



Universidad de San Carlos de Guatemala  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE UN  
TURBOGENERADOR DE 22 MW

Alan Romeo Hernández Salazar  
Asesorado por Ing. José Mauro Eugenio Martínez Aguilar

Guatemala, agosto de 2005



UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE UN  
TURBOGENERADOR DE 22 MW**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
POR

**ALAN ROMEO HERNÁNDEZ SALAZAR**

ASESORADO POR ING. JOSE MAURO EUGENIO MARTÍNEZ AGUILAR

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, AGOSTO DE 2005



UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	
VOCAL II	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
VOCAL III	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V	Br. Elisa Yazminda Vides Vargas
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR	Ing. José Arturo Estrada Martínez
EXAMINADOR	Ing. Pedro Kubes
EXAMINADOR	Ing. Edward Asumanché Morales
SECRETARIA	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas



HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL MANTENIMIENTO  
PREDICTIVO DE UN TURBOGENERADOR DE 22 MW,

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica con fecha 7 de junio de 2004.

Alan Romeo Hernández Salazar





## DEDICATORIA

A:

Mis padres

Romeo de Jesús y Griselda Haydee, como una pequeña muestra de mi agradecimiento por todo su amor y sacrificios.

Mis hermanos

Dennis, Ronny y Paola, por su cariño incondicional.

Mis tíos

Tomy, Fernando, Rosa y Eduardo.

Mis primos

Ricardo, Noel, Winy, Luis, Hugo, William, Keneft y Maria José.

Una persona muy especial

Silvia Maria con todo mi cariño.



## ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XI
GLOSARIO.....	XV
RESUMEN.....	XVII
OBJETIVOS.....	XIX
INTRODUCCIÓN.....	XXI
1. DESCRIPCIÓN DEL TURBOGENERADOR DE 22 MW	
1.1 Características del equipo.....	2
1.1.1 Datos de la turbina.....	2
1.1.2 Datos de generador.....	2
1.1.2.1 Datos del sistema de hidrógeno.....	3
1.1.3 Datos de la excitatriz.....	3
1.2 Turbina de vapor.....	4
1.2.1 Sellos de laberinto.....	7
1.2.2 Mecanismos de control y gobernadores de la turbina.....	8
1.2.3 Sistema de lubricación.....	10
1.2.4 Cojinetes de carga.....	11
1.2.5 Cojinetes de empuje.....	12
1.3 Generador enfriado por hidrógeno.....	14
1.3.1 Estator del generador.....	15
1.3.2 Rotor del generador.....	16
1.3.3 Sistema de enfriamiento con hidrógeno.....	17
1.3.3.1 Precauciones de seguridad.....	18
1.4 Excitatriz rotativa.....	19

2.	CARACTERÍSTICAS DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO	
2.1	Diferentes tipos de mantenimiento.....	21
2.1.1	Mantenimiento correctivo.....	22
2.1.2	Mantenimiento preventivo.....	23
2.1.3	Mantenimiento predictivo.....	26
2.1.4	Mantenimiento modificativo.....	29
2.2	Técnicas utilizadas por el mantenimiento predictivo.....	30
2.2.1	Análisis de lubricante.....	30
2.2.2	Termografía.....	33
3.	VIBRACIONES MECÁNICAS	
3.1	Características generales.....	39
3.1.1	Amplitud.....	39
3.1.1.1	Desplazamiento.....	42
3.1.1.2	Velocidad.....	43
3.1.1.3	Aceleración.....	44
3.1.2	Frecuencia de vibración.....	45
3.1.3	Fase.....	47
3.2	Instrumentos para medir vibraciones.....	49
3.2.1	Tipos de transductores.....	50
3.2.1.1	Transductores de proximidad.....	50
3.2.1.2	Transductores de velocidad.....	53
3.2.1.3	Acelerómetros.....	55
3.2.2	Medidores de vibración.....	58
3.2.3	Analizadores de vibraciones.....	62
3.2.3.1	Transformada rápida de Fourier.....	63
3.2.3.2	Diagrama de Bode.....	66
3.2.3.3	Diagrama polar o Nyquist.....	67
3.2.3.4	Diagrama de órbita y diagrama de base de tiempo ( <i>timebase</i> ).....	68

3.2.3.5	Diagrama de cascada.....	69
3.3	Valores admisibles de vibración en las máquinas.....	70
4.	DIAGNÓSTICO DE FALLAS	
4.1	Tipos de falla que se identifican con el análisis de vibraciones....	79
4.1.1	Desbalance.....	82
4.1.2	Desalineamiento.....	85
4.1.3	Rodamientos antifricción defectuosos.....	93
4.1.3.1	Método de Kurtosis.....	94
4.1.3.2	El método de punta de energía.....	96
4.1.4	Rodamientos de película fluida defectuosos.....	99
4.1.4.1	Inestabilidad subsincrona.....	99
4.1.4.2	Lubricación inadecuada.....	102
4.1.5	Aflojamiento mecánico.....	102
4.1.6	Bandas de acoplamiento.....	104
4.1.7	Problemas de engranaje.....	105
4.1.8	Resonancia.....	108
4.1.9	Fallas eléctricas.....	109
5.	ANÁLISIS DE VIBRACIONES PREVIO AL MANTENIMIENTO DEL TURBOGENERADOR	
5.1	Descripción del equipo utilizado.....	113
5.2	Resultados del análisis inicial de vibraciones.....	117
5.3	Diagnóstico inicial del turbogenerador.....	120
6.	MANTENIMIENTO REALIZADO AL TURBOGENERADOR	
6.1	Planificación del mantenimiento.....	141
6.1.1	Descripción de actividades.....	141
6.1.2	Recursos disponibles.....	142
6.2	Reporte de actividades realizadas.....	143
7.	ANÁLISIS DE VIBRACIONES POSTERIOR AL MANTENIMIENTO DEL TURBOGENERADOR	

7.1	Resultados del análisis de vibraciones.....	157
7.2	Diagnóstico del estado final del turbogenerador.....	159
CONCLUSIONES.....		165
RECOMENDACIONES.....		167
BIBLIOGRAFÍA.....		169

# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

## FIGURAS

1.	Turbogenerador	1
2.	Turbina del tipo Rateau y Curtis	5
3.	Turbina General Electric de 22 MW	6
4.	Sello de laberinto del lado de alta presión	7
5.	Válvula piloto primaria y gobernador de velocidad	9
6.	Chumacera o cojinete de carga	11
7.	Chumacera o cojinete de empuje	13
8.	Estator del generador	15
9.	Rotor del generador	16
10.	Excitador rotativo	19
11.	Ejemplos de vibraciones mecánicas y sus representaciones de amplitud contra tiempo y contra frecuencia	38
12.	Diferentes tipos de amplitud	39
13.	Relación entre el desplazamiento, velocidad y aceleración	41
14.	Movimiento de oscilación de un péndulo	44
15.	Frecuencia	46
16.	Fase	47
17.	Ángulo de fase	48
18.	Transductor de proximidad	51
19.	Convención en la colocación de transductores de velocidad	52
20.	Transductor piezoeléctrico	54
21.	Acelerómetro	55
22.	Sistema de monitoreo típico en un turbogenerador	58

23.	Sistema moderno para el monitoreo y diagnóstico de vibraciones	59
24.	Medidor de vibraciones portátil	61
25.	Esquema de un medidor de vibraciones típico	61
26.	División de una onda en una serie de ondas seno, utilizando las series de Fourier	64
27.	Representación gráfica de dos ondas diferentes	65
28.	Diagrama de Bode	66
29.	Diagrama de Nyquist	67
30.	Diagrama de orbita y base de tiempo	68
31.	Diagrama de cascada	69
32.	Carta de severidad de vibraciones para medición sobre cubierta	71
33.	Estándar internacional ISO 2372 y 3945	73
34.	Comparación de limites de vibración en cubierta	74
35.	Carta de severidad de vibraciones medidas directamente en el eje	76
36.	Características de desbalance	82
37.	Respuesta de la amplitud de un rotor desbalanceado	84
38.	Características del desalineamiento	86
39.	Espectro de frecuencias para diferentes condiciones de operación utilizando acoplamiento de rejilla	88
40.	Espectro de frecuencias para dos tipos de acople trabajando bajo condiciones diferentes	89
41.	Órbita producida por desalineamiento	90
42.	Causas que provocan el trabajo fuera de centro de un eje	92
43.	Circuito básico para calcular el valor kurtosis en cojinetes	94
44.	Defecto localizado en un cojinete y su efecto en la señal de vibración	96



45.	Valores de energía de punta, para varios tipos de señales de vibración	98
46.	Características de la inestabilidad subsincrona	101
47.	Características espectrales del aflojamiento mecánico	103
48.	Espectro de vibración típico de una caja de engranajes	106
49.	Series de tiempo promediadas de una caja de engranajes para el diagnóstico de rodamientos antifricción	107
50.	Forma de onda y órbita con una excitación irregular	111
51.	Instrumento de adquisición de datos, DAI 108	114
52.	Identificación de las señales provenientes de los transductores	117
53.	Presentación tabular de datos obtenidos en la ubicación 2x	118
54.	Diagrama de órbitas múltiples para la chumacera 1	120
55.	Diagrama de órbitas múltiples para la chumacera 2	121
56.	Diagrama de órbitas múltiples para la chumacera 3	121
57.	Diagrama de órbitas múltiples para la chumacera 4	122
58.	Diagrama de cascada de la chumacera 1	123
59.	Diagrama de cascada de la chumacera 2	124
60.	Diagrama de cascada de la chumacera 3	125
61.	Diagrama de cascada de la chumacera 4	126
62.	Diagrama de Bode de la chumacera 1, eje X	127
63.	Diagrama de Bode de la chumacera 1, eje Y	128
64.	Diagrama de Bode de la chumacera 2, eje X	129
65.	Diagrama de Bode de la chumacera 2, eje Y	130
66.	Diagrama de Bode de la chumacera 3, eje X	131
67.	Diagrama de Bode de la chumacera 3, eje Y	132
68.	Diagrama de Bode de la chumacera 4, eje X	133
69.	Diagrama de Bode de la chumacera 4, eje Y	134
70.	Diagrama polar de la chumacera 1	135
71.	Diagrama polar de la chumacera 2	136

72.	Diagrama polar de la chumacera 3	137
73.	Diagrama polar de la chumacera 4	138
74.	Diferentes partes de una chumacera de carga	142
75.	Comparadores de carátula, micrómetros de exteriores e interiores	143
76.	Chumacera de carga 1, muñón con discos de empuje y chumacera de empuje activa	144
77.	Calibración de chumacera No.1	145
78.	Calibración de chumacera No.2	146
79.	Calibración de chumacera No.3	147
80.	Calibración de chumacera No.4	148
81.	Calibración de chumacera No.4 (nueva)	149
82.	Calibración de chumacera No.5	150
83.	Calibración de chumacera No.6	151
84.	Tejas de chumacera con diferentes grados de desgaste	152
85.	Ubicación de comparadores en el muñón para medir el desalineamiento	153
86.	Valores iniciales de alineamiento del turbogenerador	153
87.	Valores finales de alineamiento en el turbogenerador	154
88.	Sellos de hidrógeno del generador	154
89.	Diagrama de órbitas múltiples de la chumacera 2	159
90.	Diagrama de cascada de la chumacera 1	160
91.	Diagrama de cascada de la chumacera 2	161
92.	Diagrama de cascada de la chumacera 3	162
93.	Diagrama de cascada de la chumacera 4	163

## TABLAS

I. Capacidad del generador	3
II. Clasificación de los elementos contaminantes en el aceite	32
III. Límites recomendados generalmente para velocidad sin filtrar sobre cubierta	75
IV. Carta de diagnóstico	81
V. Diferencias entre desbalanceo y desalineamiento	87
VI. Máximo descentramiento radial de un eje	91
VII. Datos finales de las diferentes vibraciones	119
VIII. Comparativo de vibraciones en el turbogenerador	158



## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
<b>a</b>	Aceleración
<b>AC</b>	Corriente alterna
<b>ADRE3</b>	Sistema de diagnóstico automático para equipo rotativo.
<b>AGMA</b>	Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes.
<b>ANSI</b>	Instituto Nacional Americano de Normas
<b>API</b>	Instituto Americano del Petróleo
<b>AWG</b>	Norma americana para calibre de cable
<b>°C</b>	Grado centígrado
<b>cos</b>	Coseno
<b>CPM</b>	Ciclos por minuto
<b>cu.ft.</b>	Pies cúbicos
<b>DAI 108</b>	Instrumento de adquisición de datos
<b>dB</b>	Decibel
<b>DC</b>	Corriente directa
<b>f</b>	Frecuencia
<b>°F</b>	Grado Fahrenheit
<b>F.O.</b>	Frecuencia de operación
<b>FFT</b>	Transformada rápida de Fourier
<b>G</b>	Aceleración igual a una gravedad
<b>Gap</b>	Separación entre el transductor de proximidad y el rotor.
<b>GΩ</b>	Giga ohm

<b>H<sub>2</sub></b>	Hidrógeno
<b>HP</b>	Caballos de potencia
<b>hz.</b>	Hertz
<b>in / sec</b>	Pulgadas por segundo
<b>ips</b>	Pulgadas por segundo
<b>ISO</b>	Organización internacional de normas
<b>Kgf</b>	Kilogramo fuerza
<b>Khz.</b>	Kilo hertz
<b>KPa abs.</b>	Kilopascal absoluto
<b>KVA</b>	Kilo volt-amperio
<b>KW</b>	Kilowatt
<b>Lb.</b>	Libra
<b>m/s<sup>2</sup></b>	Metros por segundo cuadrado
<b>m<sup>3</sup></b>	Metros cúbicos
<b>mA</b>	Miliamperio
<b>mil</b>	Milésimas de pulgada
<b>mil / in</b>	Milésima por pulgada
<b>mm / s</b>	Milímetros por segundo
<b>MPa</b>	Megapascal
<b>mV/g</b>	Milivolt / gravedad
<b>mV / in / s</b>	Milivolt por pulgada por segundo
<b>mV / mil</b>	Milivolts por milésima de pulgada
<b>mV / μm</b>	Milivolts por micra
<b>MW</b>	Megawatt, 1 x 10 <sup>6</sup> watt
<b>psi</b>	Libras por pulgada cuadrada
<b>psig</b>	Libras por pulgada cuadrada manométrica
<b>rev / sec</b>	Revoluciones por segundo
<b>RMS</b>	Valor cuadrático medio
<b>rpm</b>	Revoluciones por minuto

<b>RS-232</b>	Norma de interfase común para comunicación de datos
<b>RTD</b>	Detector de temperatura por resistencia
<b>sen</b>	Seno
<b>SI</b>	Sistema internacional
<b>t</b>	Tiempo
<b>v</b>	Velocidad
<b>V</b>	Voltaje
<b>Vdc</b>	Voltaje de corriente directa
<b>vrs.</b>	Versus, contra
<b>x</b>	Desplazamiento
<b>y</b>	Desplazamiento de otra onda
$\lambda$	Longitud de onda
<b><math>\mu\text{m}</math></b>	Micra, $1 \times 10^{-6}$ m
<b><math>\mu\text{m} / \text{cm}</math></b>	Micra por centímetro
<b>°</b>	Grado
<b>“ Hg abs.</b>	Pulgadas de mercurio absolutas
<b>“</b>	Pulgada
<b>%</b>	Porcentaje
$\phi$	Constante de fase
$\infty$	Infinito
<b>1X</b>	Velocidad de rotación
<b>2X</b>	Dos veces la velocidad de rotación





## GLOSARIO

<b>Acoplamiento</b>	Forma de conexión semipermanente, entre dos ejes o árboles.
<b>Alza</b>	Lámina metálica utilizada para ajustar o alinear equipos.
<b>Babbitt</b>	Aleación de metal con características antifricción, generalmente, se prepara a base de estaño o de plomo. Los babbitt de estaño contienen entre 65 a 90% del mismo con antimonio, plomo y un pequeño porcentaje de cobre. Los babbitt de plomo contienen hasta 75% del mismo con antimonio, estaño y algo de arsénico. Los babbitt de cadmio resisten temperaturas más altas. Estas aleaciones contienen de 1 a 15% de níquel o un pequeño porcentaje de cobre y hasta 2 % de plata.
<b>Carcaza</b>	Cubierta exterior o tapadera de las máquinas.
<b>Entre hierro</b>	Espacio o abertura libre entre el rotor y el estator del generador.
<b>Escobillas</b>	Carbones o elementos conductores que permiten el flujo eléctrico, a través entre un eje en rotación y un elemento fijo.
<b>Forma de onda</b>	Gráfico de desplazamiento con respecto a la distancia es una curva regular que se repite.
<b>Micrómetro</b>	Herramientas o instrumentos micrométricos para realizar mediciones de precisión.

<b>Onda</b>	Modalidad de transferencia de energía en que interviene alguna forma de vibración.
<b>Precisión</b>	Es la capacidad de un instrumento para producir mediciones dentro de un rango.
<b>Presesión</b>	Si un cuerpo gira en torno a un eje, el eje de rotación puede moverse en torno a otro eje a un ángulo con el primero.
<b>Radiación infrarroja</b>	Radiación electromagnética más allá del extremo rojo del espectro visible, la mayor parte de la energía radiante por superficies debajo de unos 6000 K
<b>Reciprocante</b>	De movimiento alternativo.
<b>Ruido</b>	Termino general que describe toda señal que afecta el funcionamiento eficiente de un dispositivo electrónico.
<b>Sensibilidad</b>	Mínimo cambio de la entrada capaz de originar un cambio en la salida con una característica deseada.
<b>Velocidad crítica</b>	Velocidad de rotación en las cuales los árboles se vuelven, dinámicamente, inestables con grandes amplitudes laterales. Este fenómeno se debe a la frecuencia de resonancia.

## RESUMEN

El análisis de las vibraciones mecánicas es una de las bases fundamentales del mantenimiento predictivo, especialmente en máquinas rotativas como bombas, ventiladores, compresores, turbinas, etc. Sin embargo, la interpretación de sus resultados es muy compleja y requiere de mucho cuidado, conocimiento y experiencia previa para realizar un diagnóstico acertado.

Un turbogenerador de 22 MW, en este caso, es el equipo utilizado para demostrar los resultados de esta técnica y comprobar su efectividad. Pero el trabajo incluye, además, una descripción completa de las vibraciones mecánicas con sus características, formas e instrumentos de medición, criterios de severidad de vibraciones y las bases fundamentales para la interpretación de los diferentes gráficos y datos obtenidos del análisis de vibraciones.

Se realiza un análisis de vibraciones al turbogenerador con su respectivo diagnóstico, respecto de las causas probables del estado de alarma en que opera el mismo y, en base a los resultados obtenidos, se realizarán los trabajos de mantenimiento necesarios para corregir esta situación, posteriormente, se realiza otro análisis con el que se comprueba la reducción considerable de las mismas y se obtiene como resultado una mejor condición de operación del turbogenerador.



# **OBJETIVOS**

## **GENERAL**

Aplicar el análisis de vibraciones como herramienta del mantenimiento predictivo para mejorar las condiciones de operación de un turbogenerador de 22 MW.

