modulus de elasticidad en la fricción y en la configuración física de la flecha.

Puede verse que la ecuación diferencial que gobierna el movimiento angular de la masa en la Fig. 17 a tiene una forma completamente análoga a la que gobierna el movimiento rectilíneo y que fué dado en la Ecuación 15. Esto significa que exactamente el mismo tratamiento matemático como se discutió en la sección 2.2.1, puede ser aplicado a las vibraciones rotacionales del tipo de las descritas arriba.

La única diferencia es que la masa en la sección 2.2.1 debe ser substituída por el momento de la inercia, y el desplazamiento (rectilíneo),  $x$ , por el ángulo  $\phi$ . Si se aplican fuerzas externas al sistema, sus efectos en el movimiento rotacional son medidos mediante el Torque,  $M$ , que ellos producen, Fig. 17 b. La ecuación correspondiente al movimiento es:

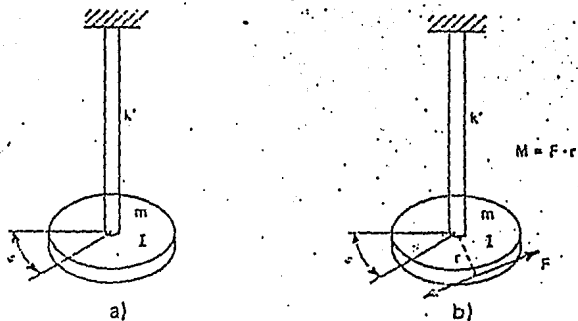


Fig. 17

Ejemplos de vibraciones torsionales.  
 a) Vibración libre  
 b) Vibración forzada.

$$I \frac{d^2\phi}{dt^2} + c' \frac{d\phi}{dt} + k'\phi = M = F \cdot r \quad (26)$$

Por tanto, los movimientos rotacionales están gobernados por ecuaciones de torque, mientras que los movimientos rectilíneos están gobernados por ecuaciones de fuerza.

Un segundo ejemplo de movimiento rotacional es, como se menciona arriba, el que se refiere a una base cargada no simétricamente.

### 2.2.3. RESPUESTA DE SISTEMAS MECANICOS A LAS VIBRACIONES ESTACIONARIAS ALEATORIAS

En la sección 2.2.1. se mostró que la respuesta de cualquier sistema lineal a una excitación prescrita, puede ser determinada del conocimiento de la función de respuesta de impulso del sistema o de su función de respuesta de frecuencia compleja. Si ahora la excitación consiste de un proceso aleatorio Gaussiano caracterizado por medio de su función de autocorrelación (o, de lo que es más común en la práctica, mediante el cuadrado medio de su función de densidad espectral), ¿cual sería la relación entre la excitación y la respuesta entonces ?.

Comenzando con la representación de la función de

autocorrelación de la respuesta, ésto puede formularse en términos de la función de respuesta de impulso del sistema:

$$\begin{aligned}
 x(t)x(t+\tau) &= \int_{-\infty}^{\infty} f(t-\tau_1)h(\tau_1) d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} f(t+\tau-\tau_2)h(\tau_2) \\
 d\tau &= \\
 &= \iint_{-\infty}^{\infty} f(t-\tau_1) f(t+\tau-\tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) d\tau_1 d\tau_2
 \end{aligned}$$

La formulación de la función de respuesta de impulso aquí es ligeramente diferente de aquella utilizada previamente. Como la función de auto-correlación es por definición (Ecuación 9).

$$\begin{aligned}
 \text{PHI}_x(\tau) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t)x(t+\tau) dt \\
 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} & \left[ \iint_{-\infty}^{\infty} f(t-\tau_1) f(t+\tau-\tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) \right. \\
 & \left. d\tau_1 d\tau_2 \right] dt
 \end{aligned}$$

entonces

$$\text{PHI}_x(\tau) = \iint_{-\infty}^{\infty} \text{PHI}_f(\tau+\tau_1-\tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \quad (27)$$

la cual puede verse estableciendo  $f(t+\tau-\tau_2) = f(t-\tau_1 + \tau - \tau_2 + \tau_1)$  donde  $\tau - \tau_2 + \tau_1$  representa el periodo de tiempo en el proceso de multiplicación usado para obtener la función de auto-correlación para la excitación.

El cuadrado medio de la función de densidad espectral para la respuesta se encuentra tomando la transformación de Fourier de  $\text{PHI}_x(\tau)$ :

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \text{PHIX}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (28)$$

o lo que es lo mismo:

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \text{PHIX}(\tau) e^{-j2\pi f(\tau + \tau_01 - \tau_02)} e^{j2\pi f\tau_01} e^{-j2\pi f\tau_02} d\tau$$

e insertando la fórmula dada arriba para  $f_i x(\tau)$  en esta expresión:

$$S_x(f) = \left[ \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_01) e^{j2\pi f\tau_01} d\tau_01 \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_02) e^{-j2\pi f\tau_02} d\tau_02 \right] S_f(f)$$

como

$$S_f(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \text{PHIf}(\tau_01 + \tau_02 - \tau_02) e^{-j2\pi f(\tau_01 + \tau_02 - \tau_02)} d\tau$$

así

$$S_x(f) = H^*(f) H(f) S_f(f) = |h(f)|^2 S_f(f) \quad (29)$$

donde  $H^*(f)$  es el complejo conjugado de  $H(f)$ . Este resultado es uno de los más importantes en la teoría de los procesos aleatorios y establece que el cuadrado medio de la densidad espectral para la respuesta de un sistema lineal a cualquier frecuencia es igual al cuadrado medio de la densidad espectral para la excitación por el modulo al cuadrado de la función de respuesta de frecuencia compleja a esa frecuencia. Una relación de ese tipo era de esperarse, se siente también en forma intuitiva considerando el significado del cuadrado medio de la función de densidad espectral y la relación encontrada en la sección 2.1.1 entre la excitación



y la respuesta en términos de la función de respuesta de frecuencia compleja  $H(f)$ .

El cuadrado medio de la función de densidad espectral para la respuesta puede, desde un punto de vista de medición, ser considerado ya sea como un espectro de frecuencia o como una función de respuesta del sistema dependiendo del problema en ese momento.

Si el sistema que se considera no es lineal, las relaciones establecidas arriba ya no se pueden mantener ya que estas relaciones fueron hechas en base al principio general de superposición, el cual es sólo válido para sistemas lineales cuyo movimiento está gobernado por ecuaciones diferenciales lineales. El cuadrado medio de la función de densidad espectral para la respuesta es por tanto no más una función única pero cambia con el nivel de excitación. También la función de densidad de probabilidad para las amplitudes de respuesta instantánea no son más Gaussianas y en general se requiere de una gran cantidad de datos para caracterizar la respuesta de tales sistemas a excitaciones aleatorias Gaussianas.

Si la no linealidad está situada en el elemento rígido del sistema considerado, es posible en algunos casos importantes formular y resolver exactamente las ecuaciones fortuitas que describen las funciones de probabilidad de densidad de la

respuesta. En general, sin embargo, algún tipo de técnica de linealización debe usarse en un tratamiento teórico.

#### 2.2.4. RESPUESTA SHOCK Y ESPECTROS SHOCK

Anteriormente hemos definido un shock como una transmisión de la energía cinética a un sistema, la transición que tiene lugar en un tiempo relativamente corto en comparación con el período natural de oscilación del sistema. Un pulso shock rectangular puede por tanto constituir uno o dos shocks dependiendo del período natural de oscilación del sistema influenciado por éste y la duración del pulso.

Las descomposiciones espectrales constituyen el procedimiento más ampliamente usado para el análisis de datos de shock. Las dos formas más comunes de descomposición espectral usadas son el espectro de Fourier y el espectro Shock.

El espectro de Fourier es simplemente la transformación avanzada de Fourier de tiempos precedentes. Puede calcularse ya sea de la excitación o de la respuesta de tiempos anteriores. Cuando se trata con los datos de shock, con frecuencia es difícil medir la respuesta del sistema bajo las condiciones de servicio y el análisis se limita a la de la excitación de tiempos anteriores. Generalmente uno usa el espectro de Fourier de la entrada de shock y la función de frecuencia de respuesta del sistema sujeto al shock con el fin de obtener información acerca de la respuesta del sistema.

## 2.3. EFECTOS DE VIBRACIONES Y SHOCK EN LOS SISTEMAS MECANICOS

### 2.3.1. EFECTOS DAÑINOS DE VIBRACIONES. FATIGA MECANICA

Aunque el fallo mecánico debido a la fatiga de materiales es por mucho el efecto deteriorante más comúnmente conocido de vibraciones, una construcción mecánica vibrante puede fallar en la práctica por otras razones también. La falla puede, por ejemplo, ser causada por la ocurrencia de una o pocas, amplitudes excesivas de vibración (materiales frágiles, fallas de contacto en interruptores y relevadores, colisiones entre dos sistemas vibratorios etc), - o por el hecho de que un cierto valor de amplitud de vibración está excedido por demasiado tiempo.

Sin embargo, la importancia de los efectos de fatiga mecánica ha iniciado una cantidad considerable de investigaciones y pruebas alrededor del mundo. Por tanto, se ha considerado apropiado el incluir una sección aquí que trate con este tópico en particular.

El fenómeno de fatiga es ahora considerado que se origina del rendimiento local en el material o en otras palabras, del deslizamiento de capas atómicas. Este deslizamiento es causado por una combinación de las así llamadas "dislocaciones" (irregularidades en la estructura cristalina del material) y concentraciones de esfuerzos locales. Ahora se asume que cada desliz, no importa que tan pequeño sea, está conectado con un pequeño deterioro del material el cual es independiente de la

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

dirección del desliz. El deterioro para solo cuando el deslizamiento también se suspende. Alguna prueba definitiva para esta hipótesis no se ha establecido aún, de acuerdo con el conocimiento del autor. Esto da sin embargo, una explicación lógica y razonable para la formación de "bandas deslizantes" microscópicas que son los primeros signos visibles de la fatiga del material.

Cuando se han formado las bandas deslizantes, se encuentran bajo una carga continua de vibración, observadas para progresar y formar pequeñas grietas las cuales eventualmente se unen juntas y producen grietas mayores. En cuanto una ruptura ha alcanzado un cierto tamaño, ésta se propagará a través del material de acuerdo con una ley matemática de la forma:

$$\frac{dx}{dN} = c e_r^m x^n \quad (30)$$

donde  $x$  = longitud de la ruptura

$N$  = número de inversiones de esfuerzos.

$c, m, n$  = constantes dependientes de las propiedades del material (una suposición razonable parece en muchos casos ser  $m=2, n=1$ ).

$e_r$  = tensión relativa

Finalmente la ruptura se volverá tan grande que el esfuerzo en el material restante se vuelve demasiado grande, por tanto la propagación de la ruptura se vuelve inestable, y la falla de fatiga se presenta.

Aunque es posible describir una cierta parte del proceso de fatiga mediante una expresión matemática relativamente simple (ver la fórmula de arriba) tanto la formación de "bandas deslizantes" y las fases de inestabilidad de ruptura final son de una naturaleza altamente estadística. Tomadas como un todo, por tanto, las fallas de fatiga deben ser consideradas como un fenómeno estadístico.

La naturaleza estadística del fenómeno se manifiesta por sí mismo como una extensión considerable en los resultados de experimentos de fatiga.

Como un ejemplo de los resultados de tales experimentos la Fig 18 muestra un histograma hecho de investigaciones sobre la vida de fatiga de muestras dentadas de aluminio. Los resultados mostrados se obtuvieron de pruebas a nivel de esfuerzos de una sola vibración.

Haciendo pruebas similares a cierto número de niveles de esfuerzos de vibración, puede obtenerse una curva comúnmente llamada la curva S-N (Wohler-Kurve), la cual muestra la relación entre el número promedio de inversiones de esfuerzo a la falla y el nivel de esfuerzo de la vibración.

La curva real S-N para el material no solo depende de los efectos vibracionales, pero también está afectada por factores tales como la temperatura, las condiciones

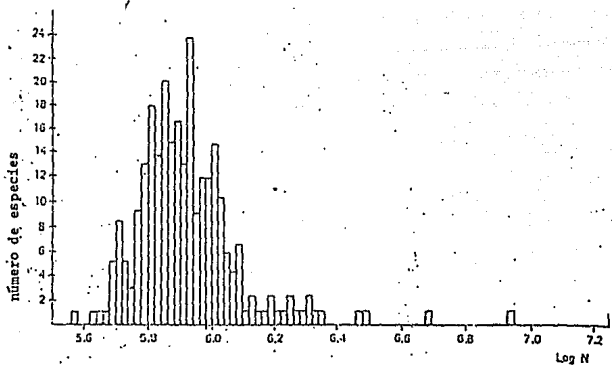


Fig. 18

Histograma típico obtenido de experimentos de fatiga  
(de Bloomer y Roylance).

atmosféricas (efectos de corrosión), pre-tratamiento del material, etc. La Fig. 19 ilustra una serie de curvas S-N válidas para el acero inoxidable 4340 bajo condiciones atmosféricas normales. Las curvas mostradas se basan en la carga de vibraciones armónicas puras solamente. En la práctica, sin embargo, una parte mecánica o material, es muy raro, en su caso, que esté sujeto a vibraciones armónicas puras de amplitud máxima constante durante su "vida" completa.

Con el fin de tomar en cuenta varias amplitudes en las estimaciones teóricas de la vida de fatiga promedio, se ha sugerido una "regla" de acumulación lineal de daño, (Palmgren, Minor):

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (31)$$

Aquí  $n_i$  es el número real de inversiones de esfuerzo a un nivel de esfuerzo de vibración que requiere un número total de inversiones de esfuerzo,  $N_i$ , al fallo. El fallo debe por tanto ocurrir cuando  $D=1$ . Usando la expresión anterior y una aproximación matemática a la curva S-N de la forma

$$NS^b = a \quad (32)$$

es posible establecer algunas veces una fórmula matemática cercana para  $D$ . Dos condiciones que deben cumplirse cuando

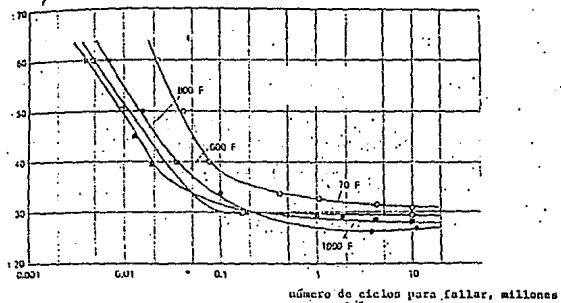


Fig. 19

Las curvas de resistencia de fatiga para el acero dentado 4340.



se usa la fórmula para D y la curva S-N son, sin embargo, que cada inversión de esfuerzo tiene una forma de onda aproximadamente sinusoidal y que el esfuerzo medio es cero. Estas condiciones son llenadas, por ejemplo, por la presencia de esfuerzos vibracionales en un sistema de un solo grado de libertad por medio de vibraciones aleatorias.