## **ESPECIFICOS**

1. Describir de forma general las diferentes partes de las cuales consta el turbogenerador utilizado con el fin de identificar, fácilmente, sus componentes principales.
2. Conocer las características del mantenimiento predictivo así como sus técnicas más utilizadas y las aplicaciones, en las cuales brindan mejores resultados.
3. Realizar un estudio completo respecto de las vibraciones mecánicas, desde sus características fundamentales hasta sus valores aceptables de operación en máquinas rotativas.
4. Conocer los tipos de fallas y la forma en que pueden ser diagnosticados con la ayuda del análisis de vibraciones para diferentes tipos de maquinaria.

5. Interpretar, adecuadamente, los resultados del análisis de vibraciones en un turbogenerador para elaborar un diagnóstico del origen del mal funcionamiento del equipo o identificar la causa de una posible falla antes que esta ocurra.
  
6. Utilizar el diagnóstico generado a través del análisis de vibraciones como una herramienta en la toma de decisiones, cuando se programan y realizan las reparaciones, así como en la administración eficiente de los recursos disponibles para las mismas.
  
7. Comprobar la efectividad de los trabajos de mantenimiento realizados en un turbogenerador a través de la medición, análisis y comparación posterior de sus vibraciones.

## INTRODUCCIÓN

El mantenimiento predictivo es, lamentablemente, una práctica poco utilizada en nuestro país, sin embargo, la tecnología necesaria para realizarlo esta en continuo desarrollo e investigación a nivel mundial. Se conoce la teoría respecto del análisis de vibraciones y sus beneficios, pero debido al alto costo de la instrumentación requerida para el mismo, en nuestro país es muy limitada su aplicación, justificándose, únicamente, en equipos muy costosos y sofisticados. Si a lo anterior, le agregamos que existen pocos profesionales en el medio con la suficiente experiencia necesaria para realizar el análisis y obtener resultados confiables, entonces, podemos decir que el estudio del análisis de vibraciones mecánicas es de gran importancia para el futuro de la Ingeniería Mecánica en Guatemala.

Inicialmente, se describe el tipo y características principales del turbogenerador analizado, para comprender su funcionamiento e identificar sus diferentes componentes. A continuación, se estudiarán las ventajas del mantenimiento predictivo y se compara con los otros tipos de mantenimiento tradicionales. Luego se inicia el estudio a fondo de las vibraciones mecánicas desde sus características básicas hasta su utilización como herramienta en el diagnóstico prematuro de fallas de maquinaria rotativa.

Para demostrar de una forma práctica las ventajas del análisis de vibraciones, se somete al turbogenerador a una serie de mediciones de vibración, las cuales son almacenadas, reducidas y, finalmente, desplegadas en gran variedad de gráficas adecuadas para su análisis detallado con el fin de identificar ciertos patrones o características que evidencien la causa del mal

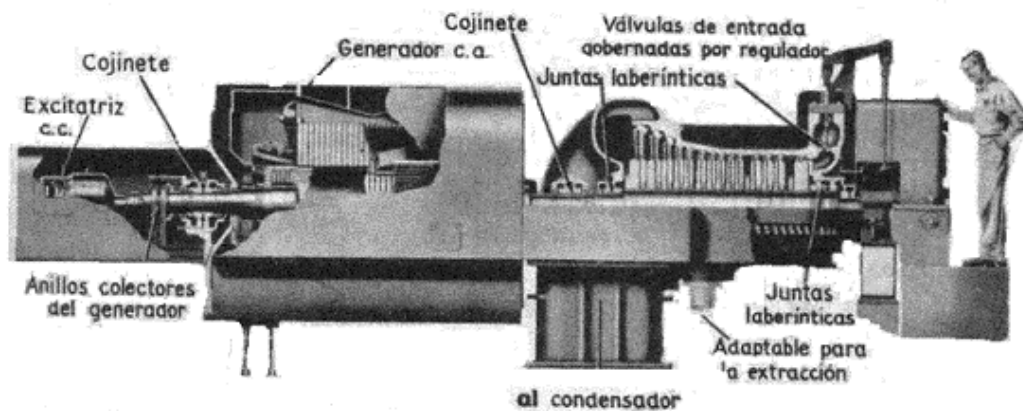
funcionamiento del turbogenerador y, con esta base, proceder a la planificación y realización del mantenimiento necesario con el fin de eliminar el problema mientras sea leve o fácilmente corregible. Finalmente, luego de realizadas las reparaciones respectivas se efectúa un nuevo análisis de vibraciones para conocer el nuevo estado de operación del turbogenerador y determinar de esta forma la efectividad de los trabajos de reparación realizados.



## 1. DESCRIPCIÓN DEL TURBOGENERADOR DE 22 MW

Se le llama turbogenerador, al conjunto compuesto por un generador eléctrico movido por una turbina de vapor; con el fin de transformar la energía térmica del vapor en energía eléctrica. En la turbina se realiza la expansión del vapor, transformando la energía térmica en energía cinética y simultáneamente en energía mecánica aplicada en el eje. Finalmente, en el generador se transforma la energía mecánica del rotor en energía eléctrica.

**Figura 1. Turbogenerador**



Fuente: W.H. Severns. **La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases.** Pág. 281.

## 1.1 Características del equipo

A continuación, se presentan los datos de diseño proporcionados por el fabricante del turbogenerador.

### 1.1.1 Datos de la turbina

Capacidad máxima	22 MW
Velocidad	3600 rpm
Presión de vapor	850 psi = 5.86 MPa
Temperatura de vapor	900 °F = 482.2 °C
Presión de salida	2 " Hg abs. = 6.75 Kpa abs.
Etapas	14
Extracciones en las etapas	5ta, 8va, 10ma y 12va
Presión de las extracciones	183, 74, 35 y 11 psia = 1262, 510, 241 y 76 Kpa abs. respectivamente.

### 1.1.2 Datos del generador

Polos	2
Ciclos	60
Fases	3
Voltaje	14,400 V
Excitación	250 V
Enfriamiento	Hidrógeno

**Tabla I. Capacidad del generador**

KiloWatt	Presión H2, psig	KVA máximo	Amperios armadura	Amperios campos	Factor de potencia
20000	0.5	23,529	943	319	0.85
23000	15	27,058	1085	346	0.85
25000	20	29,412	1179	365	0.85
	Aire	14,117	566		

Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual.* GEI – 67214.

### 1.1.2.1 Datos del sistema de hidrógeno

Pureza mínima del hidrógeno en los cilindros	99.6%
Pureza del hidrógeno en la carcasa del generador	98%
Espacio para el gas dentro de la carcasa del generador	815 cu.ft. (23 m <sup>3</sup> ).

### 1.1.3 Datos de la excitatriz

Clasificación	EDF-4, 110V, 3600 rpm, 250 v,
Numero de escobillas	12
Escobillas recomendadas	T-563
Fuerza recomendada en el resorte	3 lb (1.36 Kgf).

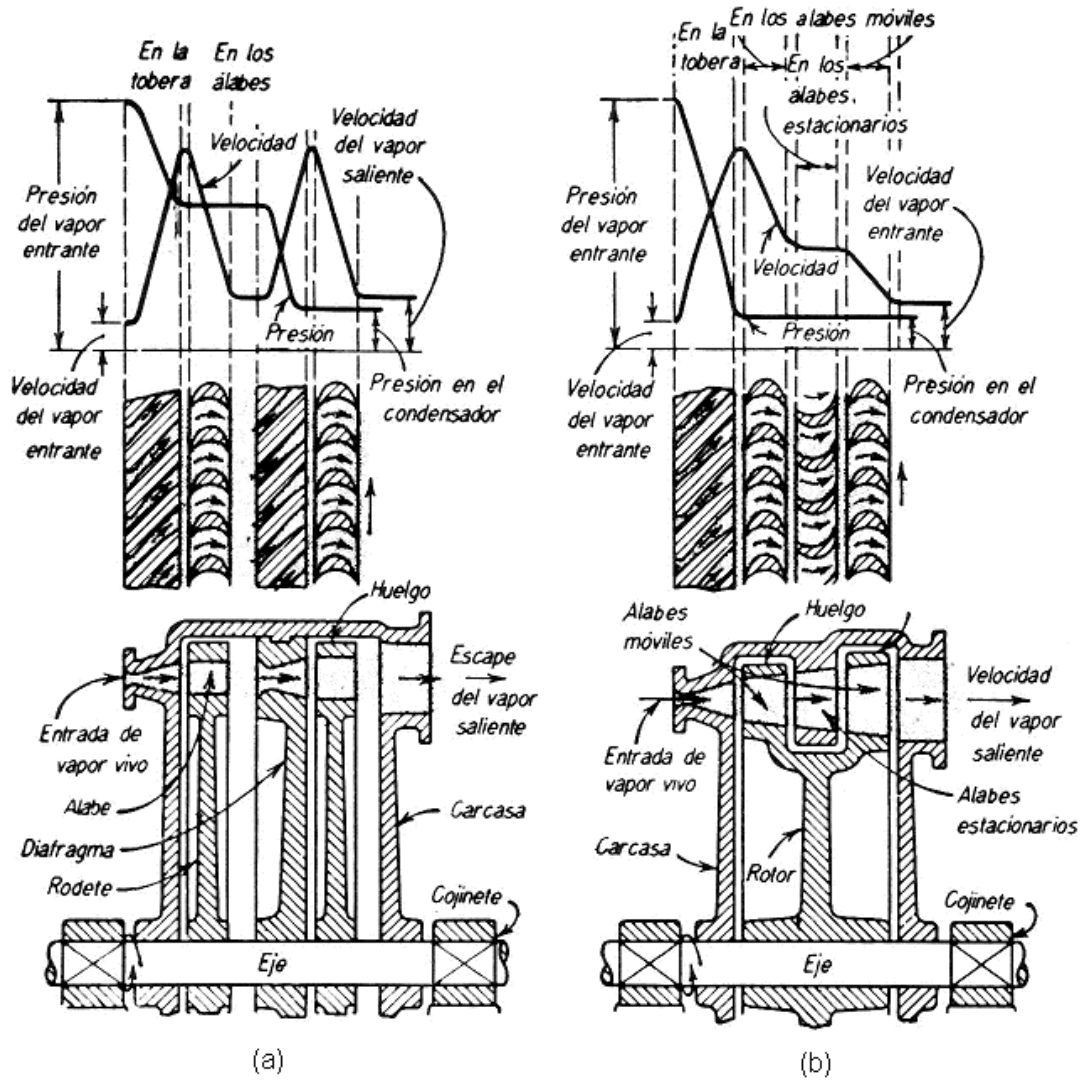
## 1.2 Turbina de vapor

Las turbinas son máquinas de flujo permanente, en las cuales el vapor entra por las toberas y se expande hasta una presión más pequeña. Al hacerlo el vapor adquiere una gran velocidad. En la turbina el vapor se dirige permanentemente de las toberas, a los alabes uniformemente repartidos en la periferia del rodete. La transformación de energía se lleva a cabo mediante fuerzas ejercidas sobre los alabes del rodete, a causa de los cambios de cantidad de movimiento del vapor, al pasar a través de los canales de los alabes. De esta forma, la entalpía se convierte en energía cinética a medida que el vapor circula por la tobera.

La turbina utilizada es del tipo de condensación y trabaja en un ciclo Rankine regenerativo. Posee además cuatro extracciones, que se utilizan para elevar la temperatura del agua de alimentación a la caldera, por medio de intercambiadores de calor de superficie con el fin de elevar la eficiencia del ciclo.

La turbina utiliza 14 etapas de dos tipos diferentes. La primera etapa es del tipo Curtis; el cual produce una gran caída de presión en una placa de toberas, y utilizar la velocidad resultante del vapor en dos grupos de alabes móviles y uno estacionario. La segunda etapa y las siguientes que son del tipo Rateau; en las cuales la caída de presión se produce en grupos de toberas, de forma que la velocidad resultante del vapor es suficientemente baja para ser absorbida por una velocidad razonable del rodete, este proceso se repite en cada etapa hasta expandir el vapor completamente, como se muestra en la Figura 2.

Figura 2. Turbina del tipo Rateau (a) y Curtis (b)

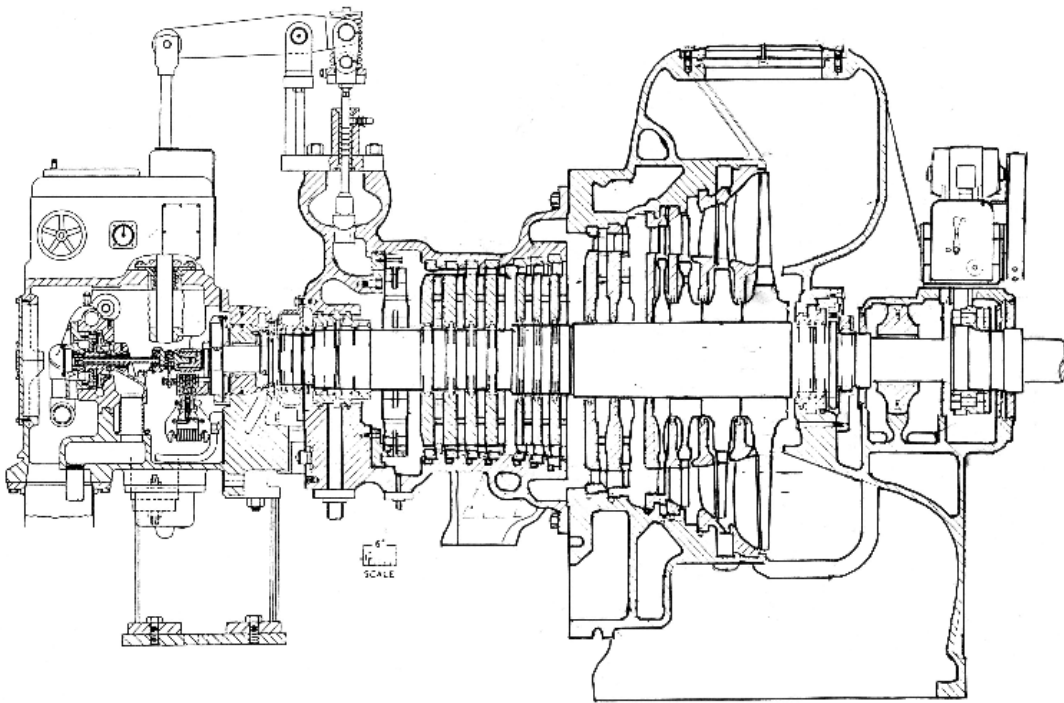


Fuente: W. H. Severns. **La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases.** Pág. 273.

Los alabes y las toberas son de acero al cromo y mecanizados de barra maciza. Los alabes se fijan en el rodete por medio de muescas en forma de "T", los alabes y el eje de la turbina se balancean individualmente después de su mecanizado. Finalmente el rotor completamente terminado se balancea dinámicamente.

La turbina esta compuesta básicamente por un rotor, sostenido por cojinetes que gira dentro de una carcaza fija con varias etapas; que transforman la presión del vapor en velocidad para que mueva el eje por medio de los alabes. A continuación se muestra un corte general de toda la turbina.

**Figura 3. Turbina General Electric de 22 MW**

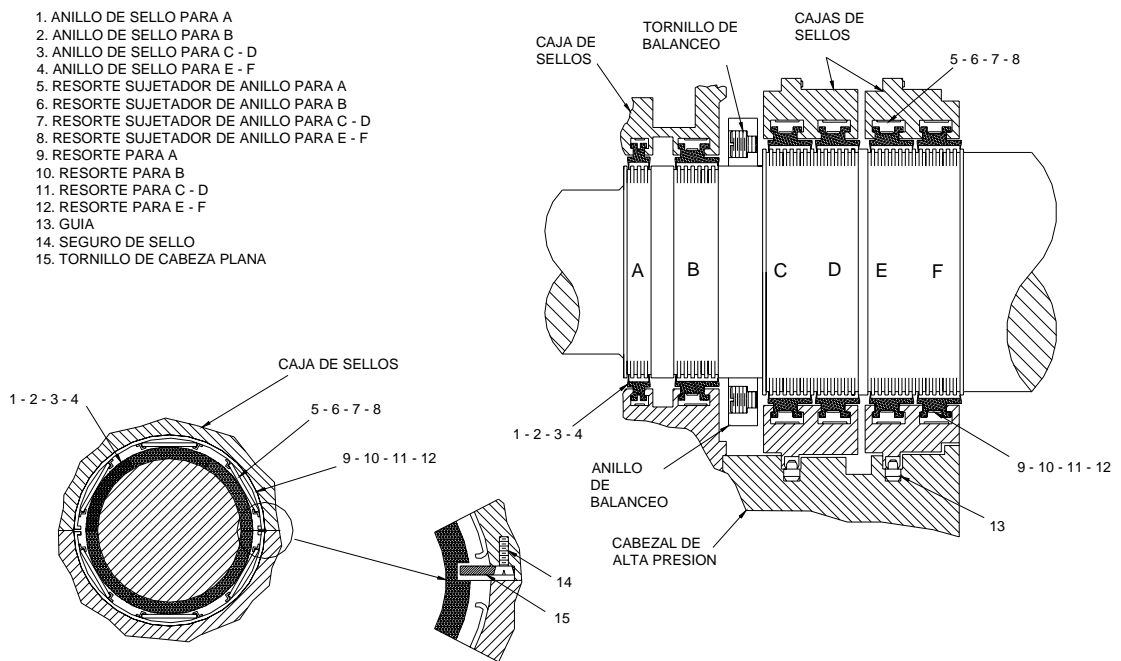


Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual. GEI – 67214, assembly 2124579.*

### 1.2.1 Sellos de laberinto

En ambos extremos de la turbina se han provisto sellos, donde el eje se extiende mas allá de la carcaza. Los sellos son necesarios para prevenir la fuga de vapor y la entrada de aire. También se colocan sellos en los diafragmas de las diferentes etapas; para prevenir la fuga a lo largo del eje, lo que provocaría pérdida de eficiencia de la turbina.

**Figura 4. Sello de la laberinto del lado de alta presión.**



Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual. GEI – 67214, assembly 2124385.*

Cada anillo de sello, consiste de segmentos hechos de una aleación especial de bronce. El diámetro interior del sello esta maquinado en forma de dientes, los cuales se alternan entre altos y bajos, y estos dientes ajustan dentro de ranuras maquinadas en el eje. Al ensamblarlo produce el efecto de laberinto, que retrasa la fuga de vapor por el eje. Un resorte plano sostiene el sello en su lugar.

Los sellos en los extremos de la turbina llamados de alta y baja presión, están conectados a un sistema que los provee de vapor; para prevenir la entrada de aire a la turbina.

### **1.2.2 Mecanismos de control y gobernadores de la turbina**

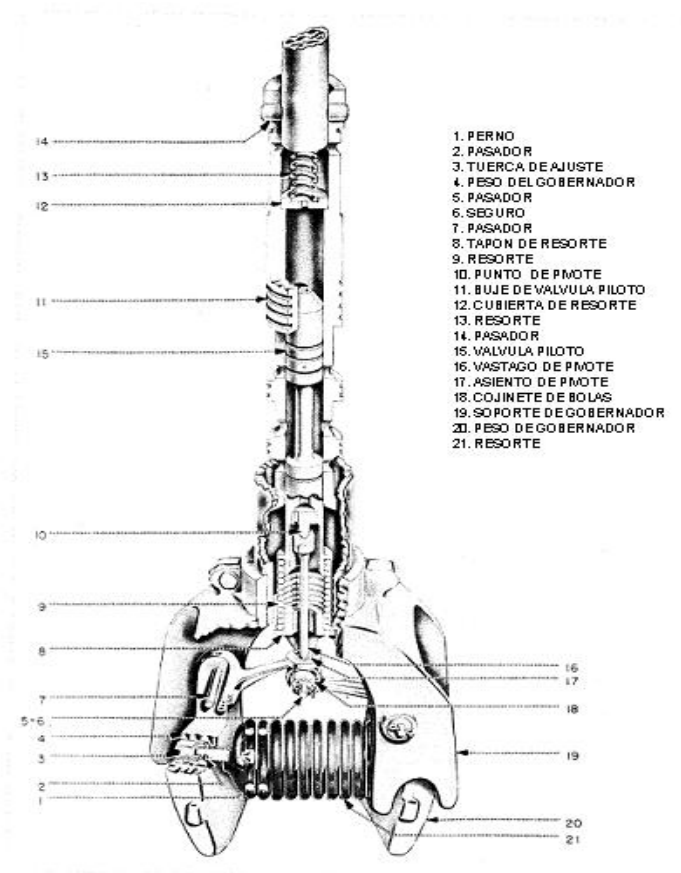
Se emplean válvulas múltiples, las cuales regulan el caudal de vapor de acuerdo con la demanda de la carga. El control se realiza por un mecanismo de relevadores hidráulicos controlados por una válvula piloto; que esta gobernada por los pesos de un regulador de fuerza centrífuga. A medida que estos pesos se desplazan radialmente al crecer la velocidad de la turbina, un mecanismo mueve la válvula para que se reduzca el caudal de vapor que entra a la turbina.

La válvula piloto primaria esta acoplada y sostenida por el gobernador de velocidad, y controla el flujo de aceite hacia y desde el cilindro operador de las válvulas de control de vapor. La válvula piloto esta maquinada, de forma que bloquea o libera total o parcialmente, el paso de aceite a través de orificios en un buje con entradas y drenajes para el mismo, dependiendo de su posición relativa con respecto al buje.



El gobernador de velocidad es del tipo centrífugo, y está montado en la parte frontal y es movido por el eje de la turbina por medio de un sistema de engranajes; permitiendo que el gobernador rote a menor velocidad que la turbina. La válvula piloto rota a la misma velocidad del gobernador, la posición de los pesos del gobernador determina la posición vertical de la válvula piloto. Esto determina la posición relativa de la válvula respecto al buje y finalmente qué orificios de aceite están abiertos o cerrados.

**Figura 5. Válvula piloto primaria y gobernador de velocidad**



Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual. GEI – 67214, assembly 2122247.*

Como medida de seguridad para prevenir alguna sobre velocidad, un regulador independiente corta el paso del vapor, cuando la máquina adquiere una velocidad que excede del 10% a la velocidad de funcionamiento normal.

### **1.2.3 Sistema de lubricación**

El sistema de lubricación de la turbina consiste de un tanque de suministro, bombas, enfriadores, filtros, indicadores y tubería. El buen funcionamiento de la turbina depende de un continuo suministro de aceite en la cantidad, calidad, temperatura y presión correcta.

La temperatura de entrada de aceite a los cojinetes debe estar entre 43 a 48 °C (110 a 120 °F). Una temperatura de salida satisfactoria de los cojinetes es de 60 a 71 °C (140 a 160 °F). Si alguna salida de aceite esta a más de 82 °C (180 °F), la turbina debe ser parada para encontrar y corregir la causa.

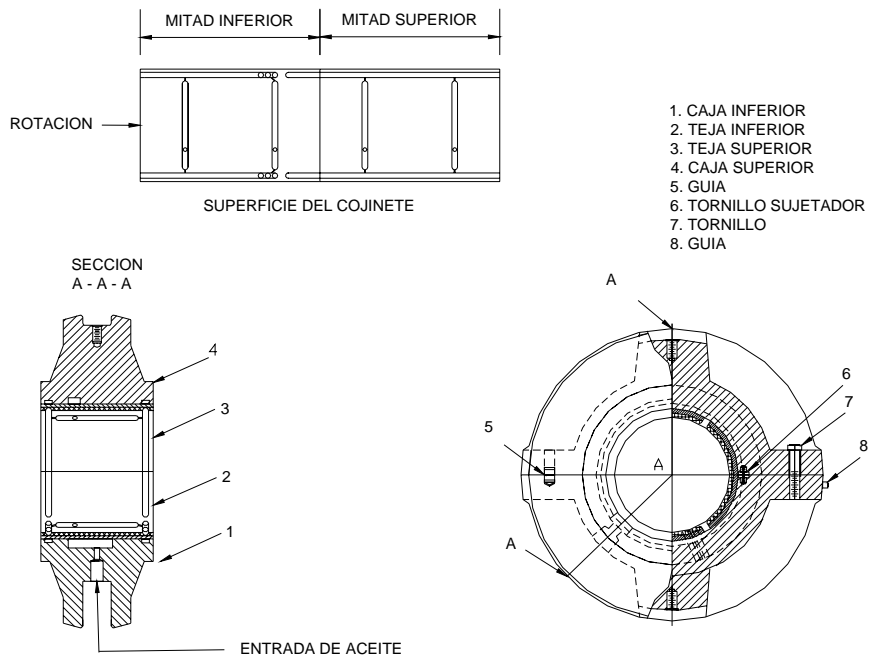
La bomba principal de aceite es movida directamente por el eje de la turbina a través de engranajes. Una bomba auxiliar de aceite, movida por un motor eléctrico, provee la presión de aceite inicial necesaria para el sistema hidráulico al arrancar la turbina. La bomba auxiliar esta equipada con un interruptor de presión que detiene la bomba cuando la presión de aceite proveniente de la bomba principal es mayor a 10.3 bar (150 psi) y arranca la bomba auxiliar cuando la presión de la bomba principal baja de lo normal. Además se cuenta con una bomba de lubricación para el sistema de volteo, la cual provee de aceite suficiente a los cojinetes para rotar el eje de 1 a 3 rpm; mientras esta caliente o en periodos largos de inactividad para evitar que sufra deflexión.

El control adecuado de la temperatura de aceite se obtiene por medio de un enfriador de aceite. Todo el aceite lubricante pasa a través del enfriador, donde se reduce su temperatura haciéndolo pasar sobre tubos en los que circula agua fría.

### 1.2.4 Cojinetes de carga

Los cojinetes son de asiento esférico y consisten en una teja de babbitt y una caja, tal como se ilustra en la figura 6. Las cajas y tejas están cortadas horizontalmente a la mitad para facilitar el ensamble de las mismas, además de estar atornilladas entre sí; las tejas a su vez están atornilladas a las cajas para evitar que giren junto al eje.

**Figura 6. Chumacera o cojinete de carga**



Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual. GEI – 67214, assembly 2123939.*

El aceite a presión entra al cojinete por la parte inferior a través de los pasajes barrenados en la parte inferior de la caja. El aceite entonces sigue una ranura anular alrededor de la caja, y desde esta ranura el aceite llega a la superficie de la teja a través de los agujeros barrenados de forma radial a la superficie de babbitt.

### **1.2.5 Cojinetes de empuje**

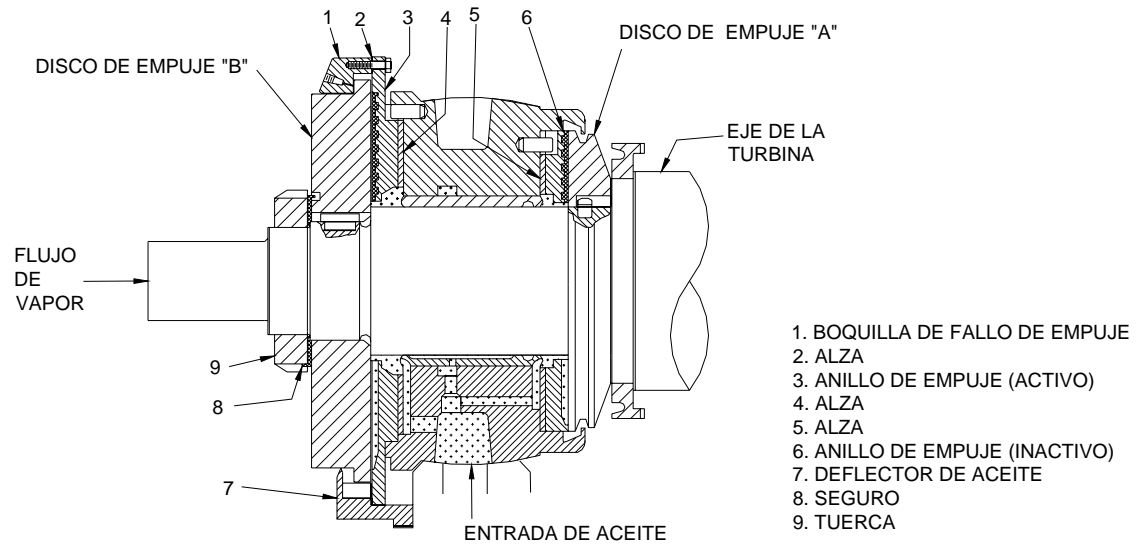
El empuje axial del rotor de la turbina y el adecuado juego axial entre las ruedas y las partes estacionarias de la turbina es mantenida por los cojinetes de empuje localizados en cada extremo del cojinete de carga ubicado en el lado de alta presión de la turbina.

Como se muestra en la figura 7, el cojinete de empuje activo consiste de un disco o espejo "B" sujeto al eje y de un anillo estacionario de empuje (3) que esta dividido en dos y esta localizado y centrado por un soporte al final del cojinete de carga 1. El empuje inactivo consiste de un disco o espejo "A" sujetado al eje y un anillo de empuje (6) al extremo opuesto del cojinete de carga 1. Los dos anillos de empuje están recubiertos con babbitt.

Guías fijadas en la parte superior de la caja del cojinete de carga mantienen los anillos de empuje en posición (3) y (6) y las alzas anulares (4) y (5) previenen que giren con el eje.

Las caras de empuje son lubricadas con aceite proveniente de los pasajes indicados. El anillo de empuje (3) tiene ranuras radiales que distribuyen y hacen circular el aceite.

**Figura 7. Chumacera o cojinete de empuje**



Fuente: *General Electric, Steam turbine-generator manual. GEI – 67214, assembly 2122211.*

La superficie del anillo de empuje (3) entre las ranuras tiene una superficie cónica que termina en una superficie plana en la dirección de movimiento del cuello de empuje o espejo “B”.

### **1.3 Generador enfriado por hidrógeno**

El generador está construido esencialmente de una parte activa fija que constituye el inducido, llamado también estator; y de una parte interna giratoria coaxial a la primera que se conoce como el inductor, también denominado rotor. Entre la superficie cilíndrica interna del estator y la externa del rotor se encuentra un pequeño espacio de aire que se conoce como entre hierro.

El sistema inductor que gira dentro del estator aloja los polos magnéticos de excitación con corriente continua destinado a crear el flujo inductor. El circuito de excitación de los polos del rotor se alimenta mediante un sistema de anillos colectores que giran con el rotor y a los cuales llega la alimentación de corriente continua proporcionada por la excitación de la máquina. El rotor del generador es de polos lisos, que es el comúnmente utilizado por máquinas que operan a gran velocidad.

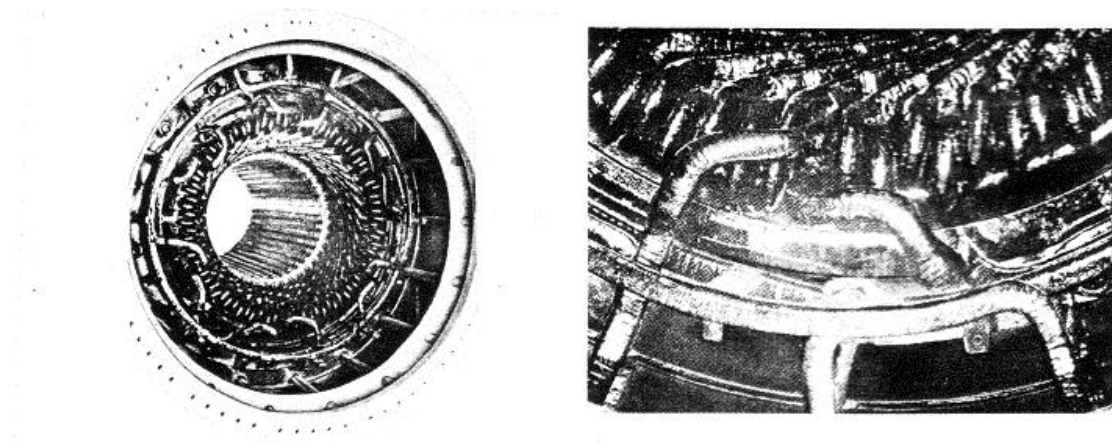
Los órganos a través de los cuales el rotor que conectan eléctricamente al elemento que suministra la corriente de excitación o excitatriz, se conocen como los anillos colectores y sus escobillas.

### 1.3.1 Estator del generador

El núcleo magnético del estator está construido por un conjunto de coronas circulares de laminación y que tienen en su parte interna ranuras o canales estrechos para alojar a los conductores del devanado del estator. Este conjunto o paquete de laminaciones se encuentra centrado y fijo a la carcasa.

El devanado del estator, figura 8 está compuesto de barras aisladas ensambladas en las ranuras del estator, unidas al final para formar bobinas, y conectadas en las fajas de fase apropiadas por anillos de bus. Cada fase está partida en grupos de bobinas 180 grados aparte. Las barras del estator están hechas de conductores de cobre aislado.

**Figura 8. Estator del generador**



Fuente: *General Electric, Electrical and mechanical features. GEI – 56346*, Pág. 4.

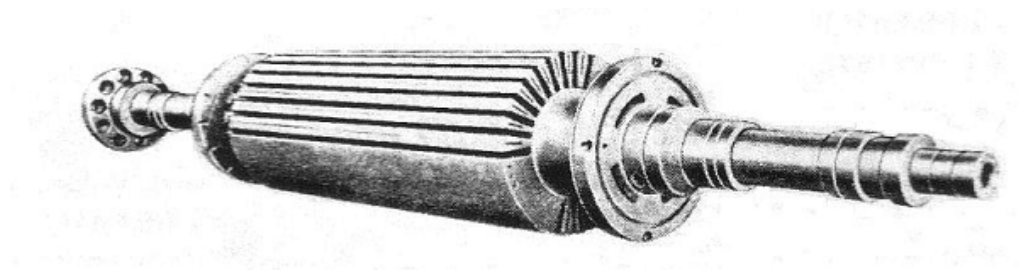
### 1.3.2 Rotor del generador

El rotor es maquinado desde una aleación de acero forjado la cual ha sido sometida a extensas pruebas para asegurar que la forja cumpla las propiedades físicas y metalúrgicas requeridas.

Ranuras longitudinales maquinadas radialmente en el cuerpo, contienen las bobinas de campo, las cuales consisten de barras de cobre rectangular aisladas y dobladas en formada de bobinas. Ranuras adicionales, maquinadas en los dientes, proveen ventilación para el cuerpo del rotor. Las bobinas de campo están sostenidas en las ranuras por cuñas de acero.

Los ventiladores del rotor proveen la ventilación del generador, están ensamblados cerca de los extremos del rotor. El rotor es enfriado externamente por el gas fluyendo a través del entrehierro sobre la superficie del rotor, e internamente por el gas que pasa sobre los extremos del bobinado del rotor, hacia las ranuras de ventilación del rotor y radialmente hacia fuera hacia el entrehierro hacia agujeros en las ranuras de cuñas.

**Figura 9. Rotor del generador**



Fuente: *General Electric, Electrical and mechanical features. GEI – 56346. Pág. 8.*



### **1.3.3 Sistema de enfriamiento con hidrógeno**

El hidrógeno es utilizado en lugar del aire como agente de enfriamiento principalmente por su baja densidad y sus propiedades de enfriamiento superiores. Su densidad es aproximadamente de 1/14 la densidad del aire a igual presión y temperatura, el uso de hidrógeno disminuye las pérdidas por fricción de una máquina rotativa a una pequeña fracción que en el aire. Para máquinas de alta velocidad como turbogeneradores, esto significa un aumento de la eficiencia en plena carga de aproximadamente 0.5 a 1%. El hidrógeno tiene una conductividad térmica siete veces la del aire, y su habilidad para transferir calor a través de convección forzada es 15 % mejor que la del aire. Todo esto permite una reducción de aproximadamente 20% de material activo requerido para la construcción de un generador de salida dada, y para un incremento de temperatura dado en el bobinado.

La vida del generador se incrementa al operar con hidrógeno. Esto es debido a que la construcción sellada mantiene libre de suciedad y humedad los bobinados y pasajes de ventilación. Además con hidrógeno, prácticamente no hay deterioro del aislamiento de la armadura por causa del efecto corona.

Además se pueden obtener KVA adicionales de salida incrementando la presión de hidrógeno, este generador tiene una presión máxima de hidrógeno de 206.8 Kpa (30 psig). Al incrementar la presión el hidrógeno se vuelve más denso, y esto mejora su capacidad de absorber y remover calor. Como resultado, se puede elevar la carga sin necesidad de elevar la temperatura del embobinado. En general un incremento de KVA aproximadamente de 1% se obtiene por cada libra de incremento de la presión de hidrógeno hasta 103.4 Kpa (15 psig), mientras para presión entre 103.4 a 206.8 KPa, se obtiene un incremento de 0.5%.

### **1.3.3.1 Precauciones de seguridad**

Bajo operación normal con hidrógeno, la atmósfera en el generador no será inflamable. Sin embargo, la mezcla de hidrógeno y aire en ciertas proporciones puede resultar en una condición indeseable si es expuesta a una flama abierta. El sistema de hidrógeno del generador debe contar con una buena ventilación para los equipos en los cuales puede ocurrir una fuga, para evitar que se concentre hidrógeno en un lugar cerrado. Se debe evitar las flamas abiertas en las zonas de posible descarga de hidrógeno.