Además en tales sistemas, la distribución estadística de las amplitudes de vibración máxima (picos) puede ser descrita matemáticamente mediante la llamada distribución de Rayleigh.

$$p(x) dx = \frac{x}{\sigma^2} e^{-(x^2/2\sigma^2)} dx \quad (33)$$

donde  $p(x)dx$  es la probabilidad de ocurrencia de los picos dentro de una "ventana" de amplitud pequeña  $dx$ . Ya que el número total de picos que ocurren dentro de  $dx$  es  $n(x) = f_0 \cdot T \cdot p(x)dx$  y el daño de fatiga parcial causado por estas inversiones de esfuerzo alrededor del nivel de vibración  $x$  es

$$D_x = \frac{n(x)}{N(x)} = f_0 \cdot T \frac{p(x)dx}{N(x)}$$

el daño acumulado sobre todos los niveles de los picos de vibración durante el período de tiempo T es:

$$D = \sum \frac{n(x)}{N(x)} = f_0 T \int_0^{\infty} \frac{p(x)dx}{N(x)}$$

Utilizando ahora la aproximación matemática a la curva S-N, así como también la expresión para la distribución Rayleigh de inversiones de esfuerzo dada arriba, el tiempo total para un fallo ( $D=1$ ) puede estimarse resolviendo la integral en la fórmula para D:

$$T = \frac{a}{f_0(\sqrt{2} \sigma)^b \cdot (1+b/2)}$$

Donde T es la función gama tabulada en la mayoría de los libros de referencia sobre funciones matemáticas.

En el caso de materiales comunes de ingeniería, b toma valores entre 3 y 8 (Acero,  $b=3.5$ ; Estaño-bronce (Cobre, Estaño, Plomo),  $b = 7.5$ ).

La fórmula para T en la ecuación anterior ha sido derivada en base del esfuerzo aleatorio de banda estrecha/tiempos y de la amplitud constante generada de las curvas S-N. La misma fórmula ha sido también aplicada a señales aleatorias de banda ancha, usando una "frecuencia promedio" determinada de contar los cruces en cero. Trabajos recientes, sin embargo, han mostrado que estas técnicas son anti-conservativas en comparación con los datos reales de fatiga aleatoria.

Esta tendencia se incrementa con el incremento del ancho de banda llevando a una sobre-estimación significativa de la

vida de fatiga cuando se trata con datos aleatorios de banda ancha. Las nuevas técnicas de predicción que emplean las curvas S-N generadas de vibraciones aleatorias y los métodos avanzados de conteo de picos, los cuales solo toman los picos significativos en consideración, concuerdan más cercanamente con la práctica. Desafortunadamente, mucho de esto es información patentada y no está disponible generalmente en la literatura abierta en el momento de escribir este libro.

#### 2.3.1.1. Efecto del esfuerzo medio.

En la práctica, los problemas de fatiga no están normalmente asociados con únicamente un solo esfuerzo variando alrededor de un valor medio de cero. El esfuerzo que causa un fallo está normalmente compuesto de por lo menos dos componentes principales; un esfuerzo medio, con un esfuerzo variable sobrepuesto sobre éste. Una curva diagramática de esfuerzo-tiempo para este tipo de carga incluyendo una variación sinusoidal y un esfuerzo medio, se muestra en la Fig 20 con los parámetros importantes marcados. La información S-N puede ser expresada en varias formas diferentes usando varias combinaciones de estos parámetros. Las curvas S-N pueden ser graficadas para un rango de relaciones de esfuerzo, R, una relación del esfuerzo mínimo ( $S_{\min}$ ) al esfuerzo máximo ( $S_{\max}$ ), produciendo una familia de curvas de las cuales la vida de fatiga puede ser encontrada para una combinación de esfuerzos medios y

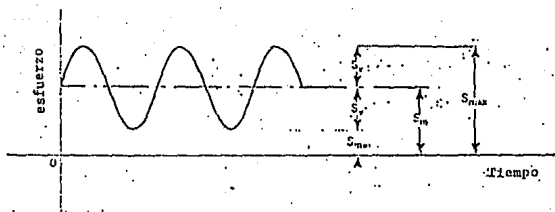


Fig. 20

Esfuerzo compuesto de componentes estacionarios y variables.

sinusoidalmente variables sobre un rango amplio de proporciones. El valor  $R = -1.0$  representa el caso de un ciclo con un promedio cero.

Para el caso de una señal aleatoria que varía cerca de un esfuerzo medio, los problemas asociados con la aleatoriedad de la señal y aquellos asociados con el esfuerzo estacionario, pueden ser considerados independientes uno del otro. Un procedimiento de dos partes, es por tanto empleado en forma normal, una parte que trata con la aleatoriedad de la fluctuación y la otra con el efecto del componente estacionario. Primeramente, el componente de fluctuación aleatoria es reducido a un esfuerzo sinusoidal equivalente dando la misma vida de fatiga.

En segundo lugar, los esfuerzos combinados son evaluados juntos usando curvas de los tipos mostrados en las Figuras 21 y 22, para dar un estimado del tiempo de vida. También en este caso, pueden obtenerse resultados más confiables usando los datos S-N generados usando la excitación aleatoria.

En el caso práctico de una estructura real, el modo real de fallo y tiempo para el fallo están dominados por los hechos físicos locales de la estructura así como también de los factores externos tales como la corrosión, temperatura, pre-tratamiento, etc. mencionados previamente. El fallo de una estructura es por tanto, dominado por las uniones más

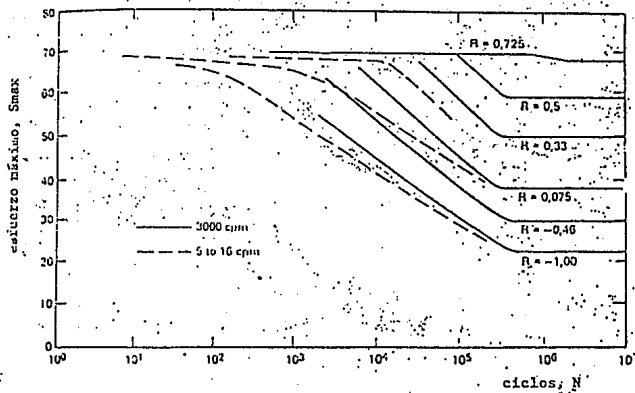
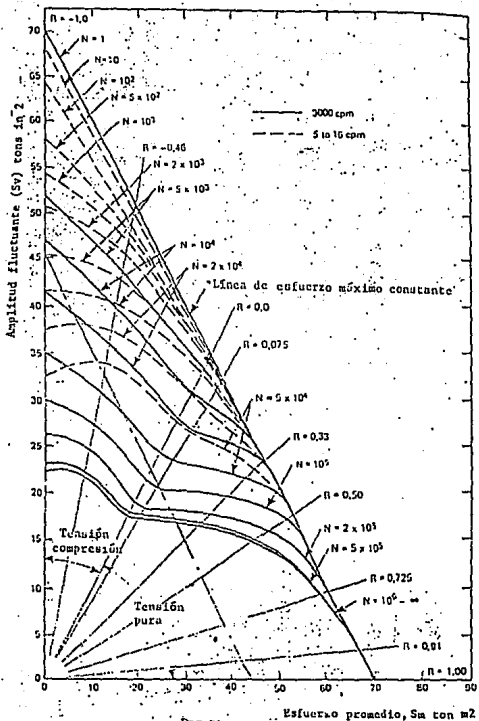


Fig. 21

Curvas típicas de esfuerzo medio variable para muestras no dentadas.



débiles en la cadena de fallos y se requiere de mucho esfuerzo para identificarlas y eliminarlas. Las rupturas de fatiga pueden comenzar de las concentraciones de esfuerzo en esquinas rígidas, irregularidades en la superficie o daño, o soldaduras. Grandes estructuras soldadas en un medio corrosivo bajo la acción de una excitación aleatoria continua, son particularmente susceptibles de fallas que surgen de discontinuidades en las soldaduras. Barcos, estructuras de mar adentro, cubiertas de turbina y vasijas a presión en plantas de proceso químico son ejemplos típicos.

#### 2.3.1.2. Fatiga acústica

Un tipo algo diferente de fallo de fatiga se ha vuelto de interés particular en años recientes; el fallo de estructuras excitadas por radiación acústica directa más que por una vibración de origen estructural. El problema ha sido más agudo en las estructuras aeroespaciales donde la carga acústica es causada por radiación directa de la planta de energía y por la generación de disturbios acústicos intensos en la capa límite durante un vuelo de alta velocidad. Para muchos componentes de aeronaves y cohetes, los requerimientos de fatiga acústica y no los requerimientos de tensión estática, determinan el diseño de la estructura.

El ruido causado por un motor de chorro es altamente direccional, teniendo una intensidad máxima en los ángulos de



entre 30 graos y 45 grados del eje de descarga del motor. Algunas partes del marco de aire caen inevitablemente en esta línea de radiación máxima. Aparte del caso comprensible del escape del motor y de los componentes de la barquilla, de los paneles de las alas del borde del escape y de los paneles de fuselaje traseros, son con frecuencia seriamente afectados. Como la energía acústica total radiada por el escape de un motor es proporcional a la octava energía de la velocidad de efluio del motor (entre el cubo y la quinta energía de la velocidad de efluio del motor para los cohetes) y el cuadrado del diámetro del motor, la magnitud del problema de fatiga acústica en estructuras ligeras de alta energía pueden ser fácilmente apreciadas.

La onda acústica incidente genera varios modos de vibración en la estructura, causando las concentraciones de esfuerzo que llevan a la falla eventual. En un panel estructural, las resonancias son usualmente muy ligeramente amortiguadas y la respuesta a la excitación por naturaleza presenta muchos máximos. El modo de la falla es por tanto muy dependiente de los detalles tanto del espectro de excitación como de la respuesta a las estructuras a éste. Normalmente puede juntarse suficiente información de pruebas extensivas en una cámara especial. La fuente sónica debe ser capaz de producir ruido a niveles muy altos, en exceso a 150 decibeles, usualmente mediante una corneta exponencial.

## 2.4. EFECTOS DE VIBRACIONES Y SHOCK EN EL HOMBRE

### 2.4.1. VIBRACION DE CUERPO ENTERO

El cuerpo humano es física y biológicamente un "sistema" de una naturaleza extremadamente compleja. Cuando se observa como un sistema mecánico, contiene una serie de "elementos" lineales como no lineales, y las propiedades mecánicas son bastante diferentes de persona a persona.

Biológicamente, la situación es por ningún motivo más simple, especialmente cuando se incluyen los efectos psicológicos. Considerando la respuesta del hombre a vibraciones y shocks, es necesario sin embargo, tener en cuenta tanto los efectos mecánicos como psicológicos.

Ya que los experimentos con los seres humanos son difíciles, consumen tiempo y en casos extremos no son estéticos, mucho del conocimiento que se tiene hasta ahora ha sido obtenido de experimentos realizados con animales. Por supuesto, no siempre es posible "escalar" los resultados obtenidos de experimentos con animales a reacciones esperadas en el hombre, pero sin embargo tales experimentos con frecuencia dan información valiosa.

Considerando primero el cuerpo humano como un "sistema" mecánico, a bajas frecuencias y bajos niveles de vibración, puede ser aproximado a groso modo por un sistema de parámetro lineal troncal

del tipo mostrado en la Fig 23. Una de las "partes" más importantes de este sistema con respecto al efecto de vibración y shock parece ser la parte marcada "sistema tórax-abdomen". Esto es debido a un efecto de resonancia marcado que ocurre en el rango de 3 a 6 Hz y el cual hace el aislamiento eficiente de la vibración de una persona sentada o parada, muy difícil. Otro efecto de resonancia se encuentra en la región de 20 a 30 Hz y es causado por el sistema de cabeza-cuello-hombros.

También en la región de 60 a 90 Hz se sintieron disturbios, los cuales sugieren resonancias en el globo ocular y se ha encontrado un efecto de resonancia en el sistema del maxilar inferior-cráneo entre los 100 y 200 Hz.

Por arriba de los 100 Hz, no son muy útiles los modelos de parámetros simples troncales como el mostrado en la Fig 23. Por tanto, es necesario aplicar métodos de análisis estructurales continuos los cuales se vuelven muy complejos. Mediante esos métodos, sin embargo, se ha mostrado que para el cráneo en sí, el modo fundamental de vibración parece estar en la región de 300-400 Hz con resonancias para modos mayores alrededor de 600-900 Hz. A frecuencias aún más altas, debe hacerse uso de la teoría de ondas tanto en la forma de ondas de deformación como en las ondas compresionales (ondas sónicas).

Desde un punto de vista de un shock y vibración, el rango de baja frecuencia puede ser considerado más importante. Se han hecho

Sistema mecánico simplificado representando el cuerpo humano parado en una plataforma verticalmente vibratoria.

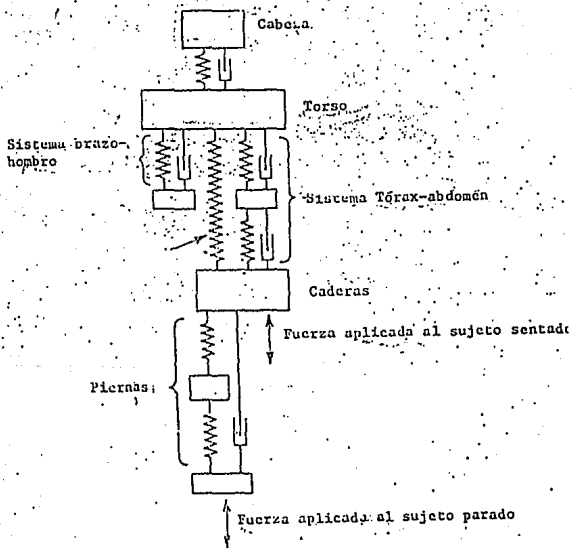


Fig. 23

aquí algunas mediciones muy interesantes por von Békésy en relación a la atenuación de la vibración a lo largo del cuerpo humano. En la Fig 24 los resultados obtenidos a 50 Hz son reproducidos y muestran que la atenuación del pie a la cabeza es del orden de los 30 decibeles. En forma similar, la atenuación de la mano a la cabeza es de aproximadamente 40 decibeles.

Aparte de las respuestas mecánicas mencionadas arriba, son observados los efectos psicológicos y fisiológicos. A pesar de que estos efectos son más bien complicados y difíciles de medir, parece que los resultados fisiológicos obtenidos de experimentos con animales, también aplican al hombre en cierto grado.

Estos experimentos se encuentran en su mayoría relacionados con los cambios en la asimilación del alimento, la actividad muscular, la actividad reproductiva etc., así como del daño interno real.

Los efectos psicológicos tales como la percepción, el malestar y dolor, se han estudiado recientemente con algo de detalle. La mayoría de los estudios se realizaron en conductores de vehículos y en pilotos de aviación cuya capacidad para realizar tareas complejas bajo condiciones ambientales adversas, incluyendo la vibración, es particularmente importante. Los datos disponibles son por tanto, principalmente para sujetos sentados o parados. El reciente ISO 2631-1978 presenta estos datos juntos convenientemente como una serie de curvas de criterio de

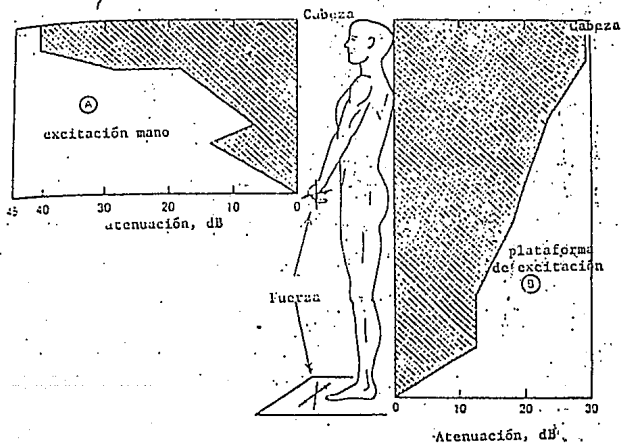


Fig. 24

Atenuación de vibración a 50 Hz a lo largo del cuerpo humano. La atenuación está expresada en decibeles por debajo de los valores en el punto de excitación. Para la excitación de A manos, y B plataforma sobre la cuál el sujeto está parado. Pag 88

vibración para la vibración vertical y lateral sobre el rango de frecuencia de 1 a 80 Hz. Estas curvas se muestran en la Fig 25 y aplican a la vibración transmitida al torso de una persona parada o sentada en el sistema de ejes indicado.

La vibración a bajas frecuencias de 1 Hz, se presenta en varias formas de transporte y produce efectos, como es la cinetosis (movimiento de enfermedad), los cuales son completamente diferentes en carácter de aquellos producidos a frecuencias altas. Estos efectos no pueden estar simplemente relacionados con los tres parámetros del movimiento de excitación, intensidad, duración y frecuencia, como ha sido posible en el rango de 1 Hz a 80 Hz. Además, la reacción humana a la vibración menor de 1 Hz es extremadamente variable y parece depender de un gran número de factores externos, los cuales no tienen nada que ver con el movimiento, esto es, edad, sexo, visión, actividad, olores. A pesar de esta variabilidad y la cantidad limitada de datos disponibles, se ha hecho un intento para formular estándares tentativos para el rango de frecuencia de 1 Hz hasta 0.1 Hz en un suplemento al Estándar previamente mencionado para la vibración de cuerpo entero esto es la ISO 2631. Las recomendaciones son hechas solo para el movimiento lineal en el plano vertical, las relaciones aceleración-tiempo que siguen una ley de "energía constante", esto es  $\text{aceleración} \times \text{tiempo} = \text{constante}$ . Debe notarse que este no es el caso para la vibración de cuerpo entero (ISO 2631) ni para la vibración de mano-brazo

(Borrador ISO 5349), la cual sigue una relación no lineal de aceleración-tiempo.

Por encima de los 80 Hz, las sensaciones y efectos son muy dependientes sobre las condiciones locales en el punto de aplicación, esto es, la dirección real, posición y área sobre la cual la vibración es transmitida y sobre el amortiguamiento en este punto, como es el debido al vestido y zapato. Estos factores externos influyen grandemente en la respuesta de la piel y de los tejidos superficiales, principalmente afectados por frecuencias arriba de los 80 Hz. Por tanto no es generalmente posible en este momento establecer criterios válidos fuera del rango establecido de 1 Hz a 80 Hz.

Los niveles de vibración indicados por las curvas en la Figura 25 están dados en términos de niveles de aceleración RMS los cuales producen fatiga igual/ aprovechamiento disminuido. Excediendo la exposición especificada por las curvas, en la mayoría de las situaciones causará fatiga notable y capacidad disminuída en el trabajo en las mayoría de las tareas. El grado de interferencias de las tareas depende del sujeto y de la complejidad de la tarea, pero las curvas indican el rango general para el inicio de tal interferencia y la dependencia del tiempo observada.

Un límite superior a la exposición considerado aceptable (daño a la salud así como al rendimiento), es tomado como el doble de



la altura (6 decibeles arriba) del límite de la "fatiga-aprovechamiento disminuido" mostrado en la Fig. 25, mientras que el límite de bienestar reducido se asume que es de cerca de un tercio (10 decibeles abajo) de los niveles establecidos.

Estos criterios se presentan como guías recomendadas o curvas de tendencia, más que límites firmes que clasifican los límites cuantitativos biológicos o psicológicos. Se intenta que sean solo para situaciones que involucren personas normales, saludables consideradas que ajustan para rutinas normales de vida y el stress de un día promedio de trabajo.

Por ahora, no hay criterios firmes para vibraciones puramente angulares equivalentes a aquellas para vibraciones puramente traslacionales como se describe arriba. En la práctica, el movimiento angular (esto es, en guiñadas, giros y lanzamientos) cuyos centros de rotación se encuentran a una distancia del punto de aplicación al cuerpo, pueden ser adecuadamente aproximadas por un movimiento puramente traslatorio.

Curvas de criterio de exposición de vibraciones vertical definiendo límites de fatiga igual aprovechamiento disminuido.

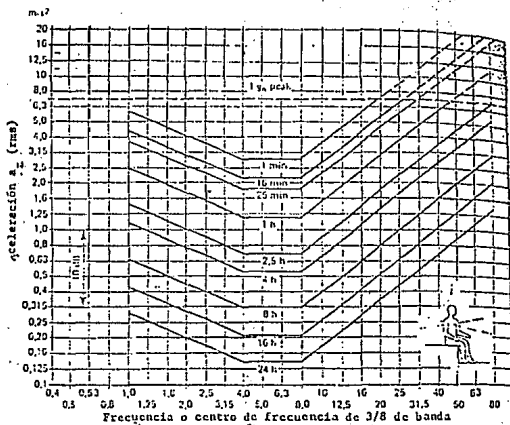


Fig. 25

POSIBILIDADES DE DIAGNOSTICO EN EQUIPOS Y PARTES

3.1. MONITOREO DE VIBRACIONES EN TURBINAS DE GAS.

3.1.1. INTRODUCCION.

Al desarrollarse en defecto en una turbina de gas se producen diferentes síntomas en ellas: ruido, calor, rendimiento, vibraciones, etc. Los cambios en los síntomas se observan para decidir si puede seguir trabajando la máquina o mejor se para, revisa y repara. De los síntomas se ha puesto especial énfasis en las vibraciones porque contienen mucha información y se puede analizar e interpretar.

3.1.2. VIBRACIONES EN LA TURBINA.

Una máquina produce simultáneamente vibraciones en varias frecuencias y según el tipo de máquina se puede, de antemano, vincular diferentes fenómenos en ella con frecuencias específicas de vibración. Esta característica de la vibración se aprovecha para determinar un modo adecuado de vigilar la turbina como para identificar las causas de la vibración (el diagnóstico).

Ejemplo:

En una turbina de gas G.E. LM-2500 (el generador de gas) se puede esperar vibración en las siguientes frecuencias:

En sentido radial:

1. Desbalanceo: Frecuencia de giro (Aprox. 9000 RPM=150 Hz.).
2. Pandeo del rotor: Frecuencia de giro y segunda armónica.
3. Juego excesivo en el montaje de baleros del rotor: Subarmónicas de la frecuencia de giro, armónicas múltiples e interarmónicas.
4. Defecto en baleros del rotor: Resonancia del balero activada en el rango 3000-6000 Hz, y frecuencias de impactos anteriores mayores a 1200 Hz.
5. Frecuencias de álabes: Número de álabes de cada paso multiplicado por la frecuencia de giro.
6. Turbulencia: Vibración de carácter aleatorio en altas frecuencias.
7. Resonancia en el rotor: A pesar de estar trabajando arriba de su velocidad crítica, puede estar ligeramente activada la frecuencia de la velocidad crítica.
8. Resonancias en componentes estacionarios en frecuencias no predecibles.
9. También se miden frecuencias de máquinas montadas sobre la misma estructura que se transmiten al generador de gas.

En sentido axial:

1. Pandeo del rotor: Frecuencia de giro y segunda armónica.
2. Frecuencias de álabes: Número de álabes de cada paso multiplicado por la frecuencia de giro.
3. Turbulencias: Vibración de carácter aleatorio en altas frecuencias y además oscilación lenta en frecuencias muy por debajo de la frecuencia de giro.
4. También se miden frecuencias de máquinas montadas sobre la misma estructura que se transmite al generador de gas.

Según el estado de la turbina algunas o todas las frecuencias mencionadas y la amplitud de la vibración en cada frecuencia también depende del estado.

### 3.1.3. MONITOREO DE LAS VIBRACIONES.

Siendo un cambio en la vibración una indicación de un cambio en el estado de la turbina o en su condición de trabajo, debe idealmente vigilarse la vibración en todas las frecuencias por separado. En sistemas de protección (monitoreo permanente) el propósito de la vigilancia es parar la turbina a tiempo para evitar daños en ella; cuando sube la vibración la pregunta siempre es, cuál es la causa del incremento.

En sistemas de protección tradicionalmente se monitorea una sola frecuencia o una gama limitada de frecuencias y se expresa la amplitud de la vibración con un sólo valor en lugar de medir la vibración en cada frecuencia (en un espectro de frecuencias). Es

muy importante saber cuál es la información que se sacrifica para determinar si la simplificación reduce significativamente la protección que se pretende obtener y para poder escoger entre las alternativas disponibles.

Para identificar causas de vibración (diagnosticar), la información sobre un nivel total y su desarrollo es prácticamente inútil (corresponde a decir que la temperatura de una persona sube de 38° a 39°; se requiere más información para diagnosticar el mal).

#### 3.1.4. SELECCION DE FRECUENCIA O RANGO DE FRECUENCIA.

Quando se selecciona una frecuencia o un rango de frecuencia muy angosto, generalmente se escoge la frecuencia de giro, considerando que es la frecuencia más importante y con mayor amplitud de vibración. En el caso de máquinas de velocidad variable como turbinas, el rango debe ser suficientemente amplio para incluir cualquier velocidad de trabajo. El riesgo de solamente vigilar la turbina en una frecuencia es que puede dañarse por todas las causas que no producen tempranamente incrementos de la vibración en la frecuencia mencionada, sin producir una advertencia en el sistema de monitoreo.

Quando se escoge un rango de frecuencias más amplio para un sistema de protección, se determinan límites inferior y superior. El límite inferior debe incluir las vibraciones de

frecuencias bajas producidas en la máquina (subarmónicas y oscilación axial), pero excluir vibración ajena a la máquina (de otras fuentes). El límite superior se puede determinar en función del número de armónicas de la frecuencia de giro que se quiere tomar en cuenta en las mediciones, o hasta frecuencias tan altas que también se incluyan las vibraciones de un balero defectuoso o de álabes (en máquinas con engranajes es necesario incluir la frecuencia de paso de dientes).

### 3.1.5. ¿COMO MEDIR LA AMPLITUD DE LA VIBRACION?

Si la vibración se mide en una sola frecuencia no es de mayor importancia en cuál parámetro se mide la vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) porque si la amplitud se duplica en los otros, y tampoco es de mayor importancia si se mide en valor pico o RMS.

Cuando se quiere expresar con un solo valor la amplitud de la vibración en una gama de frecuencias, se requiere considerar cuidadosamente los siguientes aspectos:

#### 3.1.5.1. Parámetros de medición.

Desplazamiento: puede llegar a amplitudes altas en bajas frecuencias pero en altas frecuencias los valores son muy bajos (un espectro en desplazamiento "pone énfasis" a las bajas frecuencias).

Velocidad es apreciable tanto en bajas como en altas frecuencias (el espectro es típicamente más plano).

Aceleración es relativamente mayor en altas frecuencias pero se mide bien tanto en bajas como altas frecuencias.

Considerando la relación entre los parámetros:

$$\text{desplazamiento} = \text{velocidad}/2\pi f = \text{aceleración}/(2\pi f)^2$$

f = frecuencia

Se nota que dentro de un rango de frecuencias, la selección del parámetro de medición puede determinar cuáles picos van a predominar en el valor de la amplitud de vibración.

Antes de optar por un parámetro es necesario medir espectros de vibración, preferentemente de máquinas en buen estado y con defectos para conocer los incrementos a esperar en las vibraciones producidas por ellos. Generalmente se prefiere el parámetro que da el espectro más plano.

Basado en estos espectros se puede determinar cuánto puede subir la vibración en cada frecuencia antes que se deba para y revisar la máquina. Es importante observar que un mismo valor absoluto de vibración no es válido como criterio en todas las frecuencias.

### 3.1.6. ¿VALOR PICO O VALOR RMS?

Si la amplitud permisible de vibración se fija individualmente en



cada frecuencia no tiene mucha importancia si se usan valores pico o RMS, pero cuándo se fija un solo valor límite y la vibración medida se expresa con un solo valor es muy importante.

En el espectro de frecuencias, el valor pico del espectro es la amplitud del pico más alto del espectro sin tomar en consideración ningún otro pico. Ejemplo: En una medición en la turbina de gas antes mencionada en buen estado la amplitud de vibración más alta probablemente es la frecuencia de giro y consecuentemente el valor pico es la amplitud de vibración de dicha frecuencia. Empieza un balero a patibar sobre la flecha y la fricción produce vibración subarmónica; la fricción es muy seria porque en poco tiempo significa un daño a la flecha. La amplitud de la vibración subarmónica producida es relativamente baja y no rebasa el pico de vibración en la frecuencia de giro. Cuando el desgaste de la flecha llega a hacer un aflojamiento de la flecha en relación al balero, se incrementan las amplitudes de las armónicas (2,3,4,5, etc.) y posiblemente también de las interarmónicas (1.5, 2.5, 3.5, 4.5, etc.). Ni la vibración subarmónica, ni las armónicas ni las interarmónicas afectan al valor pico medido porque normalmente no rebasan a la amplitud de la vibración en la frecuencia de giro. En este caso la amplitud de la vibración expresada con un solo valor pico no sirve para proteger la máquina, porque la amplitud de la vibración es la frecuencia de giro -y por eso en el valor pico- no se incrementa hasta que el daño a la flecha es tan avanzado, que la holgura permita a la flecha girar en forma excéntrica, porque hasta

entonces crece la vibración significativamente en la frecuencia de giro.

El valor RMS de la vibración en un rango de frecuencias toma en consideración la vibración en todas las frecuencias pero con mayor ponderación a los picos con más energía en el espectro. Por eso, en el ejemplo de la turbina, si va a reflejar el crecimiento de la vibración subarmónica, armónica e interarmónica y no espera el crecimiento de la vibración en la frecuencia de giro para dar el aviso de que algo sucede en la turbina.

El uso del valor pico en sistemas de protección (monitoreo permanente) de máquinas rotativas es entendible cuando únicamente se necesita vigilar un solo tipo de falla en la máquina y probablemente se ha convertido en tradición porque durante los años, muchos instrumentos solamente podían medir valor pico. Sin embargo, al reconocer que las causas de fallas son varias y que producen vibraciones es diferentes frecuencias, es necesario analizar cuidadosamente la vibración de la máquina antes de recomendar el uso del valor pico de un rango de frecuencias para proteger a la máquina.

#### 3.1.7. DIAGNOSTICO DE FALLAS.

El propósito de vigilar la vibración en una turbina es poder pararla antes de que sufra un daño y poder identificar la o las causas del incremento de la vibración. Siendo la vibración el

síntoma del mal, lo importante es llegar a la causa.

Cuando una máquina está equipada con un sistema de protección con sensores permanentes montados en ella, es conveniente también usar la señal de los sensores para diagnosticar fallas. Como se mencionó en el ejemplo de la turbina, las diferentes fallas se identifican por medio de las frecuencias de vibración producidas por ellas; cuando en un rango de frecuencias únicamente se conoce la amplitud de la vibración expresada por un solo valor, no se puede distinguir entre las fallas que producen vibraciones dentro del rango.

La observación de la tendencia en la vibración (desarrollo de la amplitud sobre el tiempo) se hace con el fin de estimar el desarrollo de la falla que produce la vibración. Cuando la comparación se hace entre espectros de diferentes flechas, el desarrollo se ve frecuencia por frecuencia, es decir, causa por causa, y la tendencia se puede observar por cada una. Si en lugar de medir y comparar espectros, solamente se mide un solo valor de amplitud de todo el rango, el resultado difícilmente se puede interpretar y es de poca utilidad por las siguientes razones.