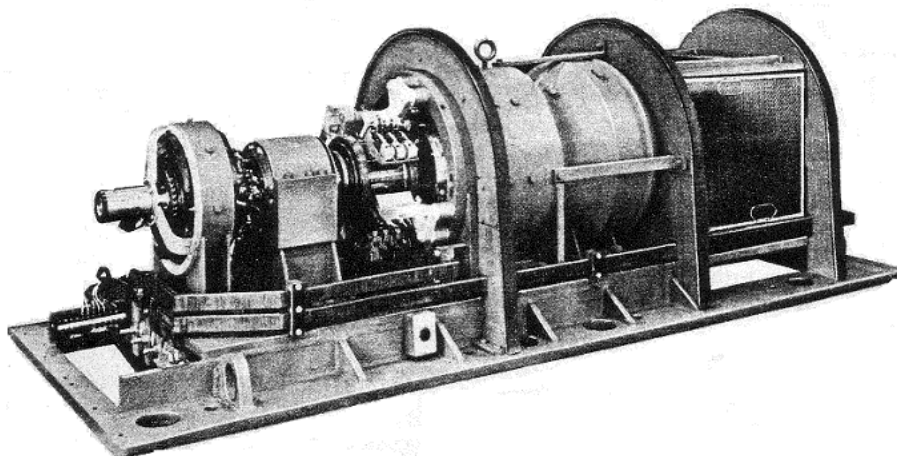
El sistema de hidrógeno básicamente consiste en el arreglo de un sello para el eje, y el equipo de gas. Los componentes del sello de eje consisten de un suministro de aceite, bombas, reguladores, y un sistema de alarmas. El equipo de gas consiste de hidrógeno bajo presión, provisto con los instrumentos necesarios para controlar el gas y para analizar su pureza. Asociado con el equipo de hidrógeno hay un arreglo para bióxido de carbono bajo presión que es usado para purgar la carcasa del generador cuando de llena de aire a hidrógeno o viceversa.

## 1.4 Excitatriz rotativa

La corriente de campo necesaria para el generador es suministrada por la excitatriz, la cual puede ser movida por el eje del turbogenerador o por una unidad separada.

El tipo de excitatriz EDF es una unidad sellada conectada directamente, utilizada principalmente en turbogeneradores, esta consiste de un generador de 250 V de corriente alterna a 3600 rpm con todos sus accesorios. La armadura esta soportada por dos pedestales con rodamientos los cuales reciben lubricación de la unidad principal. La excitatriz es directamente movida por una extensión del eje del turbogenerador a través de un acople aislado, lo que previene que corrientes provenientes del generador principal fluyan hacia los cojinetes de la excitatriz, con esto se elimina la necesidad de pedestales aislados.

**Figura 10. Excitador rotativo**



Fuente: *General Electric, Description type EDF direct-connected exciters GEI-64102A.*

Pág.1



## **2. CARACTERÍSTICAS DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

El mantenimiento es ante todo y sobre todo un servicio; sus políticas, objetivos y manera de actuar deben estar de acuerdo con las políticas, objetivos y estructuras de la empresa, debiendo desarrollarse y evolucionar con ella. La base fundamental del servicio de mantenimiento es lograr que la instalación, maquinaria o equipo opere el mayor número de horas posibles sin problemas y en condiciones de calidad de producción o servicio exigibles. Es de sobra conocido que las fallas catastróficas e inesperadas dan lugar a elevados costos por pérdida de producción y reparación. Por todo lo anterior, los objetivos del mantenimiento, que deben basarse en los de la empresa son:

- Suministrar el nivel deseado de disponibilidad.
- Equilibrar los costos de mantenimiento y producción perdida.
- Planificar tareas.
- Evitar sobre y submantenimiento.
- Minimizar costos y optimizar recursos.

### **2.1 Diferentes tipos de mantenimiento**

Según la opinión de diversos autores, la clasificación del mantenimiento más aceptada aunque no universal, es la siguiente:

- Mantenimiento correctivo
- Mantenimiento preventivo
- Mantenimiento predictivo
- Mantenimiento modificativo

### **2.1.1 Mantenimiento correctivo**

En este tipo de mantenimiento se utiliza la máquina hasta que sobreviene la falla y en consecuencia una potencial parada del equipo; el mantenimiento se reduce a la reparación y por tanto las inversiones que implica son mínimas. Presenta importantes desventajas: Imprevisión de la falla, de los suministros, inseguridad y costo elevado por paradas improductivas.

Es por lo tanto, una operación efectuada después de la falla; su finalidad consiste en conseguir la mayor eficiencia de las intervenciones, determinada en función del grado de cumplimiento de las siguientes condiciones:

- Rapidez de respuesta a la demanda de intervención.
- Rapidez de ejecución o reacondicionamiento.
- Calidad en la realización de los trabajos.

Este tipo de mantenimiento supone el cambio, reparación o ajuste de la pieza. Debido a que no se puede programar la intervención, la acción se realiza de forma aleatoria, donde aparezca o se produzca la falla. Existen dos tipos de reparaciones:

- Paliativas o provisionales, efectuadas en campo cuando la falla no es muy grave; en ocasiones pueden resultar muy rentables.
- Curativas o definitivas, necesariamente realizadas en taller, restablecen el nivel óptimo de prestaciones.

### **2.1.2 Mantenimiento preventivo**

Este tipo de mantenimiento efectuado con la intención de reducir la probabilidad de falla, consiste en someter al equipo, después de un determinado período de funcionamiento, a un desmontaje total o parcial para su inspección, procediendo a la reparación o sustitución de los elementos deteriorados y de aquellos para los que se espera una falla próxima. Se obtiene un grado de previsión que puede llegar a ser importante; mediante una intervención, presagiada, preparada y programada antes de la fecha probable de aparición de la falla, se puede planificar de modo adecuado las paradas de los equipos.

Los tipos de mantenimiento preventivo más usuales son:

- a) De uso o rutinario. Utiliza inspecciones frecuentes, con intervenciones preventivas ligeras realizadas por el operario, que aseguran una vigilancia cotidiana de los equipos, evitando la aparición de fallas menores que podrían a la larga traer consecuencias graves. Exige la formación adecuada del obrero, resultando muy interesante y económico; descarga al departamento de mantenimiento y a la vez estimula al operario hacerlo partícipe de algunas tareas. Consiste en rutinas como: apretar tornillos, completar niveles, realizar pequeñas pruebas, detectar fugas, ruidos anormales, etc.
  
- b) Sistemático. Se trata de un mantenimiento efectuado según un plazo establecido por unidades de tiempo o unidades de uso; sus principales ventajas son:

- Disminuye los costos por tiempo de reparación.
- Reduce el número de reparaciones.
- Baja los costos de reparación, puesto que los desperfectos no son de gran cuantía y requieren menos mano de obra.
- Mejora la calidad del producto.
- Permite el seguimiento de equipos con alto costo de mantenimiento.

A causa de las paradas de inspección, que son importantes en unidades de funcionamiento continuo, el mantenimiento preventivo es altamente costoso. Además implica el uso de una metodología para conocer las leyes de degradación y para lograr un óptimo económico, debe responder a una solución de compromiso con el mantenimiento correctivo.

La puesta en práctica de acciones preventivas supone el conocimiento del comportamiento del equipo en el tiempo. Las acciones sistemáticas obtenidas a partir de las sugerencias del constructor (en la primera fase de aplicación) y de los resultados operacionales recogidos durante las inspecciones preventivas o ensayos (en la segunda fase) se deben programar con determinada periodicidad. Los periodos de intervención sistemática se pueden establecer:

- En tiempo absoluto, según calendario.
- En tiempo relativo, estableciendo las unidades de uso que representan un funcionamiento efectivo.



Dependiendo del grado de automatización, el mantenimiento preventivo presenta los siguientes inconvenientes:

- a) El desmontaje periódico total o parcial de una máquina, con la consiguiente parada de producción y reposición de elementos, es excesivamente costoso para la seguridad de funcionamiento que aporta; existen casos en que aparece una falla mayor de forma súbita, después de pocas horas de funcionamiento a partir de una revisión.
- b) Dificultad para determinar el intervalo entre inspecciones periódicas. No existe regla fija que establezca cuál debe ser este intervalo. Si durante dicho periodo no se producen fallas, puede pensarse que es demasiado corto y por tanto antieconómico. En todo caso se estima que el tiempo de intervención sea una fracción del tiempo más probable para la aparición de la falla.
- c) Una máquina que trabaja correctamente, al ser sometida a inspección periódica puede quedar, por falla en el montaje, en peores condiciones que las iniciales, resultando así más propensa a fallar.
- d) Existen defectos en las máquinas que únicamente pueden ser detectados durante el proceso de operación: Desequilibrios, resonancia, etc.

Resumiendo, puede afirmarse que la programación en el tiempo de revisiones y/o reparaciones es:

- a) Insegura, porque la necesidad de reparar sólo se pone de manifiesto desmontando la máquina y revisando sus elementos; si por simple inspección externa no se aprecia un defecto grave, el daño será irremediable y la parada inminente.

- b) Imprecisa, porque careciendo de medios que permitan, sin afectar su normal funcionamiento, determinar la condición de la máquina desde el exterior, se desmontarán y revisarán máquinas en perfecto estado, en tanto que otras con peligro de alta falla y parada inminente pueden no ser tenidas en cuenta.

### **2.1.3 Mantenimiento predictivo**

Este tipo de mantenimiento consiste en la vigilancia o seguimiento del estado de una máquina de forma continua o discontinua, mediante la captación de señales que sufren una modificación de su magnitud dependiendo de la gravedad de la falla. Las señales debidamente tratadas y analizadas se usan para diagnosticar el tipo de falla, donde se está produciendo y su severidad. Esta información permite conocer la potencialidad de la falla, así como planificar adecuadamente y con anticipación las paradas y reparaciones.

Este tipo de mantenimiento posee entre otras las siguientes ventajas:

- Detección precoz e identificación de defectos, sin necesidad de detener y desmontar la máquina.
- Seguimiento de la evolución del defecto en el tiempo hasta que sea peligroso, esto proporciona una información muy valiosa sobre el estado real de la máquina, permitiendo aumentar o disminuir según proceda, las frecuencias de revisión.
- Permite programar el suministro de repuestos y la mano de obra.
- Admite proyectar la parada para corrección dentro de un tiempo muerto o parada rutinaria del proceso de producción.
- Reduce el tiempo de reparación, al tener perfectamente identificada la falla o el elemento y los elementos que han fallado.

- Evita las fallas repetitivas, identificando y corrigiendo su origen.
- Reduce costos e incrementa la producción por ahorro de paradas y tiempos muertos.
- Permite una selección satisfactoria de las condiciones de operación de la máquina.
- Funcionamiento mas seguro.

Las desventajas que presenta son:

- Inversión costosa en equipos de adquisición y tratamiento de información.
- Generación de gran cantidad de información.
- Limitación de aplicación a algunos tipos de fallas.

Las etapas fundamentales en que se sustenta el mantenimiento predictivo de fallas son cuatro:

- Medición.
- Análisis.
- Diagnóstico.
- Corrección.

Es práctica habitual el analizar las fallas para detectar las causas que las originan, el objetivo es poder eliminarlas para que no se repitan las consecuencias; incluso se puede plantear algo más efectivo, es decir, eliminar las causas antes que ocurra por primera vez la falla.

La tecnología moderna proporciona una serie de métodos que permiten una evaluación externa de las condiciones de la maquinaria y un mayor control,

sin desmontajes previos y sin afectar su funcionamiento normal. Estos métodos utilizan ciertos parámetros específicos de cada máquina para diagnosticar las fallas, lo que constituye la base del moderno mantenimiento predictivo de fallas. Emplean una serie de técnicas que permiten el seguimiento de los síntomas durante el funcionamiento normal de la máquina; entre estas se encuentran:

- Análisis de vibraciones.
- Análisis de lubricante.
- Termografías.
- Análisis de ruido.
- Análisis de agua.

La aplicación de estas técnicas, basada en la vigilancia continua, para que sea eficaz comparada con los otros tipos de mantenimiento, deberá cumplir los siguientes objetivos:

- No impedir, ni limitar el funcionamiento de la máquina durante su ejecución.
- Poseer un costo de implantación menor que el de cualquier otro tipo de mantenimiento.
- Permitir la detección de la falla en fase incipiente, antes que se convierta en catastrófica, así como la identificación o diagnóstico de la causa que la origina.

El mantenimiento predictivo de fallas mediante la medición, análisis y control de ciertos parámetros indicadores de la condición de la máquina, cumple con los objetivos anteriores. Es por tanto, una metodología que tiene como objetivo final asegurar el correcto funcionamiento de las máquinas a través de la vigilancia continua de los niveles indicadores de su condición, que se ejecuta sin necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas. No debe confundirse con las inspecciones específicas adicionales al mantenimiento tradicional.

#### **2.1.4 Mantenimiento modificativo**

Este tipo de mantenimiento se encarga de actividades que no son propias de un departamento de mantenimiento, completando su labor y optimizando sus resultados. Las tareas a su cargo son:

- Primera instalación.
- Acoplamiento de nuevos accesorios.
- Trabajos de mejora, modernización y modificación que con frecuencia se realizan durante las paradas o revisiones, incluso a veces bajo pedido, en talleres del constructor o después de una puesta a punto. Las mejoras, como toda actuación de este tipo, deben constar en la información o manual de la máquina. Los trabajos de modernización consisten en reemplazar componentes obsoletos. Las acciones de modernización se efectúan en las máquinas para corregir los puntos débiles causantes de falla frecuentes.
- Renovación y reconstrucción de equipos. Es una revisión completa de toda la máquina o instalación, para decidir si se reponen ciertos elementos o en el caso de existir desechados, aprovechar los que todavía estén dentro de su vida útil.

- Estudios de factibilidad y nuevos trabajos.
- Participación en programas de investigación.
- Asesoría técnica.
- Recepción y revisión de material nuevo.
- Puesta a punto de máquina nueva y comprobación de prestaciones.
- Mantenimiento de instalaciones accesorias como; líneas eléctricas, climatización, aire comprimido, saneamiento, teléfono, edificios, cercados, etc.

## **2.2 Técnicas utilizadas por el mantenimiento predictivo**

Diferentes técnicas son utilizadas en la vigilancia de máquinas, las cuales combinadas pueden predecir la mayoría de los problemas mecánicos, eléctricos, o hidrodinámicos encontrados en las plantas industriales.

Además del análisis de vibraciones que se estudiara en el capítulo 3, las principales técnicas utilizadas en el mantenimiento predictivo de turbogeneradores son el análisis de lubricante y la termografía.

### **2.2.1 Análisis de lubricante**

El análisis de aceite lubricante es una técnica que consiste en una serie de pruebas de laboratorio que se usan para evaluar los aceites lubricantes y determinar el estado técnico de los componentes de una máquina. Al analizar los resultados de las pruebas del análisis de aceite, es posible elaborar un diagnóstico sobre la condición de una máquina. Esto es posible debido a la relación causa-efecto existente entre las propiedades físico-químicas y la concentración de metales en el aceite lubricante con las condiciones del estado técnico de los componentes de dicha máquina.

Los principales síntomas que caracterizan el estado del aceite y por tanto su degradación son:

- Viscosidad
- Acidez / basicidad
- Detergencia / dispersividad
- Contaminación con agua
- Punto de inflamación
- Constante dieléctrica

La viscosidad es la propiedad física más importante del lubricante, ya que fija las pérdidas por fricción y la capacidad de carga de los cojinetes. Depende de la temperatura. Se considera que un aceite en servicio está degradado cuando su viscosidad varía en más de un 30%, respecto a la que posee cuando está nuevo.

El desgaste puede definirse como la variación dimensional producida por la pérdida de materia de dos superficies deslizantes en contacto. Generalmente es indeseable porque puede producir holguras, picaduras, rayados, grietas, etc., pero en algunas ocasiones como durante el rodaje, puede ser beneficioso. En el aceite se pueden encontrar elementos contaminante provenientes de fuente internas o externas de la máquina, los cuales pueden ser metálicos o no. Los contenidos metálicos de las muestras de aceite usados se pueden clasificar en tres categorías según su procedencia, como se indica en la tabla II.

**Tabla II. Clasificación de los elementos contaminantes en el aceite**

Desgaste	Contaminación	Aditivo
Aluminio	Bario	Bario
Cobre	Boro	Calcio
Cromo	Silicio	Silicio
Estaño	Sodio	Zinc
Hierro		
Níquel		
Manganeso		
Plomo		
Silicio		
Titanio		

Fuente: Simón Figueroa. Mantenimiento de motores diesel. Pág. 153

Existe una amplia gama de métodos empleados para conocer el estado de desgaste en que se encuentra una máquina, entre los cuales podemos mencionar:

- Espectrometría.
- Ferrografía.
- Recuento de partículas.
- Colectores magnéticos.
- Microscopía
- Microanálisis con rayos X.

Los dos primeros son los más utilizados. Los demás métodos no pueden dar la composición de las partículas metálicas.



La espectrometría utiliza la interacción existente entre la radiación electromagnética y la materia cuando intercambian energía, los átomos de cualquier elemento al ser excitados producen espectros electromagnéticos característicos, cuya apariencia sirve para identificarlos. La espectrometría proporciona resultados cualitativos y cuantitativos; es decir, que metales y en que cantidad están presentes en el aceite.

La ferrografía permite la separación de las partículas pequeñas de las muestras de aceite usado, con la suficiente resolución espacial que permite estudiar su morfología en detalle. La ferrografía separa magnéticamente las partículas; por esta razón, solo sirve para estudiar los contenidos de materiales ferromagnéticos, incluidos los muy débiles y algunos como el aluminio o bronce, que no siendo magnéticos, al desgastarse contra materiales ferrosos adquieren trazas de ellos y se comportan como ligeramente magnéticos. Ignora todas las impurezas que contiene el aceite, excepto las partículas de desgaste, un cuidadoso examen de su morfología y composición suministra información específica sobre las superficies y el tipo de desgaste que las originó.

### **2.2.2 Termografía**

Toda superficie con una temperatura superior al cero absoluto emite alguna radiación infrarroja. La termografía es una técnica de detección de radiación infrarroja emitida por un cuerpo para producir un mapa térmico de su superficie. Las variaciones de temperatura están indicadas en diferentes colores. La imagen producida de esta manera es llamada termograma y es una ayuda muy útil en el monitoreo de condición para equipo tanto eléctrico como mecánico, cuando se utiliza para identificar puntos calientes. Por lo tanto puede identificar muy tempranamente señales de peligro de falla en el equipo.

Las principales ventajas de la termografía son las siguientes:

- Es una técnica de medición sin contacto.
- La medición se puede realizar con el equipo durante la operación.

Existen dos rangos de banda infrarroja, los cuales son utilizados por cámaras típicas:

- Onda larga de 8 a 14 micrones, disponible para bajas temperaturas (abajo del ambiente).
- Onda corta de 2 a 5 micrones, disponible para altas temperaturas (sobre el ambiente).

La emisividad de un objeto es una medida de su habilidad para emitir radiación. La emisividad de un cuerpo negro (emisor y receptor perfecto) es 1. Las cámaras deben ser programadas con el factor de emisividad del objeto a ser medido. Las temperaturas medidas reflejarán la temperatura real si la corrección de la emisividad es precisa.

Una cámara termográfica es relativamente fácil de usar y los resultados son de fácil interpretación. Sin embargo hay algunos detalles que se deben considerar para obtener los mejores resultados.

- a) Sensibilidad térmica. Es el cambio más pequeño en los niveles de radiación que el instrumento es capaz de registrar expresado en términos de temperatura.
- b) Rangos de temperatura. Mediciones de temperatura desde  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$  son posibles con cámaras modernas.