La elección del parámetro de edición determina si las frecuencias bajas o altas del rango tendrán más importancia en el valor.

La elección del valor pico o RMS puede dar resultados muy diferentes.

La presencia de varias causas del rango. En el ejemplo de la turbina de gas, un rango de 1 KHz a 10 KHz contiene defectos internos en los baleros, frecuencias de álabes, turbulencias, resonancias y posiblemente vibraciones en otras máquinas y transmitidas al generador de gas. No es posible saber si la tendencia se debe a una o varias fuentes ni identificarlos.

La velocidad de desarrollo de la tendencia no es confiable. Siendo simultáneamente vibraciones de diferentes fuentes que determinan la amplitud medida, la correlación entre los valores medidos generalmente es baja; típicamente indican un desarrollo demasiado lento de la falla.

La medición y el estudio de tendencias de frecuencias es el elemento central del mantenimiento predictivo. Mientras el sistema de protección tiene que parar la turbina al tiempo, el mantenimiento predictivo tiene que identificar con anticipación la falla en desarrollo y estimar el tiempo que queda antes de que sea necesario parar la máquina. Esto no es posible sin mediciones es espectros.

## 3.2. ANALISIS DE VIBRACIONES EN ENGRANAJES.

### 3.2.1. INTRODUCCION.

Ruido, calentamiento, partículas en el aceite, e incremento de la vibración son síntomas típicos de un cambio de estado de una caja de engranes. Para detectar que está pasando en ella se deben observar todos los síntomas, pero la vibración puede dar mucho más información que los otros.

Es típico que el engranaje -sea reductor o incrementador de velocidad- es un equipo cuya reparación es muy costosa y crítica porque su descompostura puede parar una línea o una planta completa. Por eso, su mantenimiento no debe reducirse únicamente a repararlo cuando ya está dañado, al contrario, debe vigilarse constantemente o con intervalos tan cortos que cualquier defecto se detecte en su inicio y se corrija antes que se desarrolle.

### 3.2.2. LAS TÉCNICAS BASICAS DEL ANALISIS DE VIBRACIONES.

Todo sensor de vibración envía al analizador una señal que contiene todas las frecuencias captadas y es una señal de la vibración durante el tiempo de medición. En el analizador la señal se filtra o -en los analizadores modernos tipo FFT- se transforma para obtener un espectro de frecuencias. La diferencia entre usar un analizador antiguo de filtros electrónicos y uno moderno FFT, es muy grande. El analizador FFT

es muy rápido, tiene alta resolución de frecuencias, tiene memoria interna y toda una gama de posibilidades de análisis. Entre ellas destaca para análisis de engranajes el Cepstrum que es un análisis muy importante del espectro y muy fácil de usar.

Debe mencionarse que la utilidad que se puede obtener de un analizador depende de su capacidad para analizar la vibración tanto en tiempo como en frecuencia. No es suficiente para localizar causas ni para obtener avisos tempranamente que el analizador pueda producir un espectro, se requiere una tecnología más avanzada.

### 3.2.3. INFORMACION EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIAS.

Al entrar en contacto los dientes de dos engranes, se produce vibración. Cuando los engranes están en buen estado y la carga no es elevada, la vibración producida en la frecuencia de paso de dientes (también llamado de contacto entre dientes) es baja, pero sí existe; la frecuencia se calcula multiplicando el número de dientes de un engrane por su velocidad de giro. Esta frecuencia es punto de partida en el análisis de vibraciones producida por defectos, y son múltiples las posibilidades.

Quando se desgasta un engrane la curva envolvente de sus dientes cambia porque gradualmente se va aplanando a los lados del punto de contacto. Esta deformación del diente genera vibración en la segunda y posiblemente también en la tercera armónica de la

frecuencia de paso de dientes (es decir, 2 y 3 veces, respectivamente). El desgaste no incrementa la vibración en la frecuencia de paso de dientes marcadamente, hasta que el desgaste es considerable, pero la vibración en las frecuencias armónicas sube rápidamente y es un excelente indicador del desarrollo del desgaste.

No se requiere un analizador de vibraciones muy avanzado para medir la vibración en la frecuencia de paso de dientes y sus armónicas: Es preferible medir en velocidad o aceleración y naturalmente es necesario que tanto el instrumento como el sensor puedan medir en dichas frecuencias. En máquinas de alta velocidad de giro son frecuencias altas: si por ejemplo la flecha de entrada gira a 3600 RPM = 60 Hz y tiene un engrane con 85 dientes, la frecuencia de paso de dientes es 306,000 CPM = 5,100 Hz, y la segunda armónica 612,000 CPM = 10,200 Hz.

Generalmente, es insuficiente saber que ya subió la vibración en los engranes y ya están desgastados. Es mucho más útil saber cuando se inicia el defecto e identificarlo.

#### 3.2.4. EL USO DEL CEPSTRUM.

Para identificar el origen de la vibración producida en los engranes, el Cepstrum es muy útil y en muchos casos la única técnica capaz. El ejemplo anterior se puede usar para explicarla: supongamos que la flecha de salida tiene un engrane

de 41 dientes, es decir gira a  $306,000/41 \text{ RPM} = 7,463 \text{ RPM} = 124.4 \text{ Hz}$ . Si la flecha de entrada y su engrane no gira perfectamente bien o alguno de sus dientes están dañados, se producen bandas laterales espaciadas a 60 Hz alrededor de la frecuencia de paso de dientes, pero si el defecto está en la flecha de salida y su engrane, las bandas laterales están espaciadas a 124.4 Hz. Si ambas flechas y sus engranes trabajan deficientemente, se producen ambas "familias" de bandas laterales. En este caso el Cepstrum informa de cuál engrane o de los dos viene la vibración y la cuantifica para poder seguir su desarrollo.

Las flechas de salida de reductores de velocidad en molinos mineros, azucareros y cementeros pueden tardar varios segundos en cada revolución. No es posible medir directamente si giran bien o no, y mientras no dañen a engranes, baleros o chumaceras tampoco tiene importancia. El Cepstrum si puede informar en el caso que el giro de estas flechas afecten al trabajo de los engranes y baleros.

El análisis de Cepstrum únicamente existe en los analizadores más modernos tipo FFT; en algunos casos las bandas laterales pueden ser tan marcadas, que es posible ver la distancia entre ellas pero no se puede cuantificar la vibración de cada fuente. En estos casos es posible hacer un espectro con suficiente resolución con un analizador de filtro electrónico (la tecnología anterior a la FFT), si el filtro es de suficiente calidad, es decir suficientemente angosto.



El método descrito es igualmente válido para engranajes con flechas intermedias, porque cada paso tiene su propia frecuencia de paso de dientes y se analiza por separado.

Una vez determinado de cuál o cuáles flechas viene la vibración se debe analizar la causa del mal giro de ellas. Las causas pueden ser externas al engranaje, por ejemplo, desalineación con una máquina acoplada, etcétera. También son defectos típicos el juego excesivo en chumaceras o daños en baleros que perjudican el trabajo de los engranes.

El análisis, sin embargo, es incompleto si no se evalúa el trabajo en los engranes para detectar daños o defectos en ellos. La principal técnica para esto es la medición en tiempo.

### 3.2.5. LA MEDICION EN TIEMPO.

Para poder detectar qué está pasando en un engranaje, la medición en tiempo es sumamente útil. Para ver el trabajo diente por diente se requiere hacer la medición en aceleración (desplazamiento y velocidad no contienen la información necesaria). Las siguientes figuras (Fig 26) demuestran la señal que se espera obtener si los engranes trabajan perfectamente bien o con diferentes defectos.

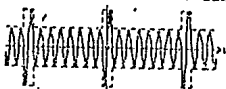
Algunas veces el defecto no se vé tan fácilmente debido a vibraciones de varias fuentes que se mezclan. Es también posible

depurar la medición para ver claramente el trabajo de uno solo de sus engranes. Si el analizador se sincroniza con la flecha del engrane que se quiere estudiar y se mide en tiempo, todas las mediciones se hacen cuando dicha flecha está en la misma fase. La otra u otras flechas giran a diferentes velocidades y en el momento de iniciar cada medición van a estar en diferentes fase. Esto significa que el analizador al hacer promedio de mediciones en tiempo va eliminando las vibraciones de las otras flechas y quedan las de la flecha estudiada; la medición en tiempo así depurada puede despues convertirse a un espectro donde claramente se ven las frecuencias producidas por la flecha estudiada.

Engranés en buen estado



Engrane con un diente dañado



Engrane donde el daño se distribuye a los diente vecinos



Engrane excéntrico

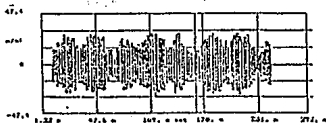


Fig. 26

### 3.3. ALINEACION.

El objetivo de alinear las flechas de dos máquinas acopladas directamente es lograr que giren como una sola flecha alrededor de una línea recta.

La desalineación produce vibraciones en las dos máquinas y desgaste de cojinetes, coples, sellos, etcétera.

Las causas de la desalineación son:

Falta de cuidado al montar y acoplar las máquinas. Se requiere gran exactitud, porque la desalineación de fracciones de milímetro es suficiente para producir vibración, especialmente en maquinaria de alta velocidad.

Dilatación térmica. La alineación generalmente se hace con las máquinas paradas (en frío) y muchas máquinas se calientan al trabajar; esto causa cambios en las distancias del piso a la flecha. Normalmente la dilatación térmica no causa desalineamiento horizontal.

Tensión de tubería sobre la máquina. Puede causar desalineación vertical u horizontal. En ocasiones se presenta cuando la máquina está trabajando. Es un error de diseño o de ejecución que no se puede corregir por medio de la alineación.

En maquinaria de torque elevado un desgaste desigual de un cople puede mover la máquina y así desalinéarla.

### 3.3.1. DILATACION TERMICA.

De las causas señaladas, especialmente la dilatación térmica ha producido muchos problemas a los encargados de la alineación.

Mientras algunos equipos -motores eléctricos, cajas de engranes, bombas y ventiladores- generalmente se dilatan poco o igual en sus dos extremos, otros como turbinas de gas y vapor y compresores centrífugos tienen dilatación diferente en sus dos extremos. En una instalación de turbina que mueve un compresor centrífugo vía una caja de engranes, la dilatación hace que las flechas de la caja se desplacen en forma paralela, mientras las flechas de la turbina y del compresor cambian de inclinación.

Muchos fabricantes de maquinaria especifican la dilatación de sus máquinas desde temperatura ambiental no extremosa hasta la temperatura de trabajo con el fin de facilitar la alineación. Cuando no se cuenta con esta información, hay que medir o calcular. Si es posible medir la diferencia entre la máquina en posición fría y posición caliente sobre las flechas en relación a la base es preferible. En la teoría es fácil calcular la dilatación (altura de la flecha sobre la base \* grados de cambio de temperatura \* coeficiente de dilatación), pero muchas veces la estructura de la máquina no se calienta uniformemente, y entonces

el cambio de temperatura será parcialmente una estimación. (Coeficiente de dilatación del acero: 0.000012 cm por grado centígrado; la dilatación es calculada en la unidad de la distancia).

### 3.3.2. METODOS DE ALINEACION

Cuando se hace una alineación con la máquina parada (en frío) se mide la posición de una flecha en relación a la otra. Con excepción de flechas que giran muy lentamente, es necesario usar un micrómetro (indicador de carátula) para lograr suficiente precisión; medir la distancia entre las caras del cople en diferentes posiciones con un pie de rey no es muy exacto.

Dos métodos de medición se usan para la alineación:

**Borde a cara:** Se mide del borde de una flecha a la cara de la otra.

**Borde a Borde o Mediciones Inversas:** Se mide del borde de la flecha o del cople de la máquina A al borde de la flecha o del cople de la máquina B y viceversa.

Las ventajas del método Borde a Borde son: No se necesita desacoplar las máquinas para controlar la alineación, las flechas giran juntas para controlar las posiciones de medición, y se elimina el riesgo de mediciones erróneas causadas por desplazamiento axial de las flechas.

### 3.3.3. ALINEACION EN FRIO.

Llevar a cabo una alineación donde no se necesita tomar en consideración dilatación térmica es generalmente sencillo y puede hacerse sin diagramas o calcular, pero se requiere entonces más paciencia.

Con la máquina acoplada se monta el micrómetro para medición Borde a Borde y se mide primeramente en las posiciones arriba y abajo. Si las lecturas son diferentes se sube o baja el nivel de las patas delanteras y traseras de la máquina móvil, hasta encontrar el nivel correcto de la máquina (lecturas iguales). Una vez nivelada, se hacen mediciones horizontales, y se mueve la máquina un poco de lado a lado para observar como cambian las lecturas; en esta forma se sigue probando hasta eliminar la desalineación horizontal.

Quando es necesario tomar en cuenta la dilatación térmica, el método descrito no basta, y los valores de corrección se tienen que encontrar usando métodos gráficos o de cálculo. Un método gráfico requiere que se haga un dibujo a escala de todas las dimensiones relevantes; el peligro principal de los métodos gráficos es que es muy fácil equivocarse al poner las lecturas de los micrómetros en el dibujo. Es mucho más fácil y seguro calcularlos por medio de un programa que pide los datos en el orden correcto.

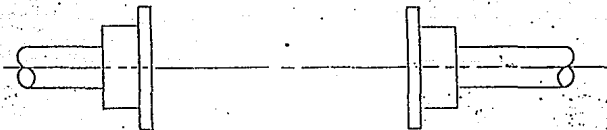
### 3.3.4. ALINEACION EN CALIENTE.

Alinear una máquina mientras está trabajando también se llama alineación en caliente. Para hacerlo se requiere un analizador de vibraciones y con la máquina trabajando a su temperatura de trabajo se aflojan los tornillos de sujeción mientras se observan cambios en la amplitud de la vibración en la frecuencia fundamental de giro y la segunda armónica (dos veces la velocidad de giro). Después de corregir el nivel, se procede a observar el efecto de pequeños cambios horizontales y así se busca la posición de menor vibración por desalineación. Las ventajas del método son: No se requiere parar la máquina y no se necesita conocer o calcular la dilatación térmica.

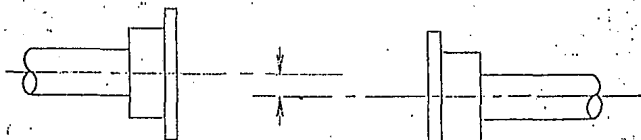
La aplicación de este método es limitada:

No se pueden aflojar los tornillos de sujeción de ninguna máquina conectada a tubería mientras que está trabajando, porque no se sabe si la tubería puede mover la máquina; no debe suceder, pero es demasiado peligroso experimentar. (Ver Fig. 27)

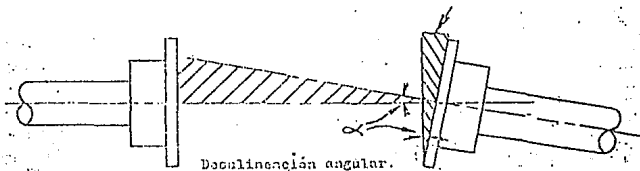




Flechas alineadas.



Desalineación paralela.  
(Offset)



Desalineación angular.

Fig. 27

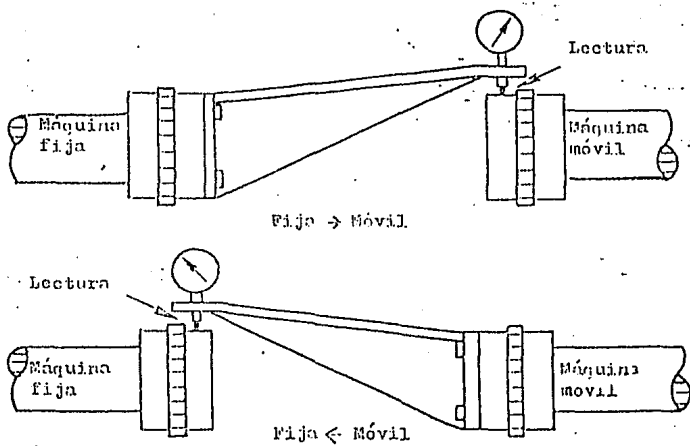


Fig. 27 a

### 3.4. BALANCEDO.

El desbalanceo es probablemente la causa más común de vibraciones en maquinaria rotativa y produce desgaste excesivo de baleros o chumaceras y daños por fatiga de materiales.

#### 3.4.1. DEFINICIONES Y TEORIA BASICA.

El desbalanceo de un rotor se debe a una distribución desigual de masa, que hace vibrar el rotor. La vibración se produce por la interacción entre un componente de la masa desbalanceada y la aceleración radial de la rotación y juntos generan una fuerza centrífuga. El componente de la masa gira y se hace sentir en cualquier punto de los soportes del rotor una vez por cada revolución.

Balanceo es el proceso de mejorar la distribución de la masa del rotor para lograr que gire en sus soportes sin fuerzas centrífugas descompensadas. Generalmente se hace por medio de agregar o quitar masa en lugares indicados.

Balanceo en el campo o en el sitio es el proceso de balancear el rotor en sus propios soportes y no en un banco de balanceo.

Desbalanceo estático se define como la excentricidad del centro de gravedad. Se puede compensar con una masa correctiva puesta a 180°. Balanceo estático implica corregir en un solo plano.

Muchos rotores tienen su masa concentrada en un solo o casi un solo plano; se considera que es posible corregir en un solo plano si el diámetro del rotor es mayor a 7-10 veces su longitud.

Un rotor puede estar éfectamente balanceado estáticamente pero desbalanceado al girar. Esto sucede cuando el rotor tiene cierta longitud y en un extremo tiene desbalanceo a un lado y en el otro extremo tiene un desbalanceo del mismo tamaño exactamente 180° opuesto. En este caso en centro de gravedad no está fuera del centro del rotor pero al girar el eje de inercia ya no coincide con el eje de rotación, y se produce fuerte vibración. Para corregirlo es necesario hacer mediciones de vibración con el rotor girando y compensar en dos planos.

Desbalanceo dinámico es la combinación de desbalanceo estático y distribución desigual de la masa a lo largo del rotor; es el desbalanceo más común. Requiere mediciones de vibración con el rotor girando y compensar en dos planos.

Un rotor rígido se llama al rotor cuya velocidad de trabajo es menor a 50% de su primera velocidad crítica; un rotor que gira más rápido se llama rotor flexible. El rotor rígido se puede balancear con correcciones en cualquiera de los dos planos y este documentoprincipalmente está enfocado a rotores rígidos. El procedimiento de balanceo de un rotor flexible puede ser muy complicado porque la flexibilidad hace que un rotor se pueda deformar en diferentes modos al girar.

### 3.4.2. EL PROCEDIMIENTO DE BALANCEO.

Antes de empezar a balancear un rotor es recomendable haberse asegurado que la vibración efectivamente se debe a desbalanceo. Este se hace por medio de un espectro de vibraciones. Como antes se señaló, el desbalanceo produce una señal por cada vuelta del rotor. Al ver la amplitud de la vibración en la frecuencia de giro, se puede comparar con otras máquinas del mismo tipo o con una norma de calidad de balanceo de rotores rígidos; si la amplitud en la frecuencia de giro es alta, es recomendable mejorar el balanceo.

El balanceo se hace por medio de colocar una o varias masas de corrección en el rotor que compensan el desbalanceo, en otras palabras, necesitamos saber donde colocar la masa correctiva y cuánto debe pesar.

Para saber donde, se usa una lámpara estroboscópica o mejor aún una fotocelda (dá una lectura más exacta), y para saber cuánto, se usa una masa de prueba conocida que podemos relacionar con la vibración. Para escoger la masa de pruebas se usa también la norma de calidad de balanceo donde se busca el desbalanceo específico permisible para nuestro rotor. Después se puede calcular el desbalanceo residual máximo de nuestro rotor como sigue:

$$\text{Desb. residual máx.} = \frac{\text{desbalanceo específico * masa del rotor}}{\text{radio de corrección}}$$

La masa de prueba es de cinco a diez veces el desbalanceo residual máximo. Si se usa una masa muy pequeña no tiene mucho efecto y una masa muy grande puede ser peligrosa.

Los pasos a seguir en el balanceo son:

Balanceo en 1 plano

1. Medir desbalanceo inicial en amplitud y fase
2. Colocar masa de prueba en el plano de corrección.
3. Arrancar la máquina y medir desbalanceo en amplitud y fase.
4. Quitar la masa de prueba del plano de corrección.

Balanceo en 2 planos

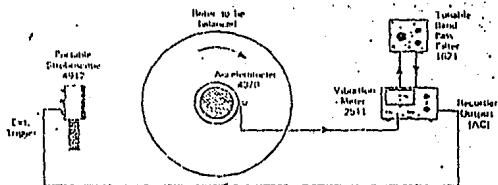
- Medir desbalanceo inicial en los dos planos de amplitud y fase.
- Colocar masa de prueba en plano 1 de corrección.
- Arrancar la máquina y medir desbalanceo en amplitud y fase en los dos planos.
- Quitar la masa de prueba del plano 1 de corrección.

5. Colocar la masa de prueba en el plano 2 de corrección.
6. Arrancar la máquina y medir desbalanceo en amplitud y fase en los dos planos.
7. Quitar la masa de prueba del plano 2 de corrección.
8. Calcular el lugar y el peso de la masa de corrección. Calcular los lugares y los pesos de las masas de corrección para los dos planos.
9. Colocar la masa de corrección. Colocar las masas de corrección.
10. Arrancar la máquina y medir amplitud y fase. Arrancar la máquina y medir amplitud y fase en los dos planos.
11. Evaluar el resultado y afinar si es necesario. Evaluar los resultados y afinar si es necesario.

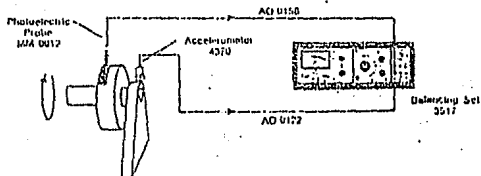
COMENTARIOS:

- Todas las mediciones se harán a la misma velocidad de giro.

Instrumento con filtro ajustable y lámpara estroboscópica



Instrumento de filtro ajustable y fotocelda



Analizador en tiempo real con fotocelda

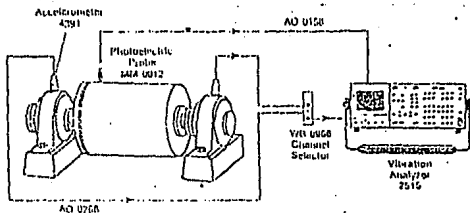


Fig. 28



- Las mediciones se hacen en la frecuencia de giro, y puede usarse desplazamiento, velocidad o aceleración.
- En el caso de dos planos las masas de prueba no necesitan ser iguales.
- Siempre marcar bien en el rotor los lugares de las masas de prueba porque son las marcas de referencia para colocar las masas de corrección.
- Puede suceder que la masa de prueba tenga un efecto mínimo al desbalanceo; en este caso incrementa y/o cambia la masa de prueba de lugar.
- Se supone que las masas de prueba y las de corrección se colocan en el mismo radio en el rotor; si no es el caso el cambio de la masa es inversamente proporcional al cambio del radio.

### 3.4.3. CALCULO DE CORRECCION.

#### 3.4.3.1. Balanceo en un plano.

El desbalanceo inicial se representa por el vector  $V_0$ . El desbalanceo con masa de prueba se representa por el vector  $V_1$ .

El efecto de la masa de prueba es  $V_p = (V_1 - V_0)$ .

(Ver solución gráfica Fig 29).

### Solución Gráfica

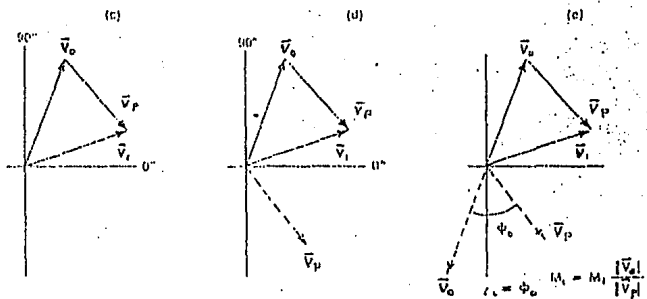


Fig. 29

### 3.4.3.2. Balanceo en dos planos.

Para poder tomar en consideración simultáneamente los efectos del desbalanceo en los 2 planos, se resuelven dos ecuaciones, donde las incógnitas son  $Q_1$  y  $Q_2$ , llamados vectores de influencia, y los vectores medidos son los siguientes:

Masa de prueba	Plano de medicion	
	Plano 1	Plano 2
Sin masa	$V_{1,0}$	$V_{2,0}$
En plano 1	$V_{1,1}$	$V_{2,1}$
En plano 2	$V_{1,2}$	$V_{2,2}$

Las ecuaciones son:

$$Q_1(V_{1,1} - V_{1,0}) + Q_2(V_{1,2} - V_{1,0}) = -V_{1,0}$$

$$Q_1(V_{2,1} - V_{2,0}) + Q_2(V_{2,2} - V_{2,0}) = -V_{2,0}$$

### 3.4.4. CASOS ESPECIALES DE BALANCEO.

#### 3.4.4.1. Rotores en cantiliver.

Si las dimensiones del rotor permite el balanceo en 1 plano, se puede medir sobre un punto de soporte donde el efecto de la masa de prueba es mayor.

En el caso de balanceo en 2 planos, el procedimiento es el ya señalado, pero los planos de medición y corrección se identifican como se muestra en la Fig 30.

#### 3.4.4.2. Velocidad inestable.

Si la máquina a balancear no es de velocidad constante la lectura de fase es problemática. Con un filtro de seguimiento es posible hacer la lectura; Con un analizador de tiempo real se pone el cursor en la frecuencia de giro escogida para el balanceo y cuando el pico que corresponde a la frecuencia de giro de la máquina coincide con el cursor, se hace la lectura de fase.

#### 3.4.4.3. Desbalanceo muy elevado.

Sucede que un rotor tiene tanto desbalanceo que sería peligroso llevarlo a su velocidad de giro de trabajo.

Una solución es primeramente balancearlo a menor velocidad y después a velocidad total. Otra es encontrar el lado pesado y compensarlo para después balancear el rotor en forma dinámica.

#### 3.4.4.4. Descomposición de la masa correctiva.

En algunos casos el diseño del rotor únicamente permite

colocar masa correctiva en ciertas posiciones, típicamente en hélices.

Si el cálculo de la corrección nos indica que la masa debe colocarse entre dos de las posiciones permitidas, es necesario convertir la masa correctiva en dos masas que se ubican en las dos posiciones vecinas y producen el mismo resultado.

#### 3.4.5. COMPLICACIONES DEL BALANCEO.

Cuando los esfuerzos para balancear un rotor no funcionan, lo más probable es que el problema no sea solamente de desbalanceo, sino de otra índole como:

- Desalineación: Controle la alineación antes de balancear. La desalineación afecta la lectura de amplitud y fase.
- Rotor inestable: Componentes del rotor se deslizan sobre la flecha, y cada vez que se arranca la máquina dichos componentes están en una posición nueva.
- Rotor Flexible: Si la flecha es larga y delgada o tiene un rotor pesado es muy probable que el rotor pandee al girar a velocidad considerable. Corregir el desbalanceo que se incrementa por la deflexión -por medio de colocar masas correctivas en los dos extremos del rotor es imposible-.

### 3.5. BALEROS.

#### 3.5.1. ¿QUE ES UN BALERO O RODAMIENTO?

El balero o rodamiento sostiene la flecha en su lugar en las máquinas; tiene bolas o rodillos (aguja, rodillos cilíndricos o esféricos) que van rodando sobre las pistas interior y exterior. En una chumacera la flecha se desliza sobre una capa de aceite que cubre la superficie interior de la chumacera.

#### 3.5.2. ¿POR QUE FALLA UN BALERO?

Las causas pueden ser: defectos de fabricación, daño causado durante el montaje del balero en la flecha, montaje erróneo, carga excesiva, velocidad excesiva, lubricación incorrecta, contaminación del lubricante, calor elevado en el lugar llegan al balero e impiden su buen funcionamiento. El balero que no se daña por ninguna de las causas señaladas tiene una vida útil larga pero finalmente sufre de fatiga de material.

#### 3.5.3. ¿COMO FALLA UN BALERO?

La gran mayoría de las fallas en los baleros empieza como una irregularidad muy pequeña en una de las superficies originalmente perfectamente lisas de una de las pistas o de una de las bolas. Gradualmente esta irregularidad crece y se puede producir una huella larga en la pista; en algunos casos llega a destrozarse el

balero, típicamente cuando la carga es grande.

#### 3.5.4. CONSECUENCIAS.

Las consecuencias de la falla de un balero pueden ser varias: daño a otros elementos de la máquina, calidad deficiente del producto que pasa por la máquina y tiempo perdido de producción, más naturalmente el costo directo de cambiar el balero defectuoso. La suma de los costos puede así llegar a ser considerable y explica el interés por desarrollar métodos para detectar fallas en baleros en su inicio y para evaluar su desarrollo; cuando éste se logra, se puede programar el cambio del balero antes de llegar a daños mayores y cuando significa menor o ninguna pérdida de producción. Para este fin la medición y el análisis de vibraciones es muy importante.

#### 3.5.5. LAS VIBRACIONES PRODUCIDAS EN UN BALERO.

Las vibraciones producidas en un balero nuevo en buen estado son de nivel bajo y parecen de carácter aleatorio.

Cuando una irregularidad empieza a desarrollarse en una pista, se produce un pequeño impacto cada vez que una bola pasa por la irregularidad; cuando la irregularidad está en una bola, se producen dos impactos por cada vuleta de la bola, uno en cada pista. Los impactos se producen con intervalos constantes que más adelante se explicarán.

Los componentes del balero y la carcaza y estructura donde está montado tienen sus frecuencias de resonancia, como lo tiene también una cuerda de un instrumento. Cuando pegamos a la cuerda se activa su frecuencia de resonancia y es el tono que se escucha. Igualmente, los impactos producidos en el balero activan las frecuencias de resonancia de los componentes del balero y de su montaje, pero a diferencia del caso de la cuerda, no es una frecuencia tan bien definida. La medición de la vibración producida en el balero además se dificulta por la presencia de varias otras fuentes de vibración y mientras el efecto del balero todavía es incipiente, la vibración causada por desbalanceo, desalineación y engranes puede ocultar la vibración originada en el balero. Los métodos de medición y análisis de vibraciones que a continuación se describen van del más sencillo al más avanzado, desarrollados precisamente con el propósito de poder identificar impactos muy pequeños producidos en baleros, es decir, mucho tiempo antes que las consecuencias sean graves.

### 3.5.6. METODOS DE DETECCION DE VIBRACIONES EN BALEROS.

Los métodos se pueden dividir en dos grupos: Los que no requieren análisis en frecuencias de la vibración y los que sí requieren este análisis.