- c) Temperatura del ambiente. El rango de temperatura en el cual la cámara puede ser operada con seguridad.
- d) Resolución térmica. La diferencia más pequeña posible de temperatura entre dos mediciones.
- e) Resolución espacial. Una medida de la fineza de detalles directamente proporcional al número de píxeles representando la imagen.
- f) Precisión. Medida de la diferencia entre la temperatura real y la temperatura medida.
- g) Tamaño del radio de la mancha: El radio que expresa la máxima distancia que la cámara puede tener desde un objetivo de determinado tamaño, y aun mantener la exactitud en la medición de la temperatura.



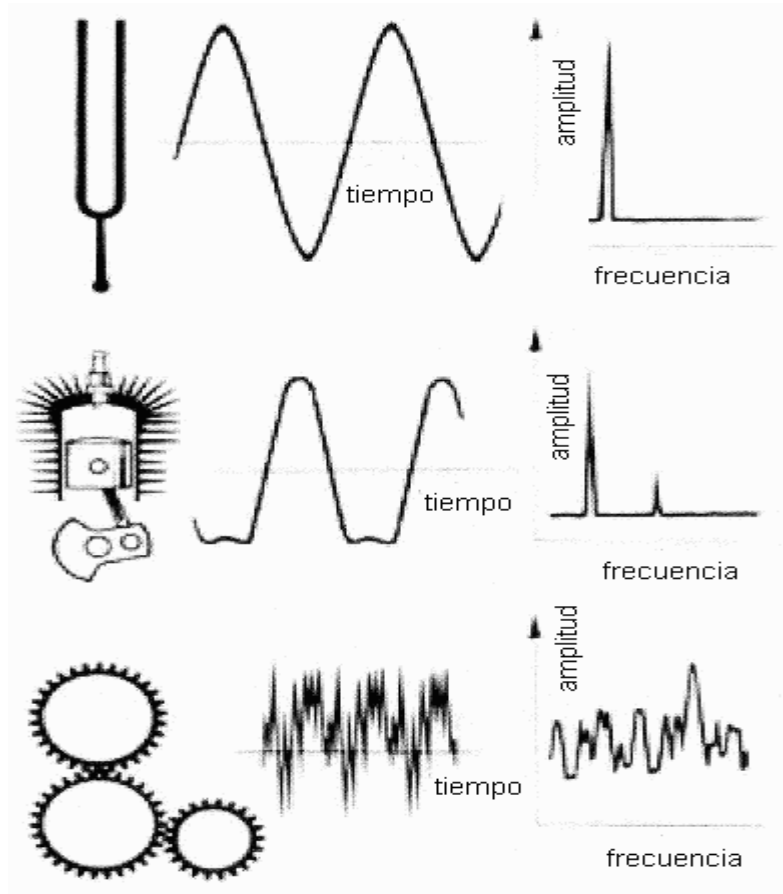
### 3. VIBRACIONES MECÁNICAS

La vibración es un movimiento oscilatorio, o de vaivén desde una posición de equilibrio hasta otra de posición máxima. Descrito también como un movimiento repetitivo que permite a un cuerpo (elemento o partícula) recuperar su posición original, si el movimiento se repite con todas sus características con valores de magnitud razonablemente semejantes en un cierto intervalo de tiempo, se dice que la vibración es periódica.

Existen dos tipos generales de vibración: libres y forzadas. La vibración libre ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo, es decir no existe ninguna fuerza aplicada o estas son nulas. La vibración forzada es la que ocurre cuando existe excitación de fuerzas externas al sistema, un claro ejemplo de una vibración forzada es la ejercida por la fuerza centrífuga de una masa no compensada de un elemento rotatorio (desbalance mecánico).

La vibración es inherente a todo cuerpo rígido, por ejemplo si se analiza a cualquier máquina, evaluando el movimiento de las partes individuales las cuales rotan, oscilan o tienen movimiento recíprocante, se generan fuerzas sobre partes específicas que generan un desplazamiento del centro de masa de la parte oscilando, al volverse periódicamente reversible en sentido, se dice entonces que esta vibrando.

**Figura 11. Ejemplos de vibraciones mecánicas y sus representaciones de amplitud contra tiempo y contra frecuencia**



Fuente: Brüel & Kjær. *Measuring vibration*. Pág. 4

En la practica es muy difícil evitar la vibración. Esta usualmente ocurre a causa de los los efectos dinámicos de tolerancias en la manufactura, holguras, rodamiento o contacto de fricción entre partes de máquinas, así como fuerzas desbalanceadoras en miembros rotativos o reciprocantes. A menudo pequeñas vibraciones insignificantes pueden excitar las frecuencias de resonancia de alguna otra parte estructural y ser amplificada hacia una vibración mayor.

### 3.1 Características generales

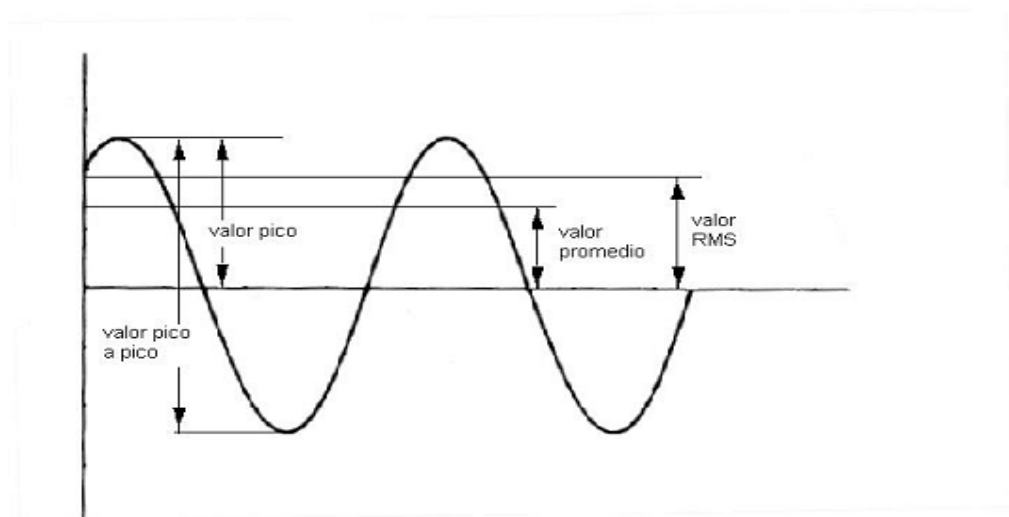
Las características básicas de una señal de vibración, necesarias para la valorización exacta de la condición mecánica de una máquina son las siguientes:

- Amplitud
- Frecuencia
- Fase

#### 3.1.1 Amplitud

La amplitud es la característica que describe la severidad de la vibración, tomando por ejemplo el sonido, un sonido alto posee una gran amplitud. En la figura 12 se muestran las diferentes formas en que puede ser cuantificada la amplitud.

**Figura 12. Diferentes tipos de amplitud**



El valor pico a pico es importante para indicar el máximo viaje de la onda, una cantidad útil cuando por ejemplo, el desplazamiento vibratorio de una parte de la máquina es crítico para fatiga máxima o consideraciones de holgura.

El valor pico es particularmente importante para indicar el nivel de golpes de corta duración. Pero como solo puede ser visto desde el dibujo, el valor pico solo indica que valor máximo ha ocurrido, no se lleva cuenta de la historia de tiempo de la onda.

El valor rectificado promedio toma la historia del tiempo de la onda en cuenta, pero es considerado de interés práctico limitado porque no tiene relación directa con alguna cantidad física útil.

El valor eficaz o valor cuadrático medio RMS (*root mean square*) es la medición más relevante de amplitud porque este toma ambas, la historia de tiempo de la onda en cuenta y da un valor de amplitud a la cual está directamente relacionado a la energía contenida, y por lo tanto la habilidad destructiva de la vibración.

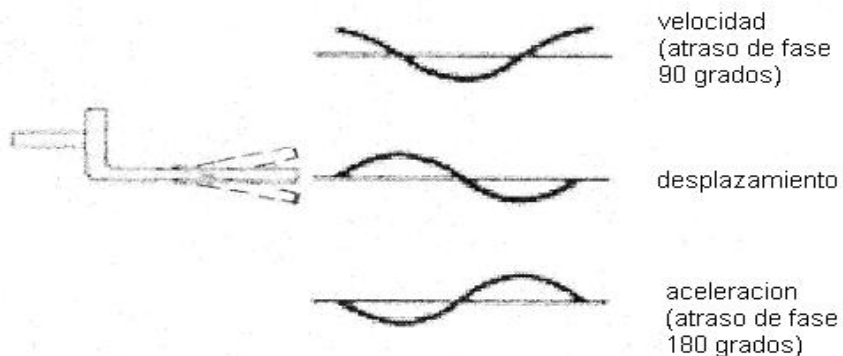
Considerando una oscilación armónica se muestran las equivalencias entre los diferentes parámetros que pueden ser medidos.

Valor RMS	=	0.707 x Valor Pico
Valor RMS	=	1.1101 x Valor Promedio
Valor Pico	=	1.4140 x Valor RMS
Valor Pico	=	1.5700 x Valor Promedio
Valor Promedio	=	0.6370 x Valor Pico
Valor Promedio	=	0.9000 x Valor RMS



La amplitud de la vibración puede expresarse ya sea como desplazamiento, velocidad o aceleración. Cuando vemos una viga vibrando consideramos la amplitud de la onda como el desplazamiento físico del extremo de la viga a cada lado de su posición de reposo. Además del desplazamiento podemos describir el movimiento de la viga en función de su velocidad o aceleración. La forma y periodo de la vibración se mantiene igual considerando ya sea desplazamiento, velocidad o aceleración. La diferencia principal es que existe una diferencia de fase entre las curvas amplitud-tiempo de los tres parámetros como se muestra.

**Figura 13. Relación entre el desplazamiento, velocidad y aceleración**



Fuente: Brüel & Kjær. *Measuring vibration*. Pág. 6

La amplitud de los parámetros de vibración varía dependiendo de la frecuencia de medición, la velocidad se incrementa de forma directamente proporcional con la frecuencia. La aceleración se incrementa con el cuadrado de la frecuencia. Conociendo cualquiera de los parámetros de amplitud de vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) y la frecuencia del punto específico seleccionado, se pueden conocer los valores de los otros dos parámetros.

### 3.1.1.1 Desplazamiento

El desplazamiento o elongación con relación a la posición de referencia, se expresa ordinariamente en el sistema internacional (SI) como micrómetros ( $\mu\text{m}$ ) o milésimas de pulgada en el sistema inglés. En el movimiento armónico simple el desplazamiento está relacionado con el tiempo mediante la expresión:

$$x = x_0 \text{ sen}(2\pi f t) \quad \text{donde}$$

$x$  = desplazamiento instantáneo correspondiente a un tiempo  $t$

$x_0$  = valor máximo del desplazamiento (valor pico)

$f$  = número de ciclos que se producen por unidad de tiempo.

El desplazamiento relaciona fuerzas elásticas o rigidez que ocasionan fallas por flexión, y enfatiza intervalos de frecuencias bajas ( $< 35 \text{ Hz}$ ), no es recomendable utilizar las lecturas de amplitud de desplazamiento para conocer el estado general de una máquina, sin embargo este parámetro es muy utilizado en máquinas de alta velocidad con transductores de vibración tipo no contacto para protegerlos de los movimientos relativos de las flechas.

Para conocer la severidad de vibración de una máquina utilizando el parámetro del desplazamiento, se deberá tener cuidado con las siguientes condiciones:

- Tipo de tabla de severidad referida a tipo de máquina y cimentación.
- Tipo de tabla de severidad referida al transductor (contacto, no contacto).
- Las lecturas deberán ser filtradas.
- Frecuencia de la amplitud de vibración a ser evaluada.

### 3.1.1.2 Velocidad

La velocidad o variación del desplazamiento con respecto al tiempo. Se expresa ordinariamente en el sistema internacional (SI) como milímetros por segundo (mm/s) o pulgadas por segundo en el sistema inglés, y para un movimiento armónico simple se obtiene derivando la expresión correspondiente al desplazamiento:

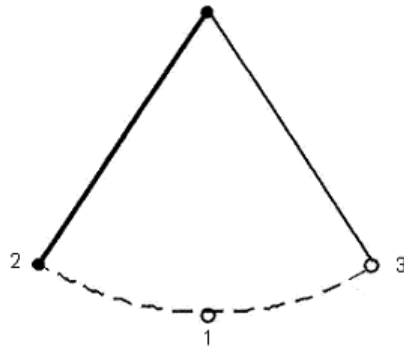
$$v = \frac{dx}{dt} = 2\pi f x_0 \cos(2\pi f t) \quad \text{donde}$$

$v$  = velocidad instantánea correspondiente al tiempo  $t$ .

Su valor máximo es, según la relación anterior,  $2\pi x_0$

La velocidad es la tasa de cambio del desplazamiento, y se encuentra desfasada  $90^\circ$  del mismo. Efectuando una analogía con el péndulo de la figura 14 cuando este llega a su parte alta (2), existirá un instante en que la velocidad tendrá que ser cero para cambiar de dirección, siguiendo la trayectoria del péndulo este varía a velocidad constantemente y alcanzará su máximo en la parte media de la trayectoria total (1), por lo general se selecciona la velocidad pico o máxima para fines de condiciones de severidad de las vibraciones. La velocidad nos relaciona poca fuerza, donde la principal causa de falla sería por fatiga y adicionalmente proporciona un énfasis igual en todas las frecuencias de vibración. Por lo general se utiliza la medición de velocidad para evaluar el estado general de las máquinas, se dice entonces que el medir la velocidad vibratoria es tomar medida directa de la severidad de vibración.

**Figura 14. Movimiento de oscilación de un péndulo**



### **3.1.1.3 Aceleración**

La aceleración se obtiene derivando con respecto al tiempo la expresión dada para la velocidad. Para un movimiento armónico simple se obtiene la ecuación:

$$a = \frac{dv}{dt} = -4\pi^2 f^2 \text{sen}(2\pi f t) \quad \text{donde}$$

Según la expresión anterior, el valor máximo de la aceleración es  $4\pi^2 f^2$ . El signo negativo indica la oposición de la aceleración al sentido del desplazamiento.

Siguiendo con el ejemplo del péndulo de la figura 14, en el punto 1 el desplazamiento y la aceleración son nulos y la velocidad máxima. Mientras que en los puntos 2 y 3 la velocidad es nula y los valores del desplazamiento y la aceleración son máximos aunque con signos opuestos.

La aceleración es la razón de cambio de la velocidad, se encuentra desfasada  $90^\circ$  de la velocidad y  $180^\circ$  del desplazamiento. Nos relaciona fuerzas donde el equipo tenderá a fallar por flexión o pandeo. La aceleración se expresa normalmente en el sistema internacional (SI) en  $m/s^2$ , pero también en G pico, siendo una G la aceleración que produce la fuerza de gravedad en la superficie de la tierra ( $1 G = 9.80665 m/s^2$ ). Las mediciones de aceleración proporcionan indicadores excelentes de alta frecuencia pero inadecuada respuesta a problemas de baja frecuencia.

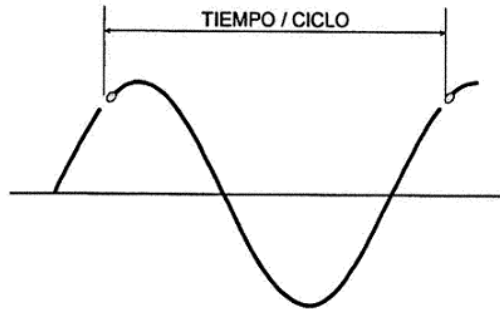
Para conocer la severidad de vibración de una máquina utilizando el parámetro de la aceleración, se deberá tener cuidado con las siguientes condiciones:

- Tipo de tabla de severidad referida a tipo de máquina y cimentación
- Las lecturas deberán ser filtradas
- Frecuencia de la amplitud de vibración a ser evaluada.

### **3.1.2 Frecuencia de vibración**

La frecuencia es definida como la proporción de la repetición de una vibración periódica en unidad de tiempo, la frecuencia de vibración (ciclos por minuto) es ha menudo expresada en múltiplos de la velocidad rotativa de la máquina. La medición de la frecuencia básica puede ser desarrollada por medio de un osciloscopio y la señal del sensor de fase, como se muestra en la siguiente figura.

**Figura 15. Frecuencia**



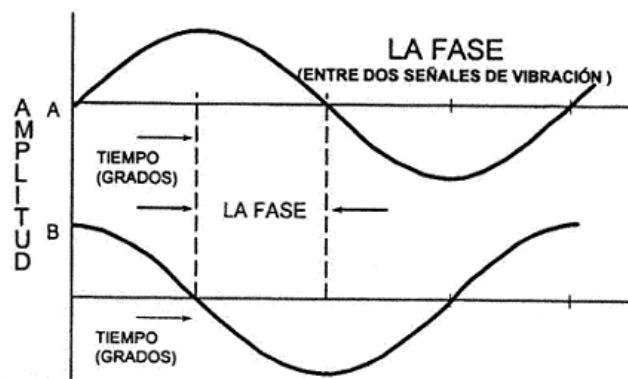
Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

En los estudios de análisis de vibración la frecuencia es generalmente expresada en ciclos por minuto (CPM) y, o hz. Para la determinación de un problema específico, es indispensable conocer cuales son las frecuencias de vibración, basándose en el hecho de que los diferentes problemas que afectan a la máquina rotativa provocan frecuencias distintas. Los diferentes problemas que dan lugar a las fuerzas de vibración, son generados por el movimiento rotativo de los componentes de la máquina, de tal manera que dichas fuerzas cambian tanto el sentido como la intensidad medida de las piezas que se encuentran sometidas a esfuerzos o desgaste, induciendo cambios que modifican la operación de la máquina, como resultado de lo anterior la vibración dependerá de las piezas o elementos que cambiaron sus condiciones iniciales así como de la velocidad de operación, siendo de esta manera que conociendo las particularidades de los diferentes elementos de la máquina y la frecuencia de vibración, se puede identificar la causa del origen de la vibración.

### 3.1.3 Fase

La fase esta definida como la relación cronometrada en grados entre dos o más señales.

Figura 16. Fase



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

La fase es la etapa en un ciclo que una onda (u otro sistema periódico) ha realizado en un momento dado (tomado a partir de cierto punto de referencia). Dos ondas están en fase si coinciden sus máximos y sus mínimos.