En el primer grupo se encuentran la medición total y del factor cresta en el balero. A pesar de no usar análisis en frecuencias es indispensable contar con un instrumento y un sensor que midan



vibraciones de alta frecuencia. La razón es que las frecuencias de resonancia de los componentes de los baleros y su montaje típicamente se encuentra en el rango 2,000 Hz-6,000 Hz (1 Hz = 60 CPM); de vez en cuando se encuentran frecuencias de resonancia todavía más altas.

#### 3.5.6.1. Medición de nivel total.

Un medidor de nivel total de vibraciones (Vibrómetro) debe abarcar por lo menos el rango 2,000 a 6,000 Hz antes mencionado para vigilar baleros; un instrumento que solamente mide "Severidad de Vibración" (rango 10 a 1,000 Hz según la norma ISO 2954) no puede registrar la vibración producida en un balero hasta que el daño es muy avanzado. Además debe acordarse que en el cálculo de nivel total que hace el instrumento, la frecuencia con la más alta vibración (el pico más alto en un espectro) determina el nivel total. Esto significa que la medición en aceleración es preferible porque es más sensible en altas frecuencias que en velocidad; el desplazamiento es insignificante en altas frecuencias y por eso irrelevante para vigilar baleros.

Cuando se mide el nivel total de vibración, se compara el valor con normas generales o valores recomendados o con mediciones anteriores para observar incremento. Las ventajas del método son: que es sencillo, rápido y la inversión es modesta, pero a cambio se detectan menos fallas y más tarde.

### 3.5.6.2. Medición del Factor Cresta.

El Factor Cresta también se basa en medición del nivel total pero se miden tanto el valor pico como el valor RMS (Raíz del Medio Cuadrado); la relación entre estos dos valores es el Factor Cresta:

$$\text{Factor Cresta} = \frac{\text{Valor pico}}{\text{Valor RMS}}$$

La filosofía atrás del Factor Cresta es que tanto el nivel pico como el nivel RMS son bajos en un balero en buen estado, pero cuando se produce una irregularidad en una de las superficies del balero, este incrementa el valor pico; para elevar el nivel RMS (que es un tipo d promedio) se requiere que el daño se distribuya en el balero. Se puede decir que el valor pico crece con el tamaño de la irregularidad y el valor RMS con el número de irregularidades. Esto significa que el factor Cresta es bajo cuando el estado del balero es bueno y al producirse una irregularidad se incrementa rápidamente (es la advertencia del daño). Cuando el daño se distribuye en el balero, crece el valor RMS y el Factor Cresta baja, indicando que llegó el tiempo de cambiar el balero. Las ventajas de este método son: Rápido, sencillo, mejor que el nivel total solo y de inversión modesta. La desventaja es que cambios en otras fuentes de vibración también afectan los valores Pico y RMS y así el Factor

Cresta, y no tenemos forma de saberlo sin analizar un espectro de vibración.

### 3.5.7. METODOS BASADOS EN MEDICION DE FRECUENCIAS.

A diferencia de la medición en nivel total, la medición en frecuencias es selectiva. Las diferentes frecuencias se pueden vincular con las diferentes fuentes de vibración y podemos enfocar nuestro interés al desarrollo de las vibraciones exactamente en las frecuencias que corresponden a la fuente que queremos vigilar.

### 3.5.8. MEDICION EN ESPECTRO DE VIBRACION.

En un espectro de vibraciones el eje horizontal es de la frecuencia (oscilaciones por minuto o por segundo) y el eje vertical de la amplitud (la fuerza) de la vibración. El eje horizontal puede ser lineal o logarítmico; un eje lineal es preferible para identificar las causas de la vibración y un eje horizontal logarítmico es más práctico para hacer comparación con espectros anteriores y tiene la ventaja de tener suficiente resolución en un rango muy amplio de frecuencias. Consecuentemente, un analizador debe tener las dos escalas.

Como se ha explicado anteriormente, las irregularidades en las superficies internas del balero producen impactos y los

impactos activan las resonancias de los componentes del balero y de su montaje. Mientras el daño en el balero todavía no es muy grande, las vibraciones en las frecuencias de los impactos son débiles, pero las resonancias son fuertes.

### 3.5.9. LAS FRECUENCIAS DE IMPACTOS EN EL BALERO.

Irregularidades en el balero pueden surgir en la pista interior o exterior o en una o varias bolas y también se puede dañar la jaula que separa a las bolas. Cuando una pista tiene una irregularidad, se produce un impacto cada vez que una bola pasa por ella, es decir, con intervalos iguales de tiempo. También cuando una bola tiene un daño, por cada vuelta de la bola se produce un impacto en cada pista. El intervalo de tiempo y por eso la frecuencia depende de la velocidad de giro del balero, del número de bolas y de las dimensiones del balero.

Las frecuencias no siempre son completamente exactas en la práctica, porque el deslizamiento en el balero puede cambiar ligeramente la frecuencia producida, pero la diferencia normalmente no es grande. Cuando no se conocen exactamente las dimensiones del balero, se puede hacer una estimación que es aproximada para muchos de los baleros comunes. Considerando que el contenido de los paréntesis son ajustes al valor 1, tenemos que daños en la pista exterior se presentan a la frecuencia de

giro multiplicada por la mitad del número de bolas, menos de 10 a 15%, y si sumamos los 10 a 15% en lugar de restarlos obtenemos la frecuencia de daños en bolas ligeramente mayor a la de daño en la pista interior.

### 3.6. EJEMPLOS DE APLICACION.

A continuación se hará una breve descripción de los ejemplos que se están anexando. Esta información se refiere a toda la información de un equipo con respecto del tipo de máquina, sus características, los puntos de medición, las curvas de dichas mediciones, y los espectros de las mismas mediciones. Iremos parte por parte en la descripción tomando un ejemplo como general y aplicandolo a todos los que se presentan.

#### HOJA 1:

Incluye toda la información referente a la máquina en cuestión, las fechas en que fue dada de alta al equipo.

Machine ID: Se refiere al equipo que se está manejando

Created: La fecha en que fue dado de alta el equipo.

Status: Si el equipo se encuentra activo o no.

Descriptions: El lugar donde se encuentra el equipo.

Department: En que departamento se encuentra ubicado.

Tipo Maq: Si es bomba, soplador centrífuga, etcótera.

Comment: Una descripción breve de las características del equipo.

#### HOJA 2:

Se refiere a todos los puntos en los que fueron tomadas las mediciones.

Machine ID: El equipo que se está manejando.

Measurement point ID: El punto del equipo en el que se tomará la medición.

Created: La fecha en que fue dado de alta.

Description: El lado donde se colocó el sensor para realizar la medición, puede ser en el cople, en la bomba, en la centrifuga.

Direccion: La dirección de la medición, ya sea horizontal o vertical.

Fijacion: Si el sensor se fija mediante imán o mediante algún otro medio.

Measurement Interval: El intervalo en que deben efectuarse las mediciones.

### HOJA 3:

La información es la misma cambiando la dirección de la medición.

Machine ID: El equipo que se está manejando.

Measurement point ID: El punto del equipo en el que se tomará la medición.

Created: La fecha en que fue dado de alta.

Description: El lado donde se colocó el sensor para realizar la medición, puede ser en el cople, en la bomba, en la centrifuga.

Direccion: La dirección de la medición, ya sea horizontal o vertical.

Fijacion: Si el sensor se fija mediante imán o mediante algún otro medio.

Measurement Interval: El intervalo en que deben efectuarse las mediciones.

HOJA 4:

La misma información de las dos hojas anteriores.

Machine ID: El equipo que se está manejando.

Measurement point ID: El punto del equipo en el que se tomará la medición.

Created: La fecha en que fue dado de alta.

Description: El lado donde se colocó el sensor para realizar la medición, puede ser en el cople, en la bomba, en la centrifuga.

Direccion: La dirección de la medición, ya sea horizontal o vertical.

Fijacion: Si el sensor se fija mediante imán o mediante algún otro medio.

Measurement Interval: El intervalo en que deben efectuarse las mediciones.

HOJA 5:

En esta parte se puede observar la tendencia de crecimiento del espectro de las mediciones tomadas. Se remarcan los puntos más importantes.

X time: La fecha de la última medición.

Y RMS Level: La velocidad con que gira el equipo (flecha).

Y Increase: El incremento que se obtiene en la medición en decibeles.

Trend Limit: La tendencia límite de la curva.

La curva representa el historial de fechas en que fueron tomadas las mediciones y las variaciones en ellas, siendo R



el punto de referencia y el nivel óptimo del equipo; cuando la medición se encuentra muy por encima del punto de referencia, quiere decir que hay algún problema con el equipo y puede ser que los baleros estén dañados, o que la flecha esté desalineada o desbalanceada.

#### HOJA 6:

Esta gráfica representa el incremento del espectro en tercera dimensión.

El analizador nos representa los picos más altos de la medición del equipo, y estos picos representan los saltos o brincos que el equipo da. Cada pico tiene una velocidad diferente pues se refiere a diversas partes del equipo como lo pueden ser los baleros. Si un pico excede de la velocidad de giro límite quiere decir que la falla existe. El cursor va mostrando las velocidades de giro en la pantalla y en el momento de la impresión aparece en ésta la velocidad indicada por el cursor.

Las hojas 7 y 9 ejemplifican lo mismo que la hoja 5 pero cambiando el punto de medición.

Las hojas 8 y 10 ejemplifican lo mismo que la hoja 6 pero con diferente punto de medición.

Drüel & Kjar

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MACHINE

User: DEME

Machine ID. : NAGH H7

Created: 88-12-09

Status: Active

Descriptions: PLANTA  
PROCTER&GAM

DEPARTAMENT  
TALISHAN

TIPO MAQ:  
SOPLADOR

PROCESO

Comment: 1100 RPM. 1 paso, 20 álabes. Acoplado directo al motor eléctrico. Baleros motor: SKF6220 y SKF6313. Baleros soplador:SKF3311 (idle end) y SKF3313 (drive end).

Brüel & Kjaer

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: DEME

Machine ID. : NASH H7  
Measurement Point ID.: MOTOR  
Created : 88-12-09

Description / : LADO DIRECCION FIJACION PROCTER&GAM  
                  : LADO COPLE VERTICAL IM&N

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment :

Brüel & Kjør

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: DEME

Machine ID. : NASI H7  
Measurement Point ID.: SOPL COPL  
Created : 88-12-03

Description / LADO DIRECCION FIJACION PROCTER&GAM  
                  : LADO COPL HORIZONTAL IMAN  
Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active  
Comment :

Brüel & Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7610

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: DEME

Machine ID. : NASH H7  
Measurement Point ID.: SOPL.LIBRE  
Created : 88-12-03

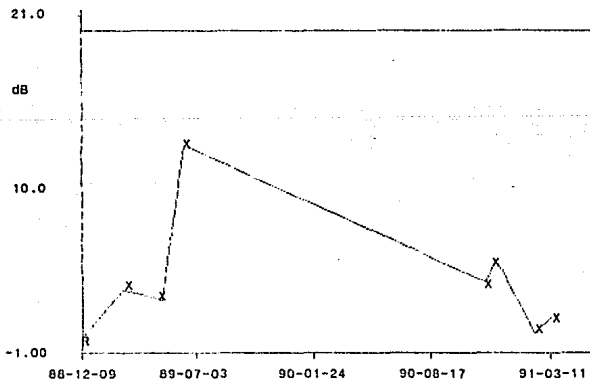
Description / : LADO LIBRE DIRECCION HORIZONTAL FIJACION IMAN PROCTER&GAM

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment :

Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: DEME
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
NASH H7	MOTOR	91-03-11	17	

Class: TOTAL		Curve Fit Function: None		
X: Time	= 91-03-11			
Y: RMS Level	= 2.702 m/s <sup>2</sup>			
Y Increase	= 1.255 dB			
X Scaling min	: Reference Measm.	Speed Compensation:	Yes	
max	: Latest Measm.	Trend Freq. Range :	10.3 -9.72 kHz	
Load Time	: Not Def.	No of Measurements:	8	
Correlation	: Not Def.	Reference excluded		
Trend Limit	: 23.39 m/s <sup>2</sup>	X-axis :	Time	



Brüel &amp; Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08

3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE

User: DEME

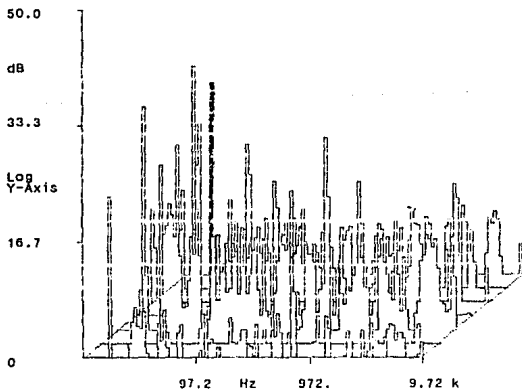
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
NASH H7	MOTOR	91-03-11	17

Class: TOTAL

Data Type: Log 6%

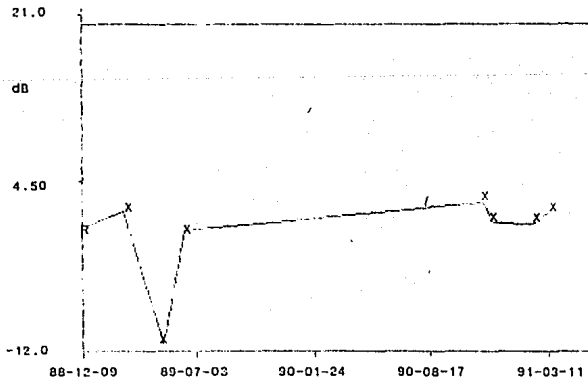
X: Frequency = 17.30 Hz  
 Y: RMS Level = 240.7 m m/s<sup>2</sup>  
 Z: Time = 91-03-11  
 Y Increase = 27.63 dB  
 Speed Compensation: 12 %  
 Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz

Speed Compensation: Yes  
 No of Measurements: 8  
 Baseline : 0.00 dB  
 Horizontal Shift : 6.0  
 Vertical Shift : 4.0 %  
 Z-axis : Time



Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 7616	
Use "System Configuration" to change this heading.					
Date: 91-08-08		TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: DEME	
Machine ID		Measurement Point ID		Date	
NASH H7		SOPL.COPLE		91-03-11	
				Version	
				23	

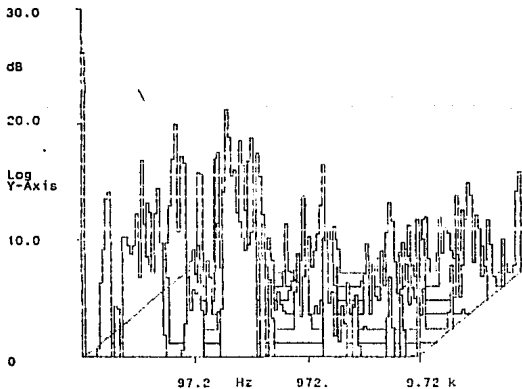
Class: TOTAL		Curve Fit Function: None	
X: Time = 91-03-11		Speed Compensation: Yes	
Y: RMS Level = 14.60 m/s <sup>2</sup>		Trend Freq. Range: 10.3 -9.72 kHz	
Y Increase = 1.360 dB		No of Measurements: 8	
X Scaling min : Reference Measm.		Reference excluded	
max : Latest Measm.		X-axis : Time	
Lead Time : Not Def.			
Correlation : Not Def.			
Trend Limit : 124.8 m/s <sup>2</sup>			