Para una onda simple representada por la ecuación:

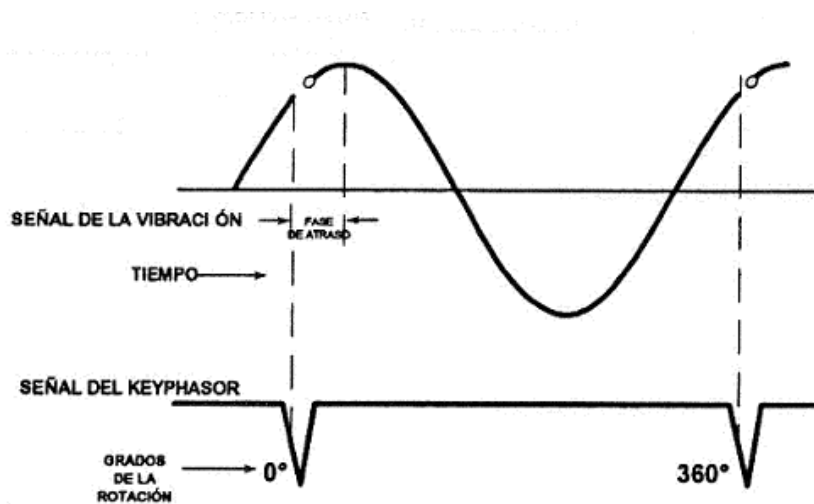
$$y = a \operatorname{sen} 2\pi \left( ft - x/\lambda \right)$$

La fase de la onda es la expresión  $2\pi \left( ft - x/\lambda \right)$ . La diferencia de fase entre dos puntos a distancias  $x_1$  y  $x_2$  del origen es  $2\pi \left( x_1 - x_2 \right) / \lambda$ . Una ecuación más general de una onda progresiva es:  $y = a \operatorname{sen} 2\pi \left( ft - x/\lambda - \phi \right)$

Aquí  $\phi$  es la constante de fase, la fase cuando  $t$  y  $x$  son cero. Dos ondas que están fuera de fase tienen constantes de fase diferentes (o sea que parten de etapas diferentes en el origen). La diferencia de fase es  $|\phi_1 - \phi_2|$ . Es igual a  $2\pi x/\lambda$  donde  $x$  es la distancia entre puntos correspondientes de las dos ondas. Es el ángulo de fase entre las dos ondas; el ángulo entre dos vectores giratorios (fasores) que representan las ondas.

En resumen podemos decir que el ángulo de fase se define como el número de grados desde el pulso del sensor de fase al primer pico positivo de la amplitud de la vibración.

**Figura 17. Ángulo de fase**



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)



La medición del ángulo de fase tiene las siguientes aplicaciones:

- Balanceo del rotor
- Detección de la ruptura del eje
- Detección de la resonancia estructural del eje
- Localización de la fuente de la inestabilidad del fluido-inducido
- Detección de la presesión
- Modo de forma del eje.

### **3.2 Instrumentos para medir vibraciones**

La medición de las vibraciones mecánicas en máquinas rotativas varia dependiendo del tipo de instrumentos utilizados, por lo que se debe estar consciente de lo que se esta midiendo para evitar conclusiones erróneas.

Básicamente las mediciones que se pueden realizar son las siguientes:

- Movimiento relativo del eje respecto al rodamiento: Se utilizan transductores de proximidad.
- Movimiento de la cubierta a una referencia fija: Se utilizan transductores de velocidad o acelerómetros colocados en la cubierta o carcasa del rodamiento.
- Movimiento del rotor a una referencia fija: Para esta medición se utiliza un transductor de velocidad y otro de proximidad ubicados en el mismo punto de medición.
- Movimiento relativo al alojamiento de la chumacera: Se utiliza en el caso del monitoreo de rodamiento antifricción (cojinetes) y utiliza

transductores de proximidad instalados en la cubierta del rodamiento para medir el movimiento del anillo exterior del rodamiento. Este método es el menos utilizado pues se requiere de un transductor permanentemente instalado en cada rodamiento, generalmente son máquinas pequeñas las que utilizan estos rodamientos por lo que no se compensa el alto costo de estos instrumentos de uso exclusivo para las mismas. En cambio se puede utilizar un equipo portátil que mida la vibración en cubierta.

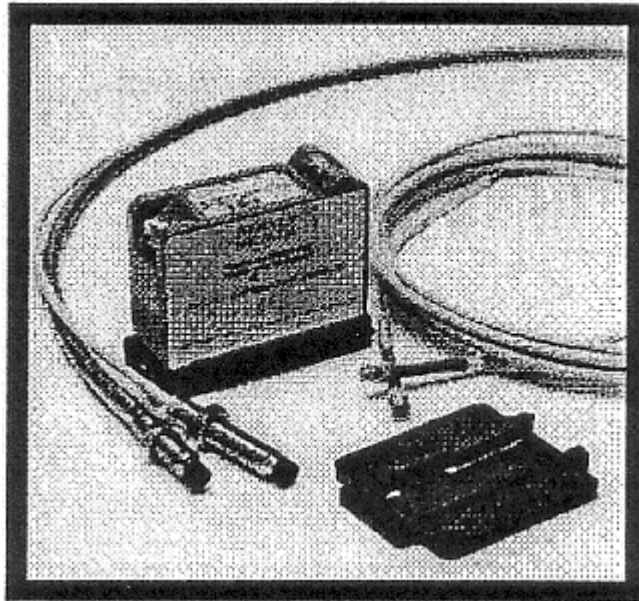
### **3.2.1 Tipos de transductores**

Los transductores son dispositivos que convierten fenómenos físicos como temperatura, vibración, carga, presión o luz a señales eléctricas como voltaje o resistencia. El transductor para medir vibraciones puede ser del tipo de proximidad, de velocidad o acelerómetro.

#### **3.2.1.1 Transductores de proximidad**

También llamado transductor de desplazamiento o no contacto. Es una unidad de montaje permanente, y necesita un amplificador que condiciona la señal para generar un voltaje de salida, proporcional a la distancia entre el transductor y la extremidad del eje. El factor estándar de la escala es de 200 mV/mil (7.87 mV/ $\mu\text{m}$ ).

**Figura 18. Transductor de proximidad**

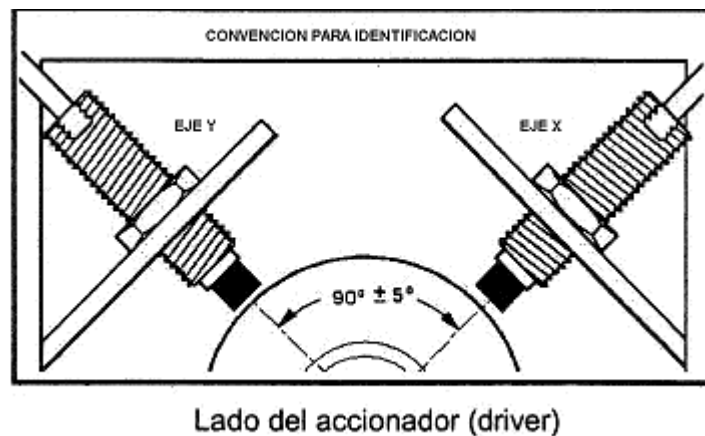


Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

Los transductores de proximidad son usados para medidas directas del movimiento del rotor tanto en el plano radial como axial. Su operación está basada en un principio magnético y por eso es sensible a las anomalías magnéticas en la flecha. Se debe tener cuidado para evitar que la flecha sea magnetizada y que de esta manera, la señal de salida sea contaminada. Es importante saber que el transductor mide el desplazamiento relativo entre el rodamiento y el muñón. El transductor de proximidad está por lo general instalado en máquinas grandes con rodamientos de película fluida (chumaceras), donde se usa para detectar fallas en los rodamientos y para apagar la máquina antes que ocurra una falla catastrófica.

Estos transductores se usan en pares, separados por una diferencia de orientación de 90°. Se puede conectar a los platos horizontales y verticales de un osciloscopio para señalar la órbita o la ruta del muñón, cuando está dando vueltas en el rodamiento. La convención para identificación de los ejes es: lado izquierdo eje Y, lado derecho eje X; visto desde el lado de la maquina conductora (turbina para el caso de un turbogenerador), tal y como se muestra en la siguiente figura.

**Figura 19. Convención en la colocación de transductores**



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

La frecuencia de respuesta del transductor de desplazamiento va desde 0 hz. hasta alrededor de 10 Khz.

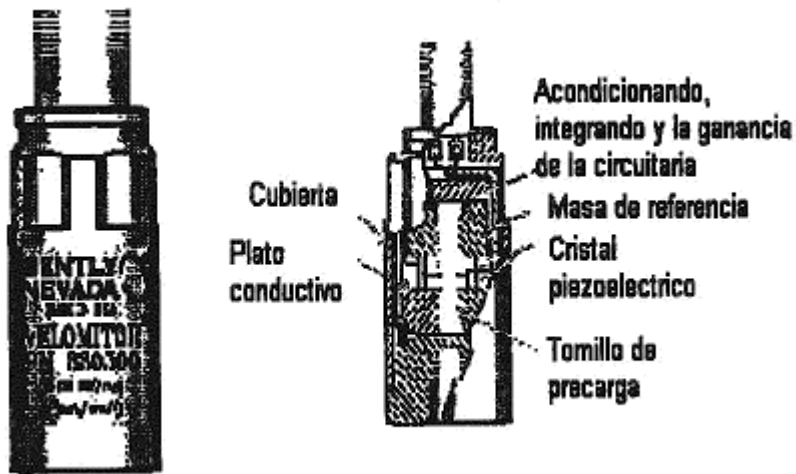
### **3.2.1.2 Transductores de velocidad**

El transductor de velocidad fue uno de los primeros transductores de vibración, que fueron construidos. Consiste de una bobina de alambre y de un imán colocados de tal manera que si se mueve el carter, el imán tiende a permanecer inmóvil debido a su inercia. El movimiento relativo entre el campo magnético y la bobina induce una corriente proporcional a la velocidad del movimiento. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración. Es autogenerador y no necesita de aditamentos electrónicos acondicionadores para funcionar.

El transductor de velocidad tiene muchas desventajas, que lo vuelven casi obsoleto para instalaciones nuevas, aunque hoy en día todavía se utilizan. Es relativamente pesado y complejo y por eso es caro, y su respuesta de frecuencia que va de 10 hz. a 1000 hz. es baja. El resorte y el imán forman un sistema resonante de baja frecuencia, con una frecuencia natural de 10 hz. La resonancia tiene que ser altamente amortiguada, para evitar un pico importante en la respuesta de esta frecuencia. El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, y eso provoca que la respuesta de frecuencia y la respuesta de fase dependan de la temperatura.

En la actualidad sin embargo existen transductores de velocidad del tipo piezoeléctrico. Este tipo de transductores hace la misma medición y provee el mismo tipo de salida como la de un transductor de velocidad. La única diferencia es en la manera de convertir la vibración mecánica a una señal eléctrica. La señal de salida es desarrollada desde una carga inducida sobre un cristal piezoeléctrico, amplificada e integrada, la sensibilidad de la salida es de 100 mV/in/s.

**Figura 20. Transductor de velocidad piezoeléctrico**



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

Sus ventajas respecto al transductor de velocidad normal son las siguientes:

- Rango extendido de la operación
- Tiene mucho mas vida de operación
- Contiene electrónica integrada en el alojamiento así el ruido normalmente recogido a través de los cables de extensión no será amplificado.

Y sus desventajas son las siguientes:

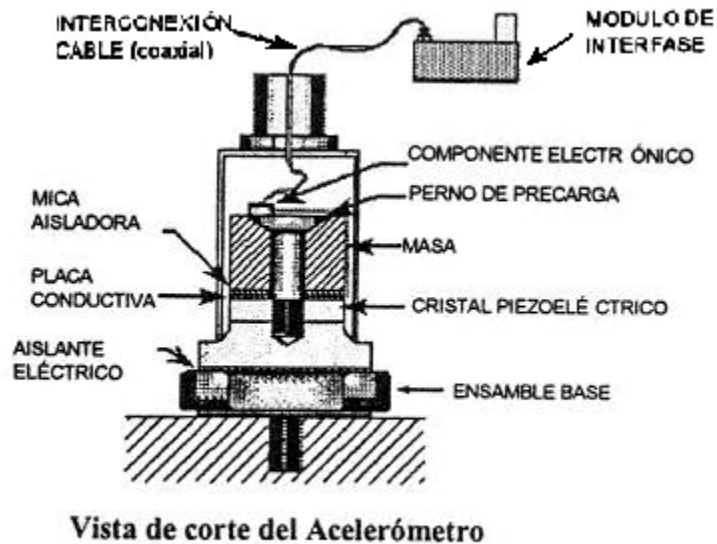
- Electrónica integral susceptible a las variaciones de temperatura o transitorios. El cuidado debe darse estrictamente manteniendo el transductor con las especificaciones térmicas para la operación.
- Presencia inherente de ruido en la señal amplificada.

### 3.2.1.3 Acelerómetros

En este tipo de transductores el movimiento de la cubierta de la máquina se transfiere a la base del acelerómetro. El cristal piezoeléctrico convierte la vibración física en una carga eléctrica. El componente electrónico (amplificador) provee la amplificación de la carga del cristal piezoeléctrico.

Un cable coaxial o trenzado de 18 o 22 AWG con cable blindado, provee la conexión desde el acelerómetro al modulo de interfase. El modulo de interfase provee de una fuente constante de corriente para el acelerómetro, además de una salida de la señal de aceleración amplificada a 100 mV/g.

**Figura 21. Acelerómetro**



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

Cuando el cristal piezoeléctrico es sometido a una fuerza, se genera una carga eléctrica entre sus superficies. Hay muchos materiales de este tipo, el Cuarzo es el más utilizado. También hay materiales piezoeléctricos sintéticos que funcionan bien, y en algunos casos son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el Cuarzo. Si se incrementa la temperatura de un material piezoeléctrico, se puede llegar al llamado “punto curie” o “temperatura curie” y se pierde la propiedad piezoeléctrica. Una vez que esto pasa, el transductor está defectuoso y no se puede reparar.

Cuando se mueve el acelerómetro en la dirección arriba abajo, la fuerza que se requiere para mover la masa sísmica esta soportada por el elemento activo. Según la segunda ley de Newton, esa fuerza es proporcional a la aceleración de la masa. La fuerza sobre el cristal produce la señal de salida, que por consiguiente es proporcional a la aceleración del transductor. Los acelerómetros son lineales en el sentido de la amplitud, lo que quiere decir que tienen un rango dinámico muy largo. Los niveles más bajos de aceleración que puede detectar son determinados únicamente por el ruido del sistema electrónico, y el limite de los niveles más altos es la destrucción del mismo elemento piezoeléctrico. Este rango de niveles de aceleración puede abarcar un rango de amplitudes al alrededor de 10, lo que es igual a 160 dB. Ningún otro transductor puede igualar esto.

El acelerómetro piezoeléctrico es muy estable sobre largos periodos, mantendrá su calibración si no se le maltrata. Las dos maneras en que se puede dañar un acelerómetro son la exposición a un calor excesivo y la caída en una superficie dura. Una pequeña cuarteadura causará una reducción en la sensibilidad y también afectará de manera importante a la resonancia y a la respuesta de frecuencia. Es una buena idea calibrar los acelerómetros una vez al año, principalmente si trabajan con colectores de datos portátiles.



El rango de frecuencias del acelerómetro es muy ancho y se extiende desde frecuencias muy bajas en algunas unidades hasta varias decenas de Khz. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sísmica, junto con la elasticidad del piezo elemento. Esa resonancia produce un pico importante en la respuesta de la frecuencia natural del transductor, y eso se sitúa normalmente alrededor de 30 Khz. para los acelerómetros que se usan normalmente. Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural. Datos arriba de esta frecuencia se acentuarán debido de la respuesta resonante, pero se pueden usar si se toma en cuenta este efecto.

#### Ventajas:

- Rango extendido de operación.
- Habilitado para rangos extendidos de temperatura.
- Operación externa simple.
- Bueno para medidas de carcaza con alta frecuencia.
- Alto tiempo de vida en operación.

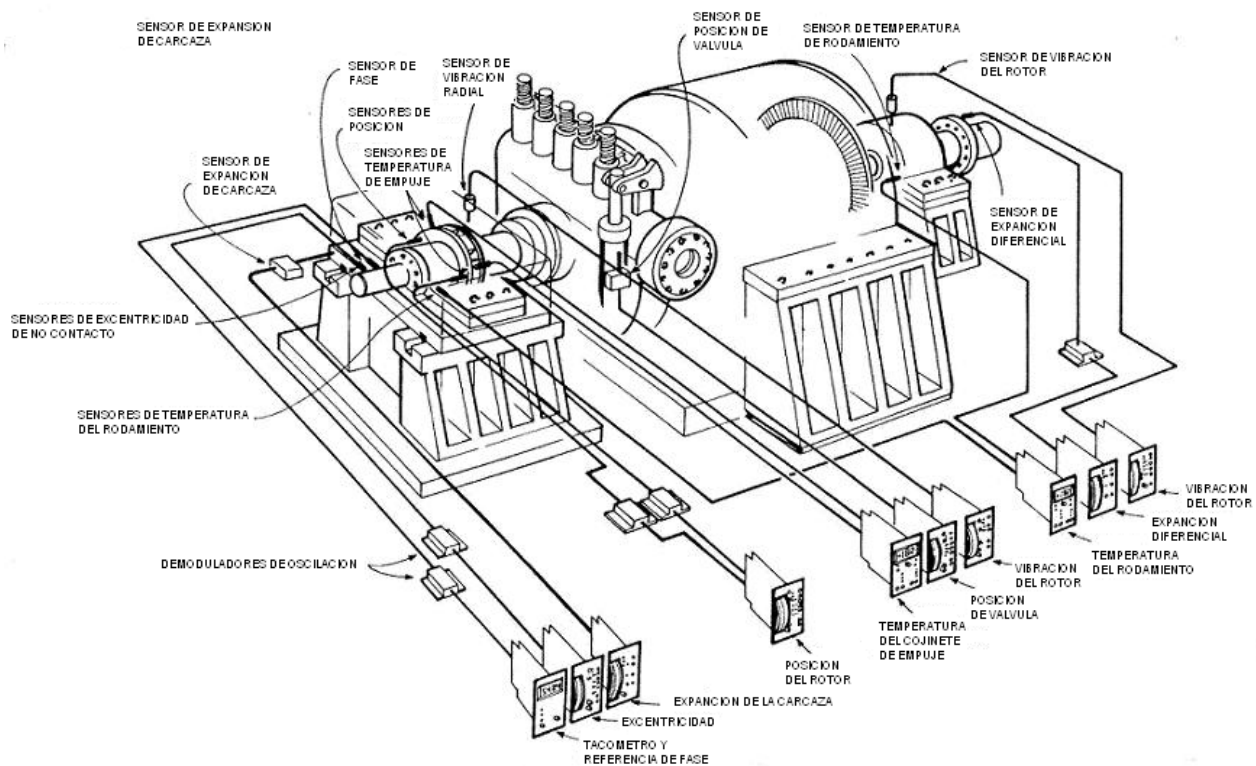
#### Desventajas:

- Susceptible al ruido.
- Dificultad en la calibración.
- A menudo requiere filtrado en el monitor
- La información no es directa de la flecha o eje.
- Pobre respuesta para bajas frecuencias.

### 3.2.2 Medidores de vibración

Los medidores de vibración pueden ser del tipo fijo o portátil. Los equipos fijos generalmente utilizados son los que miden la vibración relativa entre el eje y el rodamiento utilizando transductores de proximidad. Sin embargo en la actualidad existen sistemas de monitoreo integrales que hacen mucho más que medir vibraciones. Como el mostrado en la siguiente figura.

**Figura 22. Sistema de monitoreo típico en un turbogenerador**

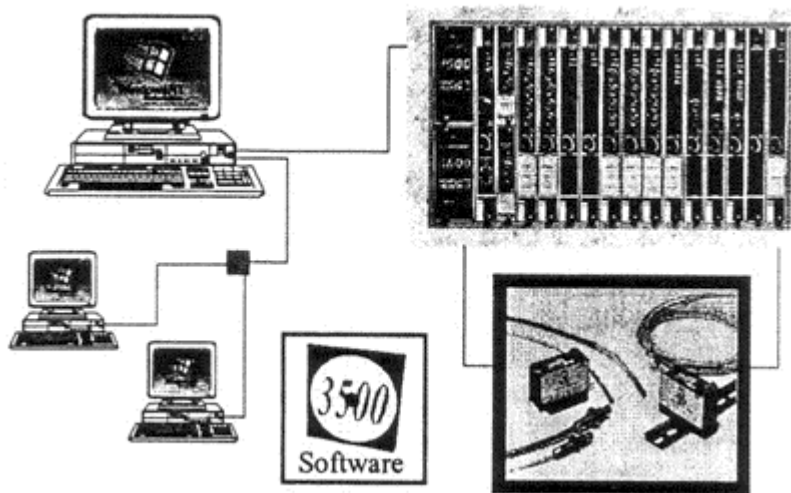


Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 219

Estos sistemas además de monitorear las vibraciones, sirven para proteger las máquinas y realizan análisis del estado de las mismas. Para esto cuentan con los siguientes componentes:

- Panel de monitores
- Computadoras
- Software
- Cableado de campo e interfaces electrónicas
- Transductores

**Figura 23. Sistema moderno para el monitoreo y diagnóstico de vibraciones.**



Fuente: [www.bentley.com](http://www.bentley.com)

Los paneles de monitores son diferentes tipos de tarjetas que permiten la medición de parámetros operativos críticos, por ejemplo:

- Monitor de proximidad: Mide vibración radial, posición axial, excentricidad y expansión diferencial.

- Monitor de proximidad / sísmico: Además de todo lo anterior también mide aceleración, velocidad.
- Monitor de sensor de fase: Para las diferentes mediciones de ángulos de fase.
- Monitor aeroderivativo: Es utilizado en turbinas de gas del tipo aeroderivadas.
- Monitor de posición: Mide posición axial, expansión diferencial, expansión de la carcasa y posición de la válvula.
- Hidromonitor: Vibración radial en turbinas hidráulicas (baja velocidad).
- Tacómetro: Mide la velocidad, se pueden programar las alarma de velocidad.
- Sistema de protección por sobre velocidad: Mide la velocidad y las condiciones de velocidad pico.
- Monitores de temperatura: Entrada para las termo coplas y RTD, transductores de temperatura, niveles de alarma, alerta y disparo.
- Monitor de variables de proceso: Entradas proporcionales de 4 a 20 mA o -10 a +10 Vdc. Proporciona la alarma y monitoreo de cualquier variable de proceso (presión, flujo, corriente, nivel, potencia, etc.).
- Monitor de presión dinámica: Cambios rápidos en las condiciones de presión.
- Monitor de la presión del cilindro: Presión en la succión y descarga, relación de compresión, máxima compresión y tensión del vástago.

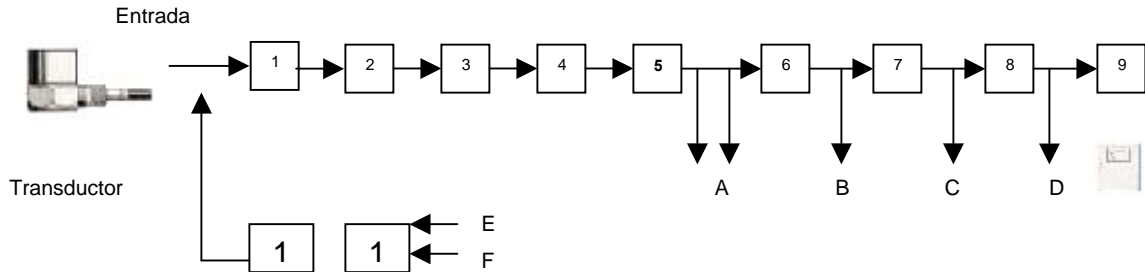
El equipo portátil para medir vibraciones utiliza generalmente transductores de velocidad o acelerómetros. Están compuestos básicamente por los siguientes elementos: transductor, amplificador, filtros, sistema de ponderación de frecuencias e indicador o registrador de amplitud o de nivel (figura 25).

**Figura 24. Medidor de vibraciones portátil**



Fuente: [www.rockwellautomation.com](http://www.rockwellautomation.com)

**Figura 25. Esquema de un medidor de vibraciones típico**



- |  |                              |
|--|------------------------------|
| 1. Amplificador de carga                   | A. Filtro externo            |
| 2. Integrador (velocidad y desplazamiento) | B. Salida AC                 |
| 3. Filtro de alta                          | C. Salida lineal DC          |
| 4. Amplificador                            | D. Salida Logarítmica DC     |
| 5. Filtro de baja                          | E. Carga externa de batería  |
| 6. Amplificador                            | F. Fuente externa de energía |
| 7. Detector (pico a pico o RMS)            |                              |
| 8. Convertidor lineal-logarítmico          |                              |
| 9. Medidor                                 |                              |
| 10. Generador de calibración               |                              |
| 11. Fuente de energía                      |                              |

Fuente: Brüel & Kjær. *Measuring vibration*. Pág. 27

El figura anterior muestra como se construye un típico y moderno medidor de vibraciones. El transductor se conecta a una etapa de entrada de amplificador de carga con una impedancia de entrada de varios  $G\Omega$ . Una etapa de integrador permite que los parámetros de desplazamiento, velocidad y aceleración sean medidos. Los filtros pasa altos y bajos pueden ser ajustados para limitar el rango de frecuencia del instrumento únicamente al rango de interés, de esta manera reduce la posibilidad de interferencia de ruido de alta o baja frecuencia. Después de la debida amplificación la señal es rectificadada a una señal DC conveniente para desplegarla en un medidor. El detector puede promediar el nivel RMS de la señal o registrar el nivel pico a pico, y si se requiere puede mantener el máximo valor pico ocurrido. Esta es una característica particularmente útil para medir golpes mecánicos y vibraciones de corta duración. Después de pasar por un convertidor lineal a logarítmico la señal se despliega en una escala logarítmica.

Un filtro externo de paso de banda puede ser conectado al medidor de vibraciones, para realizar el análisis de frecuencia. Conectores de salida existen para que la señal de vibración rectificadada y sin rectificadada pueda ser enviada a un osciloscopio, o algún otro dispositivo para guardarla.

### **3.2.3 Analizadores de vibración**

La dificultad en el estudio de las vibraciones radica en extraer información útil de la gran cantidad de datos obtenidos en el monitoreo. Toma algo de trabajo encontrar patrones entre toda esta confusión, pero existen maneras de lograrlo.

Cuando se analizan las frecuencias de vibración en la máquina, normalmente se encuentran un número de frecuencias prominentes periódicas, las cuales están relacionadas directamente al movimiento fundamental de varias partes de la máquina.

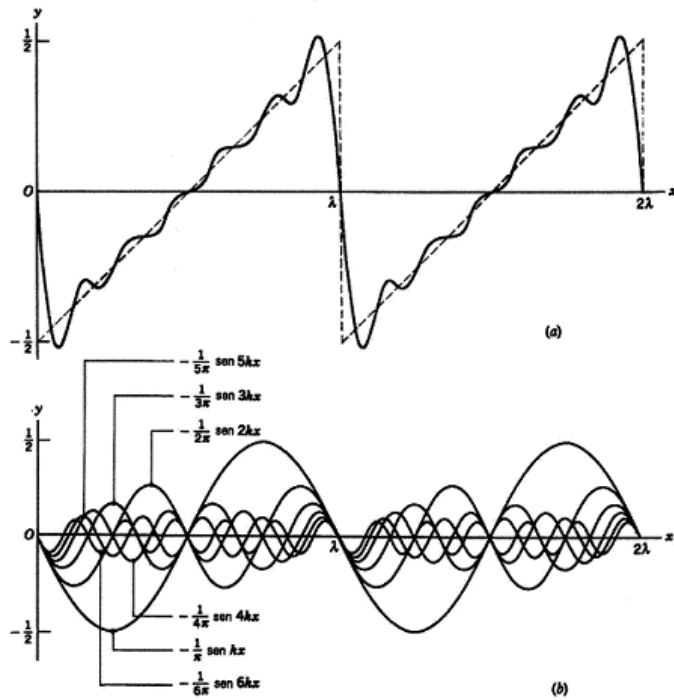
Para realizar sus cálculos los analizadores de vibraciones generalmente utilizan la Transformada Rápida de Fourier. Las señales de vibración en la práctica consisten de muchas frecuencias ocurriendo simultáneamente esto se puede observar inmediatamente al ver el comportamiento amplitud-tiempo. Estos componentes se pueden revelar plotando la amplitud de la vibración contra la frecuencia, una técnica que puede considerarse la piedra angular del diagnóstico de vibraciones mecánicas.

La gráfica que muestra el nivel de vibración como una función de la frecuencia, es llamada un espectrograma de frecuencias (figura 27, b). Utilizada para rastrear la fuente de vibración indeseable.

### **3.2.3.1 Transformada rápida de Fourier**

La Transformada de Fourier fue descubierta por el matemático y científico francés Fourier, como una progresión natural de su teoría de series. La teoría de series de Fourier establece que cualquier onda, sin importar su complejidad, puede ser expresada o descompuesta en dos o más ondas de seno y coseno, si la onda es periódica esta compuesta de las mismas ondas repetidas. La expresión matemática de esta teoría es llamada series de Fourier.

**Figura 26. División de una onda, en una serie de ondas seno, utilizando las series de Fourier**



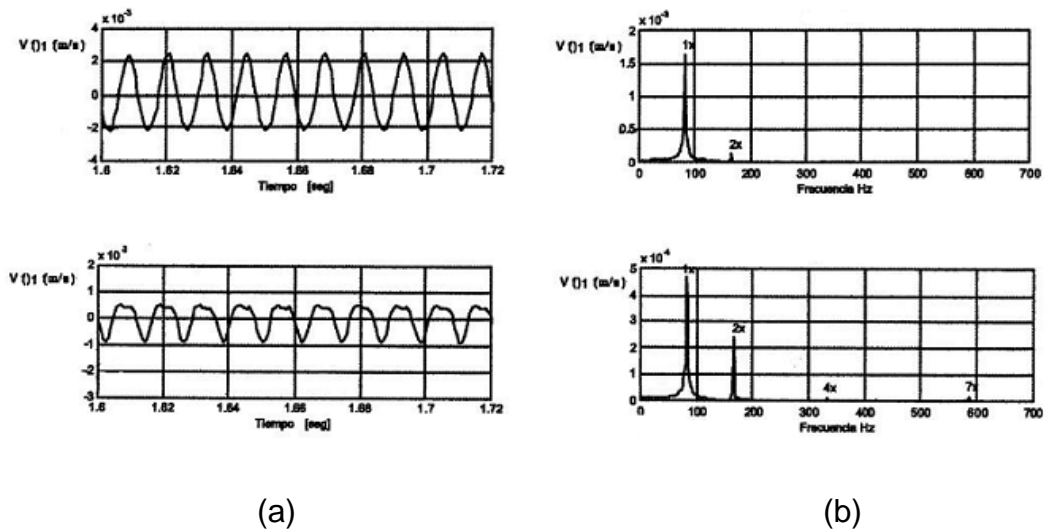
Fuente: Resnick / Halliday. **Física Vol. 1.** Pág. 479

La transformada de Fourier involucra extensiones de la serie de Fourier desde  $-\infty$  a  $+\infty$ . Solamente una parte de la onda observada es cortada y aislada asumiendo que se repite infinitamente. Originalmente este cálculo de la transformada de Fourier requiere un número tremendo de cálculos. Sin embargo J.W. Cooley y J.W. Tukey propusieron un método que reduce enormemente el número de cálculos individuales. Este método fue llamado Transformada rápida de Fourier o FFT por sus siglas en inglés.



La FFT es a menudo un medio útil para encontrar las frecuencias contenida en una señal medida. Un analizador FFT almacena la muestra de una onda de señal de entrada y determina los coeficientes de Fourier en un corto tiempo y desplegando los resultados de este análisis. Básicamente el FFT resuelve una señal en sus frecuencias simples con lo cual se forma un espectro. Por esto el analizador FFT es también llamado analizador de frecuencias o analizador de espectro.

**Figura 27. Representación gráfica de dos ondas diferentes**



(a) Amplitud vrs. tiempo (*timebase*)

(b) Amplitud vrs. frecuencia (espectro de frecuencias)

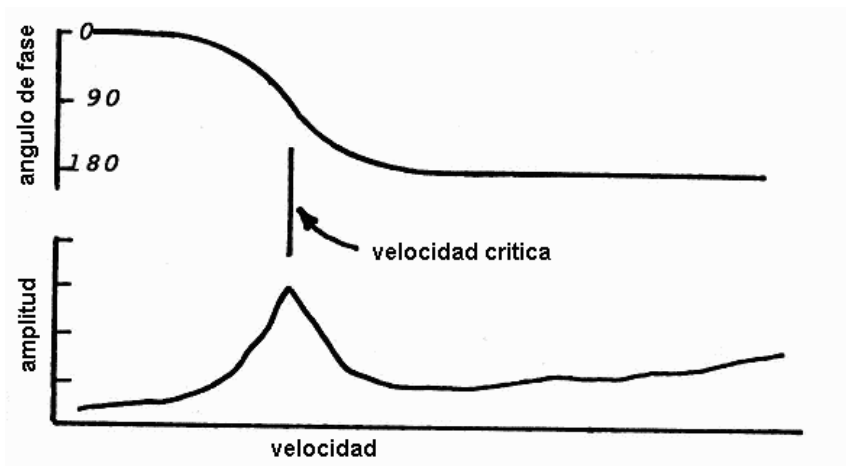
Fuente: Pedro Saavedra. **La medición y análisis de las vibraciones**. Pág. 4

Sin embargo debido a que muchos defectos de maquinaria muestran características similares de frecuencias de vibración, es usualmente necesario utilizar otra información de las vibraciones. Esta información puede provenir de diferentes diagramas, entre ellos los más importantes son los siguientes:

### 3.2.3.2 Diagrama de Bode

El primero y más familiar de los métodos para presentar la respuesta de una máquina es la coordenada rectangular o diagrama de Bode de amplitud (generalmente a la frecuencia de rotación) y fase contra las rpm del eje, como se muestra en la figura. Este diagrama muestra la respuesta del rotor en fase y amplitud en su aproximación y paso a través de las velocidades críticas.

**Figura 28. Diagrama de Bode**

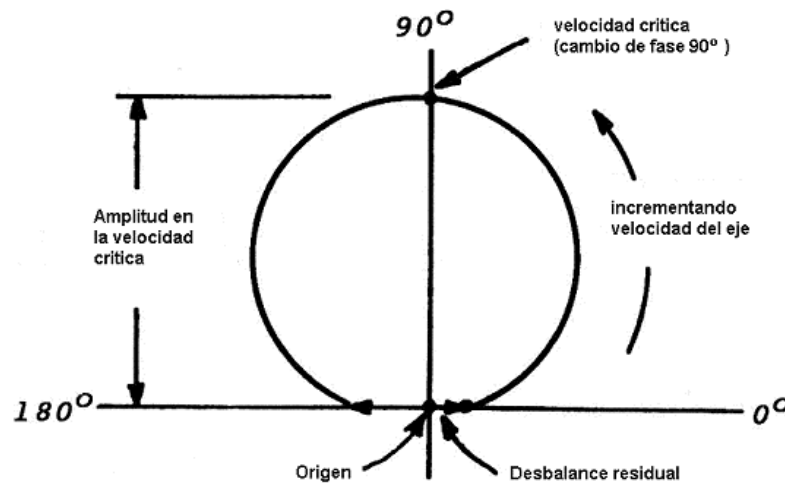


Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 124

### 3.2.3.3 Diagrama polar o Nyquist

Mientras que la forma del diagrama de Bode puede ser gravemente alterado por la presencia de alguna curva en el eje, la forma del Nyquist o diagrama de coordenadas polares de un vector rotativo definido por amplitud y fase durante un cambio de velocidad, no es afectado por este problema. En este diagrama uno debe cambiar el origen del diagrama a la punta del vector inicial. Con el nuevo origen, la resta vectorial es automáticamente aplicada a cualquier vector subsiguiente. El diagrama Nyquist es probablemente mejor que el diagrama de Bode para balanceo.

**Figura 29. Diagrama de Nyquist**

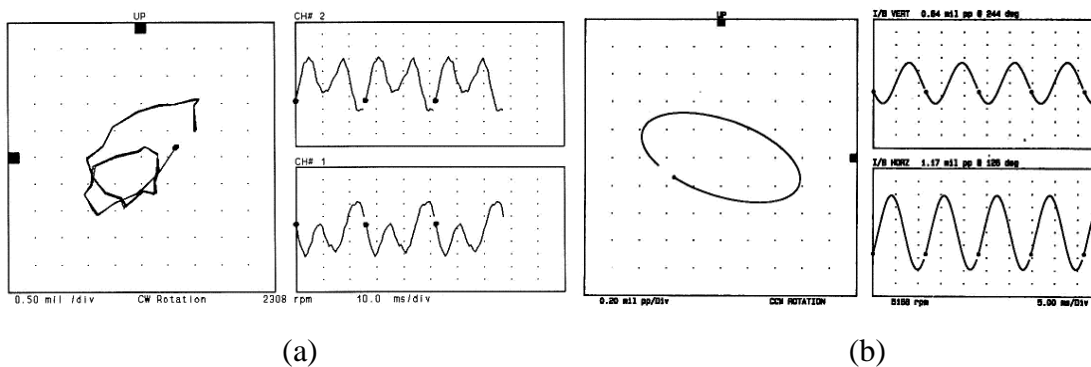


Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 125

### 3.2.3.4 Diagrama de órbita y diagrama de base de tiempo (*Timebase*)

Si dos señales de vibración pueden ser obtenidas desde transductores espaciados noventa grados, estas dos señales pueden ser desplegadas simultáneamente como formas de onda con base del tiempo o las dos señales pueden ser combinadas en una presentación orbital. La presentación orbital ha ganado gran aceptación en el análisis de vibración de ejes, porque es fácil de entender y por la alta precisión en describir el movimiento del eje.