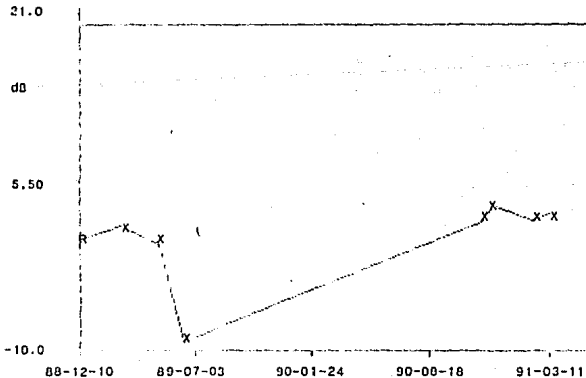
Brüel & Kjaer		Machine Condition Monitoring System		Type 7616	
Use "System Configuration" to change this heading.					
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: DEME	
Machine ID		Measurement Point ID		Date	Version
NASH 117		SOPL.COPLC		91-03-11	23

Class: TOTAL		Data Type: Log 6X	
X: Frequency = 19.40 Hz Y: RMS Level = 744.0 m m/g² Z: Time = 91-03-11 Y Increase = 9.755 dB Speed Compensation: 0 % Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz		Speed Compensation: Yes No of Measurements: 8 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 6.0 Vertical Shift : 4.0 % Z-axis : Time	



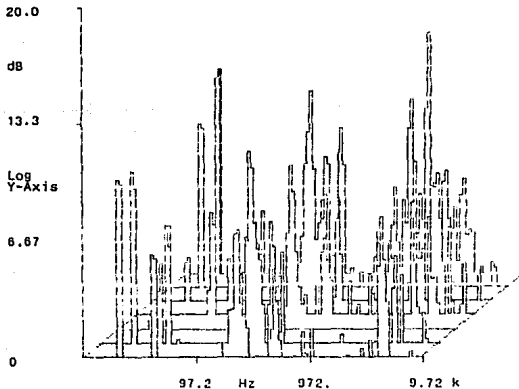
Brüel & Kjær		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08	TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: DEME	
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
NASH H7	SOPL.LIBRE	91-03-11	21	

Class: TOTAL		Curve Fit Function: None	
X: Time	= 91-03-11		
Y: RMS Level	= 13.52 m/s <sup>2</sup>		
Y Increase	= 2.423 dB		
X Scaling min	: Reference Meas.	Speed Compensation:	Yes
X Scaling max	: Latest Meas.	Trend Freq. Range:	10.3 -9.72 kHz
Lead Time	: Not Def.	No of Measurements:	8
Correlation	: Not Def.	Reference excluded	
Trend Limit	: 147.0 m/s <sup>2</sup>	X-axis:	Time



Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 7616	
Use "System Configuration" to change this heading.					
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: DEME	
Machine ID		Measurement Point ID		Date	Version
NASH H7		SOPL.LIBRE		91-03-11	21

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%	
X: Frequency = 20.50 Hz Y: RMS Level = 676.8 m m/s <sup>2</sup> Z: Time = 91-03-11 Y Increase = 11.69 dB Speed Compensation: 0 % Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz		Speed Compensation: Yes No of Measurements: 8 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 6.0 Vertical Shift : 4.0 x Z-axis : Time	



Brüel & Kjaer

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MACHINE

User: MARY

Machine ID. : BOMBA ACIDO

Created: 88-12-10

Status: Activo

Descriptions: PLANTA  
PROCTER&GAM

DEPARTAMENT  
TALISMAN

TIPO MAQ:  
BOMBA

PROCESO  
ACIDO SULFO

Comment: Bomba de acido sulfónico. Bomba Viking modelo LQ724 de rotor(11 dientes) y engrane (8 dientes) movido por motor eléctrico US 1750 RPM via reductor Viking (15 a 94 dientes). Baleros motor: SKF 6206 y 6208, baleros reductor: SKF 3304 y 3206, baleros bomba: Fafnir 5207.

Brüel & Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: MARY

Machine ID. : BOMBA ACIDO  
Measurement Point ID.: BOMBA  
Created : 88-12-10

Description : LADO DIRECCION FIJACION  
: BOMBA VERTICAL IMÁN PROCTER&GAM  
Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active  
Comment :

BrDel & Kjar

Machine Condition Monitoring System

Type 7816

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: MARY

Machine ID. : BOMBA ACIDO  
Measurement Point ID.: MOTOR COPLE  
Created : 88-12-10

Description : LADO DIRECCION FIJACION PROCTER&GAM  
: LADO COPLE VERTICAL IMÁN

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment :

Brüel & Kjør Machine Condition Monitoring System Type 7816

Date: 91-08-08 CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT User: MARY

Machine ID. : BOMBA ACIDO  
Measurement Point ID.: REDUCTOR  
Created : 88-12-10

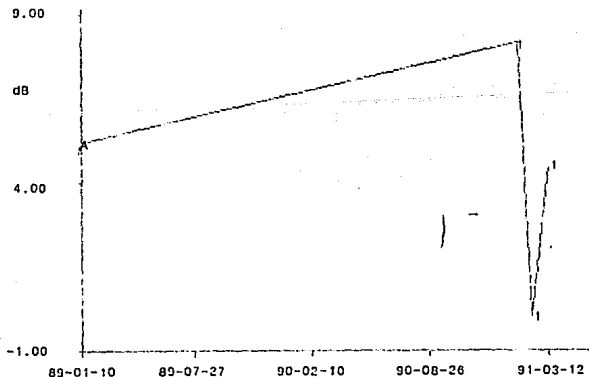
Description	LADO	DIRECCION	FIJACION	PROCTER&GAM
	: REDUCTOR	VERTICAL	IMÁN	

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment :

Brüel & Kjær		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA ACIDO	BOMBA	91-03-12	24	

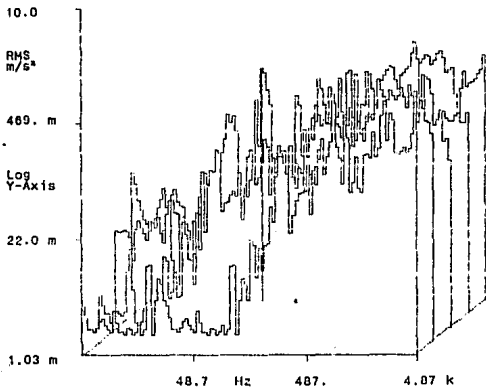
Class: ALL		Curve Fit Function: None	
X: Time	= 91-03-12		
Y: RMS Level	= 2.953 m/s <sup>2</sup>		
Y Increase	= 4.507 dB		
X Scaling min	: Reference Measm.	Speed Compensation:	Yes
max	: Latest Measm.	Trend Freq. Range :	5.16 -4.87 kHz
Lead Time	: Not Def.	No of Measurements:	5
Correlation	: Not Def.		
Trend Limit	: Not def.	X-axis : Time	





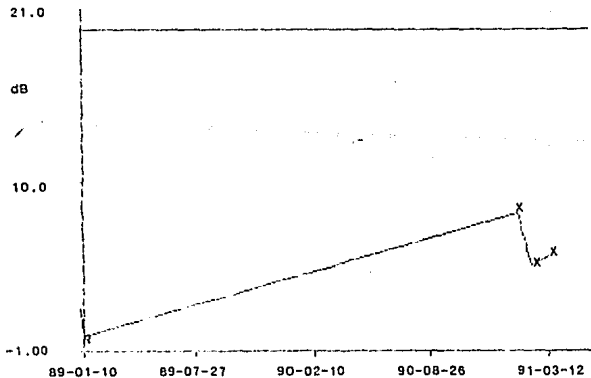
Brüel & Kjaer		Machine Condition Monitoring System		Type 7816
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF MEASURED SPECTRA		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA ACIDO	BOMBA	91-03-12	24	

Class: ALL		Data Type: Log 6%	
X: Frequency = 51.60 Hz Y: RMS Level = 483.6 m m/s <sup>2</sup> Z: Time = 91-03-12		Speed Compensation: Yes No of Measurements: 5 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 6.0 Vertical Shift : 4.0 %	
Speed Compensation: 0 % Trend Range Marks : 5.16 - 4.87 kHz		Z-axis : Time	



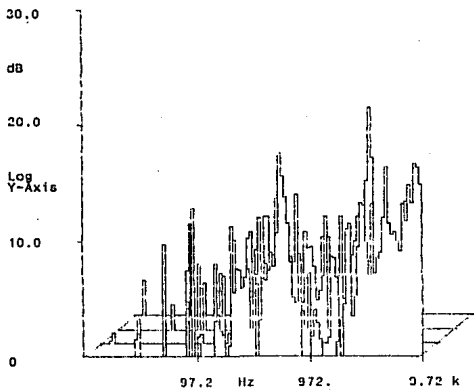
Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA ACIDO	MOTOR COPLA	91-03-12	23	

Class: TOTAL		Curve Fit Function: None		
X: Time	= 91-03-12			
Y: RMS Level	= 2.525 m/s <sup>2</sup>			
Y Increase	= 5.250 dB			
X Scaling min	: Reference Measm.	Speed Compensation:	Yes	
max	: Latest Measm.	Trend Freq. Range :	10.3 -9.72 kHz	
Lead Time	: Not Def.	No of Measurements:	5	
Correlation	: Not Def.	Reference excluded		
Trend Limit	: 13.79 m/s <sup>2</sup>	X-axis :	Time	



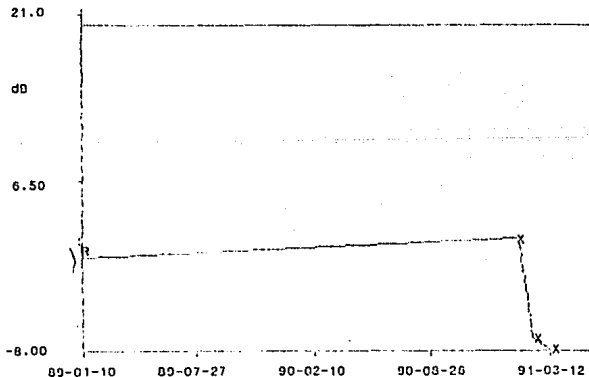
Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 761C
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA ACIDO	MOTOR COPLÉ	91-03-12	23	

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%	
X: Frequency	= 30.70 Hz	Speed Compensation:	Yes
Y: RMS Level	= 37.24 m m/s <sup>2</sup>	No of Measurements:	5
Z: Time	= 91-03-12	Baseline :	0.00 dB
Y Increase	= 7.946 dB	Horizontal Shift :	0.0
Speed Compensation:	0 %	Vertical Shift :	4.0 %
Trend Range Marks :	10.3 - 9.72 kHz	Z-axis :	Time



Brüel & Kjær		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08	TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY	
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
DOMBA ACIDO	REDUCTOR	91-03-12	33	

Class: TOTAL		Curve Fit Function: None	
X: Time	= 91-03-12		
Y: RMS Level	= 2.201 m/s <sup>2</sup>		
Y Increase	= -7.944 dB		
X Scaling min	: Reference MeasM.	Speed Compensation:	Yes
max	: Latest MeasM.	Trend Freq. Range :	10.3 -9.72 kHz
Load Time	: Not Def.	No of Measurements:	5
Correlation	: Not Def.	Reference excluded	
Trend Limit	: 54.94 m/s <sup>2</sup>	X-axis :	Time



Brüel &amp; Kjaer

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08

3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE

User: MARY

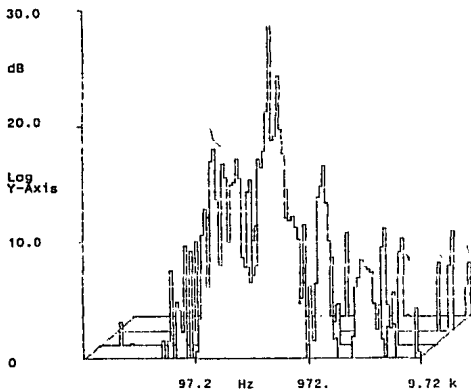
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
BOHBA ACIDO	REDUCTOR	91-03-12	33

Class: TOTAL

Data Type: Log 6%

X: Frequency = 460.0 Hz  
 Y: RMS Level = 50.47 m m/s<sup>2</sup>  
 Z: Time = 91-03-12  
 Y Increase = -14.83 dB  
 Speed Compensation: -94 %  
 Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz

Speed Compensation: Yes  
 No of Measurements: 5  
 Baseline : 0.00 dB  
 Horizontal Shift : 6.0  
 Vertical Shift : 4.0 %  
 Z-axis : Time



Brüel & Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7810

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MACHINE

User: MARY

Machine ID. : BOMBA DSTIL

Created: 88-12-10

Status: Active

Descriptions: PLANTA  
PROCTER&GAM

DEPARTAMENT  
TALISMAN

TIPO MAQ:  
BOMBA CENTR

PROCESO  
DESTILACION

Comment: Bomba centrifuga Fairbanks Morse modelo 5532 movido por motor eléctrico IEM 1770 RPM. Baleros motor: SKF 6209 y 6311, baleros bomba: SKF 5210 y 5308. Cople Dodge llanta.

Brüel & Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: MARY

Machine ID. : BOMBA DSTIL  
Measurement Point ID.: MOTOR COPLÉ  
Created : 88-12-10

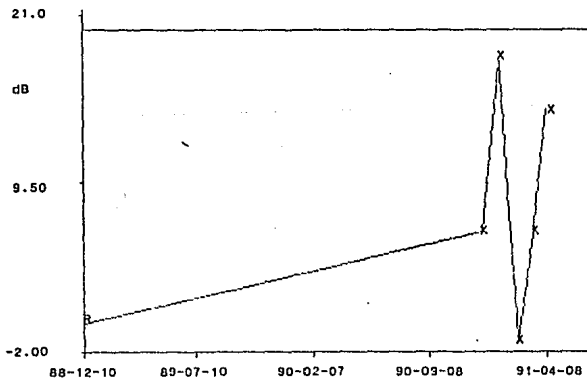
Description : LADO DIRECCION FIJACION  
: LADO COPLÉ INCLINADO IMAN PROCTER&GAM

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment :

Brüel & Kjaer		Machine Condition Monitoring System		Type 7618
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		TREND OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA DSTIL	BOMBA COPLE	91-04-08	44	

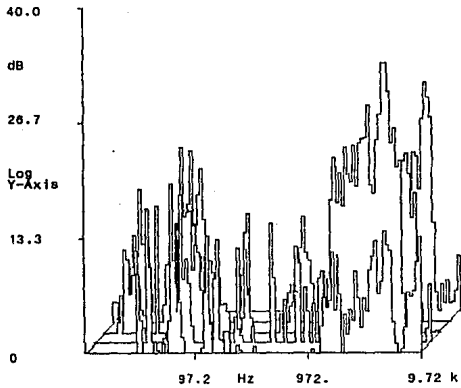
Class: TOTAL		Curve Fit Function: None		
X: Time	= 91-04-08			
Y: RMS Level	= 17.55 m/s <sup>2</sup>			
Y Increase	= 14.51 dB			
X Scaling min	: Reference Measm.	Speed Compensation: Yes		
max	: Latest Measm.	Trend Freq. Range : 10.3 -9.72 kHz		
Lead Time	: Not Def.	No of Measurements: 6		
Correlation	: Not Def.	Reference excluded		
Trend Limit	: 33.04 m/s <sup>2</sup>	X-axis : Time		





Brüel & Kjør		Machine Condition Monitoring System		Type 7618
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA DSTIL	BOMBA COPLE	91-04-08	44	

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%	
X: Frequency = 30.70 Hz Y: RMS Level = 40.01 m m/s <sup>2</sup> Z: Time = 91-04-08 Y Increase = 10.27 dB Speed Compensation: -6 % Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz		Speed Compensation: Yes No of Measurements: 6 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 3.5 Vertical Shift : 3.0 % Z-axis : Time	



Brüel & Kjær Machine Condition Monitoring System Type 7616

Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08

TREND OF SPECTRUM INCREASE

User: MARY

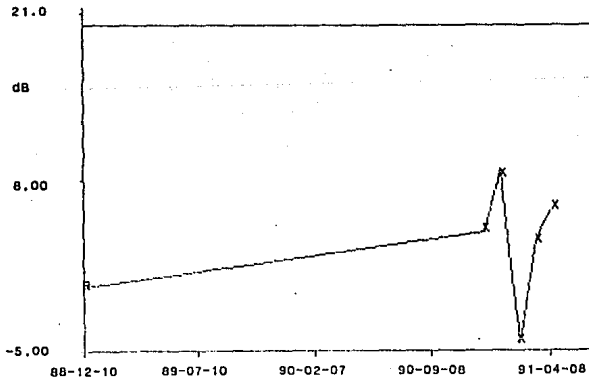
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
BOMBA DSTIL	MOTOR COPLA	91-04-08	45

Class: TOTAL

Curve Fit Function: None

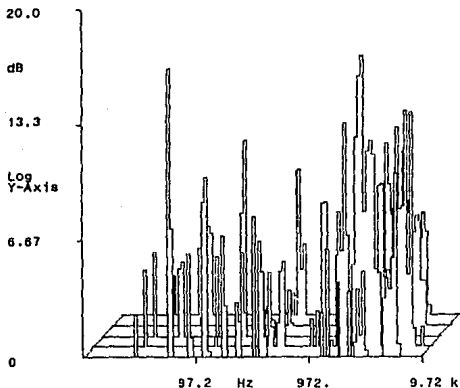
X: Time = 91-04-08  
Y: RMS Level = 2.111 m/s<sup>2</sup>  
Y Increase = 5.640 dB  
X Scaling min : Reference Measm.  
max : Latest Measm.  
Lead Time : Not Def.  
Correlation : Not Def.  
Trend Limit : 11.03 m/s<sup>2</sup>

Speed Compensation: Yes  
Trend Freq. Range : 10.3 -9.72 kHz  
No of Measurements: 6  
Reference excluded  
X-axis : Time



BrDel & Kjar		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
BOMBA DSTIL	MOTOR COPLE	91-04-08	45	

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%	
X: Frequency = 29.00 Hz Y: RMS Level = 134.2 m m/s <sup>2</sup> Z: Time = 91-04-08 Y Increase = 2.274 dB Speed Compensation: 0 % Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz		Speed Compensation: Yes No of Measurements: 6 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 3.5 Vertical Shift : 3.0 % Z-axis : Time	



Brøel & Kjaer	Machine Condition Monitoring System	Type 7616
Date: 91-08-08	CREATE/UPDATE MACHINE	User: MARY

Machine ID. : TVG-214H-1                      Created: 88-12-07                      Status: Active

Descriptions:	PLANTA PROCTER&GAM	DEPARTAMENT TALISMANN	TIPO MAQ: CENTRIFUGA	PROCESO 1
---------------	-----------------------	--------------------------	-------------------------	--------------

Comment: Centrifuga Alfa Laval TVG-214H, unidad 1. Motor electrico 1776 RPM mueve directamente flecha horizontal con engrane de 73 dientes (contacto de dientes 2161 Hz), pinion 29 dientes. Flecha vertical (canasta) 4,664RPM.

Brüel & Kjør	Machine Condition Monitoring System	Type 7616
Date: 91-08-08	CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT	User: MARY

Machine ID. : TVG-214H-1  
Measurement Point ID.: CENTRIFUGA  
Created : 88-12-07

Description	LADO	DIRECCION	FIJACION	PRÖCTER&GAM
	: CENTRIFUGA	HORIZONTAL	IM&N	
Measurement Interval:	90 days. Delete Request Limit: 10			Status: Active
Comment	: Sobre el lado, abajo del tazón de la centrifuga.			

Brüel & Kjær

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Date: 91-08-08

CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT

User: MARY

Machine ID. : TVG-214H-1  
Measurement Point ID.: ENGRANAJE  
Created : 88-12-07

Description : LADO DIRECCION FIJACION  
: ENGRANAJE AXIAL IMÁN PROCTER&GAM

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment : Sobre el engranaje lado motor.

Brüel & Kjær	Machine Condition Monitoring System	Type 7616
Date: 91-08-08	CREATE/UPDATE MEASUREMENT POINT	User: MARY

Machine ID. : TVG-214H-1  
Measurement Point ID.: MOTOR  
Created : 88-12-07

Description : LADO DIRECCION FIJACION  
: MOTOR COPLÉ VERTICAL IMÁN PRÖCTER&GAM

Measurement Interval: 90 days. Delete Request Limit: 10 Status: Active

Comment : Sobre el motor lado coplé.

Brüel & Kjær Machine Condition Monitoring System Type 7616

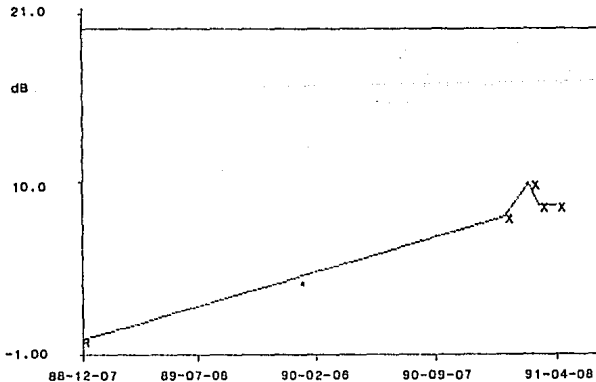
Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08 TREND OF SPECTRUM INCREASE User: MARY

Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
TVG-214H-1	CENTRIFUGA	91-04-08	39

Class: TOTAL Curve Fit Function: None

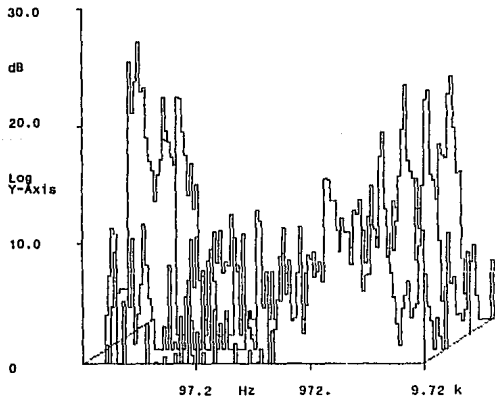
X: Time = 91-04-08	Speed Compensation: Yes
Y: RMS Level = 6.078 m/s <sup>2</sup>	Trend Freq. Range : 10.3 -9.72 kHz
Y Increase = 8.529 dB	No of Measurements: 5
X Scaling min : Reference Meas.	Reference excluded
max : Latest Meas.	X-axis : Time
Lead Time : Not Def.	
Correlation : Not Def.	
Trend Limit : 22.77 m/s <sup>2</sup>	





Brüel & Kjær		Machine Condition Monitoring System		Type 7616
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
TVG-214H-1	CENTRIFUGA	91-04-08	39	

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%		
X: Frequency	= 72.90 Hz	Speed Compensation:	Yes	
Y: RMS Level	= 1.598 m/s <sup>2</sup>	No of Measurements:	5	
Z: Time	= 91-04-08	Baseline	: 0.00 dB	
Y Increase	= 733.3 m dB	Horizontal Shift	: 8.0	
Speed Compensation:	0 %	Vertical Shift	: 4.0 %	
Trend Range Marks	: 10.3 - 9.72 kHz	Z-axis	: Time	



BrØel &amp; Kjør

Machine Condition Monitoring System

Type 7616

Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08

TREND OF SPECTRUM INCREASE

User: MARY

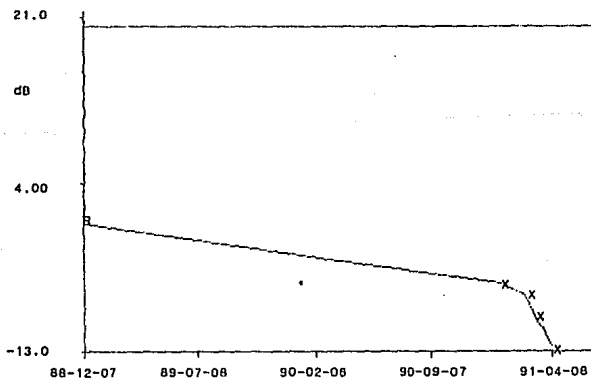
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
TVG-214H-1	ENGRANAJE	91-04-08	37

Class: TOTAL

Curve Fit Function: None

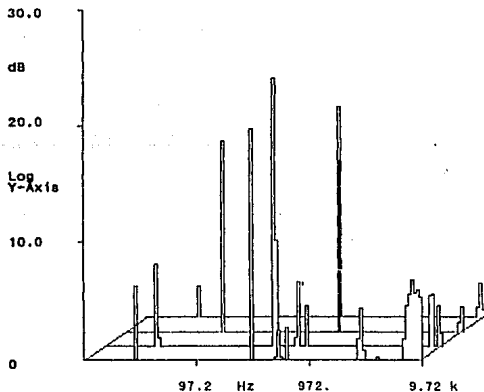
X: Time = 91-04-08  
 Y: RMS Level = 1.374 m/s<sup>2</sup>  
 Y Increase = -12.44 dB  
 X Scaling min : Reference Measm.  
                   max : Latest Measm.  
 Lead Time : Not Def.  
 Correlation : Not Def.  
 Trend Limit : 57.54 m/s<sup>2</sup>

Speed Compensation: Yes  
 Trend Freq. Range : 10.3 -9.72 kHz  
 No of Measurements: 5  
 Reference excluded  
 X-axis : Time



Brüel & Kjer	Machine Condition Monitoring System	Type 7616	
Use "System Configuration" to change this heading.			
Date: 91-08-08	3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE	User: MARY	
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
TVG-214H-1	ENGRANAJE	91-04-08	37

Class: TOTAL	Data Type: Log 6%
X: Frequency = 307.0 Hz Y: RMS Level = 25.84 m m/s <sup>2</sup> Z: Time = 91-04-08 Y Increase = -14.71 dB Speed Compensation: -86 % Trend Range Marks : 10.3 - 9.72 kHz	Speed Compensation: Yes No of Measurements: 5 Baseline : 0.00 dB Horizontal Shift : 7.5 Vertical Shift : 4.0 % Z-axis : Time



Brüel & Kjær Machine Condition Monitoring System Type 7618

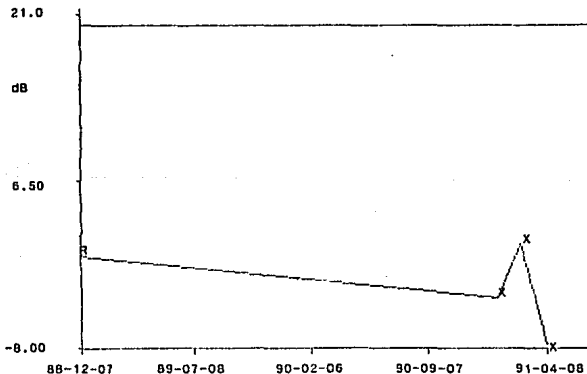
Use "System Configuration" to change this heading.

Date: 91-08-08 TREND OF SPECTRUM INCREASE User: MARY

Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version
TVG-214H-1	MOTOR	91-04-08	34

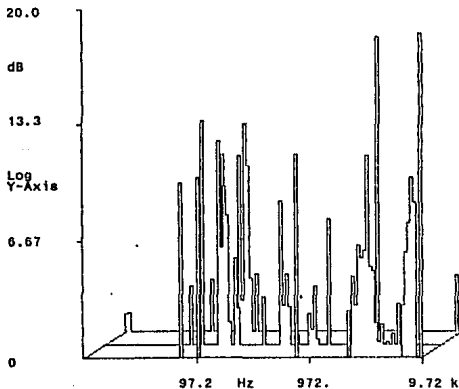
Class: TOTAL Curve Fit Function: None

X: Time = 91-04-08	Speed Compensation: Yes
Y: RMS Level = 1.728 m/s <sup>2</sup>	Trend Freq. Range : 10.3 -9.72 kHz
Y Increase = -7.607 dB	No of Measurements: 4
X Scaling min : Reference Measm.	Reference excluded
max : Latest Measm.	X-axis : Time
Lead Time : Not Def.	
Correlation : Not Def.	
Trend Limit : 41.53 m/s <sup>2</sup>	



Brüel & Kjær		Machine Condition Monitoring System		Type 7618
Use "System Configuration" to change this heading.				
Date: 91-08-08		3D-PLOT OF SPECTRUM INCREASE		User: MARY
Machine ID	Measurement Point ID	Date	Version	
TVG-214H-1	MOTOR	91-04-08	34	

Class: TOTAL		Data Type: Log 6%		
X: Frequency	= 688.0 Hz	Speed Compensation:	Yes	
Y: RMS Level	= 65.28 m m/s <sup>2</sup>	No of Measurements:	4	
Z: Time	= 91-04-08	Baseline	: 0.00 dB	
Y Increase	= -12.72 dB	Horizontal Shift	: 7.5	
Speed Compensation:	-96 %	Vertical Shift	: 4.0 %	
Trend Range Marks	: 10.3 - 9.72 kHz	Z-axis	: Time	



#### CONCLUSIONES

El propósito de este trabajo ha sido el de divulgar la utilidad de la medida de las vibraciones en el mantenimiento de las máquinas y, en particular, de las ventajas del mantenimiento según estado o predictivo basado en las vibraciones. El criterio de que las reparaciones sólo se deben realizar cuando las medidas así lo indican ha dado lugar, en los últimos años, a un significativo aumento de la disponibilidad, productividad y eficacia global de las instalaciones industriales.

El empleo de este sistema de mantenimiento acarrea grandes ahorros económicos en la industria, por lo cual su uso debería ser implantado a la mayor brevedad posible en las industrias mexicanas, trayéndonos así, grandes mejoras tecnológicas como importantes ahorros. También con el uso de este método la seguridad industrial se vería fortalecida, puesto que se tendría un control óptimo del funcionamiento de las máquinas.

BIBLIOGRAFIA

"Analysis and Presentation of Shock and Vibration Data"

ANSI

"Principles and Applications of Random Noise Theory"

BENDAL, J.S.

"Mechanical Vibration"

Dan HARTOG, J.P.

Mc Graw Hill Book Inc.

"The Response of Mechanical Systems to Random Excitation"

THOMPSON, W.T. y BARTON, H.V.

"Fatigue Testing and Analysis of Results"

WEILBOLL, W.

Agard-Publication

"Proposed Limits for Exposure to Whole-Body Vertical Vibration"

ALLEN, G.R.

Agard-Publication

"Principles and Techniques of Shock Data Analysis"

KELLY, R.D. y RICHMAN, G.

Publicado por el centro de información de choque y vibración del

departamento de defensa de los Estados Unidos.

"The effect of Shock and Vibration on Man"

GOLDMAN, D.E. y VON GIERKE, H.E.

Investigación Médica Naval.