**Figura 30. Diagramas de órbita y base de tiempo (*timebase*)**



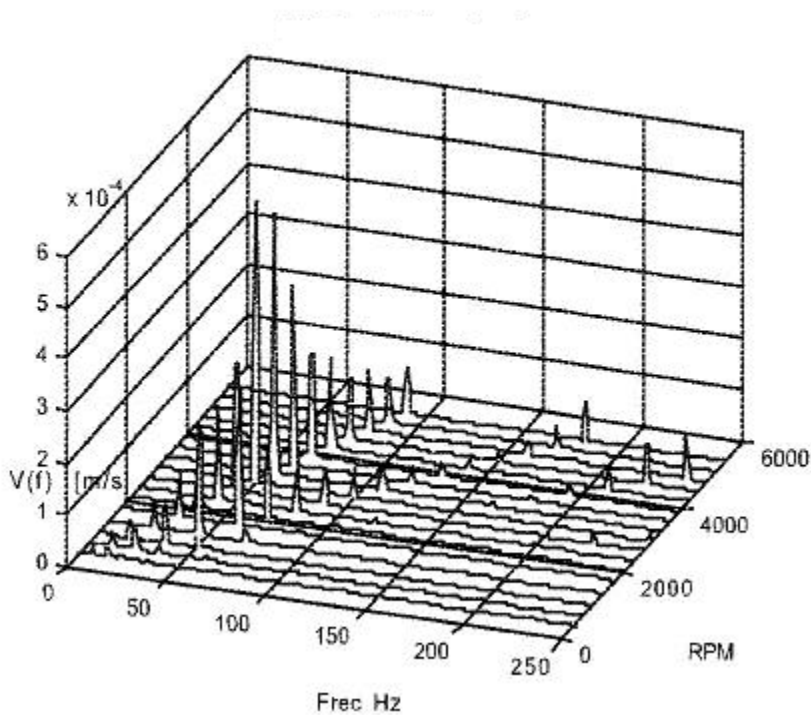
- (a) Diagrama de órbita (izquierda), y diagrama de base de tiempo (derecha), ambos sin filtrar.
- (b) Diagrama de órbita (izquierda), y diagrama de base de tiempo (derecha), filtrados.

Fuente: Bently Nevada. *Testing and diagnostic equipment* .Pág. 3

### 3.2.3.5 Diagrama de cascada

Es usado para seguir la pista de cambios en el espectro durante un arranque o parada y durante un periodo de tiempo. Muestra espectros individuales de frecuencia como una función de RPM (Diagrama de cascada) o tiempo (Diagrama de caída de agua).

**Figura 31. Diagrama de cascada**



Fuente: Pedro Saavedra. **La medición y análisis de las vibraciones**. Pág. 6

### **3.3 Valores admisibles de vibración en las máquinas**

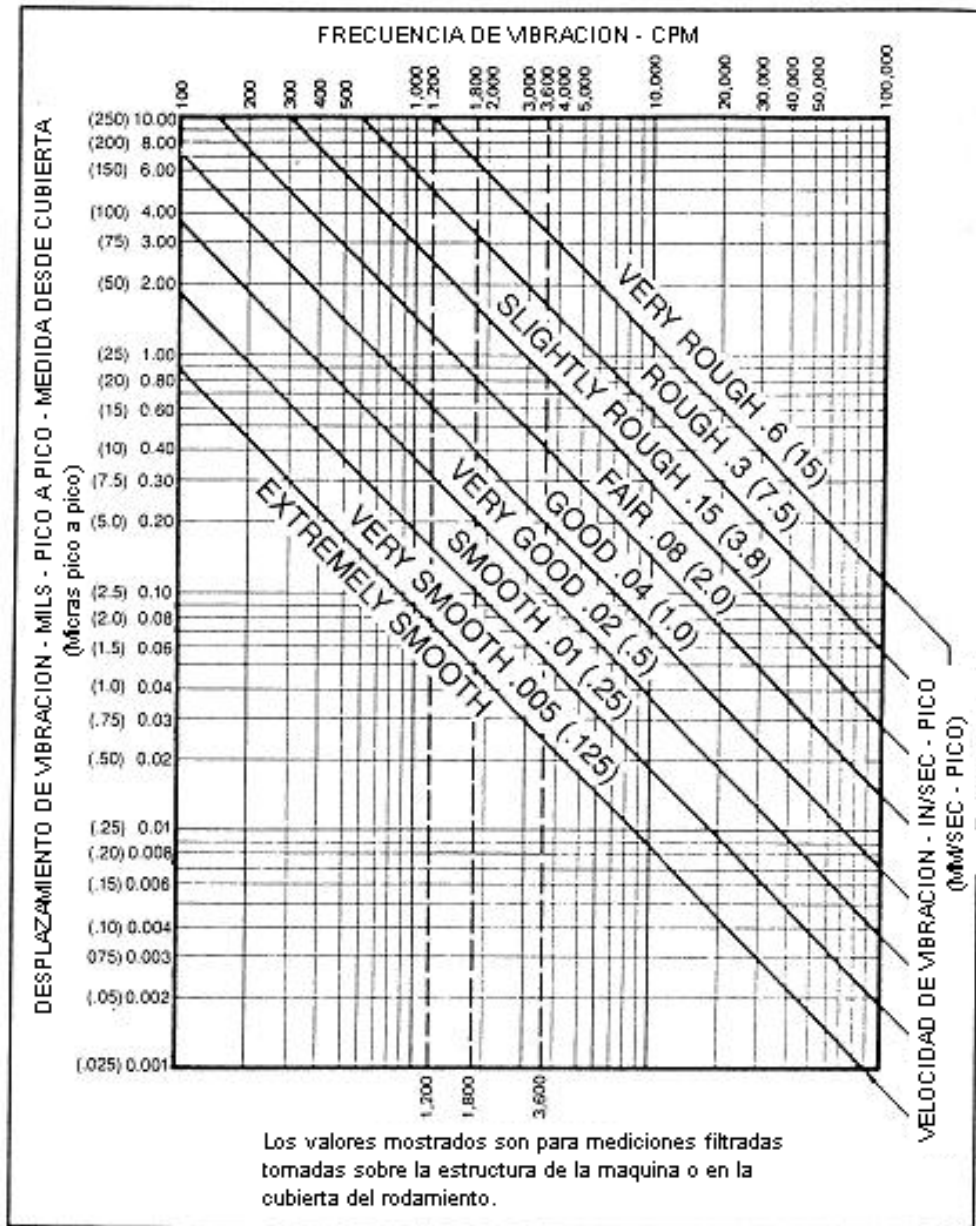
Las tablas que poseen los valores de vibración admitidos en las máquinas, son valores determinados principalmente por la experiencia, dependiendo del tipo de máquina, donde y como se realiza la medición, y algunos otros factores.

Los criterios son publicados por diferentes grupos y organizaciones como el Instituto Americano del Petróleo (API), La Asociación Americana de Fabricantes de engranajes (AGMA), El Instituto Nacional Americano de Normas (ANSI) y La Organización Internacional para Normas (ISO). Sin embargo la mejor guía para el analista de la maquinaria, es probablemente obtenida de los diagramas publicados por los fabricantes de los instrumentos y maquinaria utilizada.

Se tiene la tendencia a pensar que los límites de vibración son exactos, sin embargo generalmente no lo son. Tan pronto como alguien asegura que todas las máquinas operaran satisfactoriamente dentro de cierto rango de límites, empiezan a aparecer excepciones. Por lo tanto determinar valores de vibración seguros es por mucho un asunto de experiencia auxiliado por otras directrices.

Las tablas de severidad de amplitud de vibración tienen sus inicios en 1939, cuando T. C. Rathbone publica sus límites recomendados. Los límites Rathbone se basaron en mediciones de cubierta tomadas a máquinas pesadas de baja velocidad. La idea de Rathbone de graficar los niveles de vibración máxima tolerable contra la frecuencia, fue refinada a través de los años por varias personas y finalmente convertida en la carta mostrada en la figura 32.

Figura 32. Carta de severidad de vibraciones para medición sobre cubierta



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 156

Una característica de esta y todas las gráficas de severidad de vibración en términos de desplazamiento, es que las amplitudes tolerables de vibración disminuyen cuando se incrementa la frecuencia. La relación entre fuerza, desplazamiento y frecuencia provoca que al incrementar la velocidad y la aceleración, se requiera una disminución del desplazamiento, para mantener un nivel dado de fuerza. Debido a estos factores muchos ha propuesto criterios de velocidad constante sobre un extenso rango de frecuencias, como un mejor indicador de la condición de la máquina. En la figura 32, los límites entre las categorías de condición de máquina son líneas de velocidad constante.

La carta de severidad de vibraciones presentada en la figura 32, y la mayoría de cartas de similares basadas en velocidad constante; son diseñadas para mediciones sobre cubiertas o envolturas tomadas sobre máquinas típicas. Antes de usar cualquier límite, se debe estar seguro que el mismo aplica a la máquina, y como se debe hacer la medición. Al no tomar en cuenta estas precauciones se pueden obtener conclusiones erróneas.

Dos normas para evaluar la severidad de la vibración han sido publicadas por la ISO. La norma ISO 2372 fue diseñada inicialmente para pruebas de taller y aprobación; y la ISO 3975 es una norma más específica, diseñada para evaluar la vibración de maquinaria larga in situ. Ambas normas contienen criterios para juzgar condiciones de máquinas, desde mediciones de velocidad en cubierta en una ubicación específica en cada rodamiento. La norma (figura 36) aplica a máquinas operando con rangos de velocidad desde 10 a 200 hz., 600 – 12,000 rpm, y especifica una medición limitada en un rango de frecuencia de 10 a 1,000 hz.

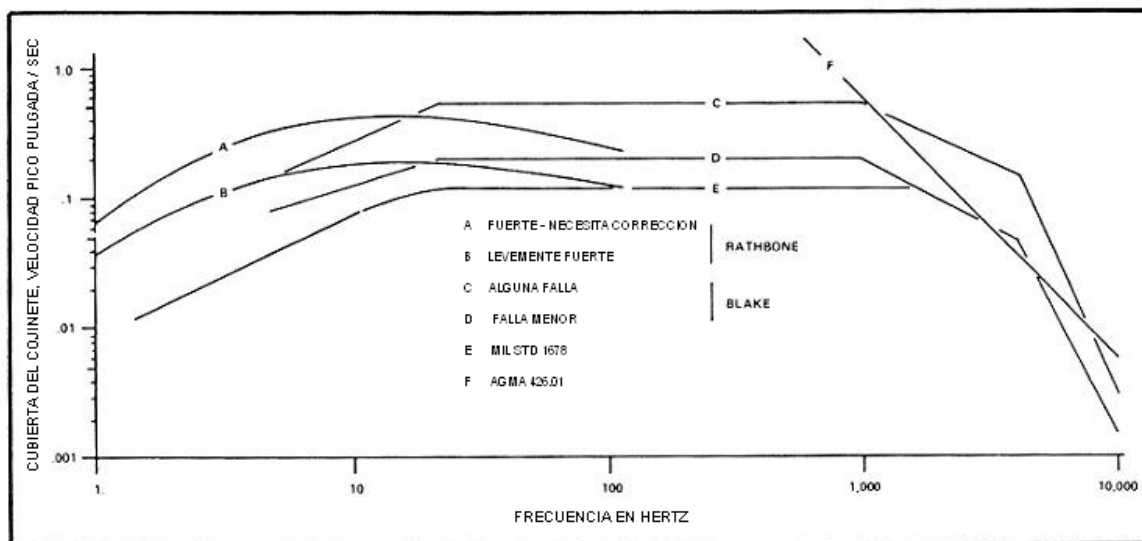




Ambas normas hacen una distinción entre máquinas con soportes fijos o flexibles, y reconocen que el sistema de soporte puede ser rígido en una dirección y flexible en la otra. Un soporte flexible se define como; un soporte que tiene su primera frecuencia natural debajo de la frecuencia principal de excitación, asumiendo máquinas con control de velocidad.

También existen algunos criterios de velocidad expresados con amplitud pico contra frecuencia, en la figura 34 se puede considerar cualquier cosa con un pico de velocidad debajo de 0.1 in/sec (2.5 mm/s) como un nivel tolerable de vibración, y cualquier pico arriba de 0.6 in/sec (15 mm/s) es intolerable. Desde las figuras 32 a la 34 se expresa la amplitud a una frecuencia específica, asumiendo que la medición es filtrada. Por lo tanto, podemos decir que para conocer la severidad de cierta amplitud de vibración, es necesario conocer la frecuencia a la cual ocurre.

**Figura 34. Comparación de límites de vibración en cubierta.**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 156

La gran ventaja de las mediciones de velocidad es que la frecuencia esta incluida en la medición misma, por lo tanto un criterio de velocidad constante, independiente de la frecuencia puede ser establecido en general para mediciones sin filtrar. Básicamente, los límites de la figura 32 se incrementan ligeramente, porque una señal de vibración típica contiene varios componentes los cuales se suman vectorialmente. Normalmente algunas limitaciones se deben tomar en cuenta para este criterio. Las mediciones son obtenidas sobre cubiertas de máquinas típicas como motores eléctricos, bombas, ventiladores, turbinas de vapor y compresores centrífugos de corte horizontal con rodamientos externos soportados aproximadamente a 180°. Las velocidades de operación deben ser de 900 a 6000 rpm, y el ancho de banda de la medición debe ser limitada a aproximadamente 1,000 Hz. Reconociendo estas limitaciones, las siguientes directrices generales se pueden establecer para velocidad sin filtrar.

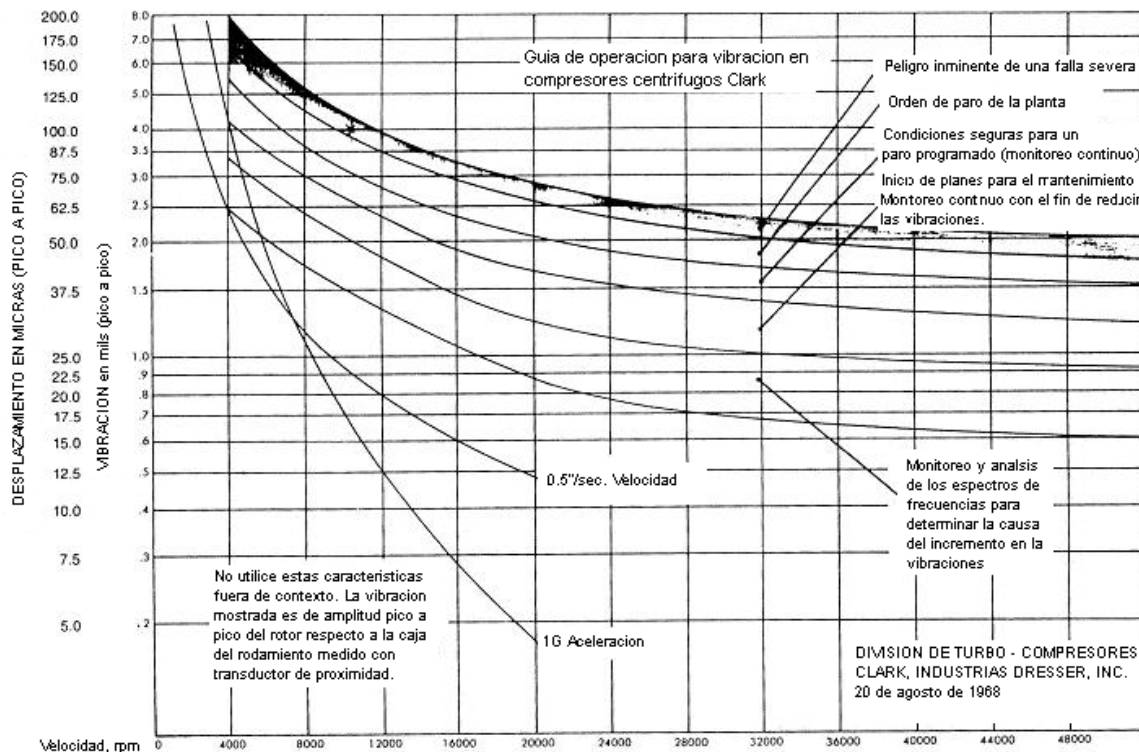
**Tabla III. Límites recomendados generalmente para velocidad sin filtrar sobre cubierta**

<b>Valor Pico</b>	<b>Calidad</b>
Menos de 0.15 ips (3.8 mm/s)	Aceptable
0.15 – 0.25 ips (3.8 - 6.3 mm/s)	Tolerable
0.25 – 0.40 ips (6.3 – 10 mm/s)	Tolerable por breves periodos de tiempo, mantener vigilancia a posibles cambios.
0.4 – 0.6 ips (10 – 15 mm/s)	Probable falla, vigilar de cerca cualquier cambio y prepararse para reparar el equipo.
Arriba de 0.6 ips (15 mm/s)	Peligro de falla inmediata

Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 160

Aunque son más definitivos que la vibración en la cubierta, los límites de vibración en el eje dependen de varias variables; como el lugar de la medición y la forma en que se realiza. En general la figura 35 provee la mejor guía para vibración del eje. Aquí de nuevo se debe observar que el desplazamiento tolerable decrece con la velocidad.

**Figura 35. Carta de severidad de vibraciones medidas directamente en el eje**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 162

Las amplitudes mostradas en la figura 35 son medidas adyacentes al rodamiento. La señal recibida desde un transductor de desplazamiento es una suma del movimiento actual del eje y cualquier defecto o acabado del mismo.

Si comparamos los valores de la figura 35, con la figura 32, la vibración permitida en el eje es mayor que la permitida sobre la cubierta. La razón es bastante obvia; la vibración desarrollada por la rotación del eje, es atenuada por la impedancia de resistencia al movimiento de la caja y estructura. Variaciones en la impedancia pueden causar grandes diferencias, en la relación entre la vibración del eje y la cubierta, en algunos casos sobre la misma máquina.

Organizaciones industriales, como la API y AGMA especifican para el propósito de aceptación de una maquinaria nueva, la máxima amplitud pico a pico de vibración en el eje (medido en milésimas de pulgada), no debe exceder:

$$\sqrt{\frac{12000}{rpm}}$$

o 0.002" (50  $\mu\text{m}$ ), el que sea menor. En este criterio, la amplitud de desplazamiento esta midiendo el movimiento del eje, e incluye variaciones las cuales pueden ser no mayores de 0.25 veces el desplazamiento permitido. Si la máxima amplitud aceptable, dada por la ecuación anterior, es graficada contra la velocidad, se observa que satisface los rangos establecidos por la figura 35.

Arriba de 600 hz. la especificación AGMA cambia a una aceleración constante de cubierta de 10 G. Este valor (figura 34) establece un criterio de aceptación para la calidad de engranajes nuevos.



## **4. DIAGNÓSTICO DE FALLAS**

La razón principal para analizar y diagnosticar el estado de una máquina es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración, reducir el nivel de fuerzas vibratorias no deseadas e innecesarias. De manera que al estudiar los datos el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas y la corrección del problema que ellas representan.

Asumiendo que el analista conoce detalladamente la maquinaria y su comportamiento dinámico sabe que mediciones hacer y como hacerlas, despliega la información obtenida en diferentes diagramas observando las condiciones que parecen anormales. Ahora él necesita saber que es, cuanto tiempo puede ser tolerado y que acción correctiva puede tomar ya sea para eliminar el problema o al menos reducir su impacto.

### **4.1 Tipos de falla que se identifican con el análisis de vibraciones**

Existen distintas maneras de presentar las mediciones de vibraciones de una máquina rotativa con el objetivo de detectar e identificar problemas específicos en la misma, alrededor del 85% de los problemas mecánicos puede identificarse realizando un análisis de frecuencias.

El porcentaje de ocurrencia de los distintos problemas que causan altas vibraciones en máquinas rotativas son los siguientes:

- 40% de los problemas de debe a desbalanceo
- 18% debido a desalineamiento
- 18% debido a problemas en fajas y poleas
- 12% debido a resonancias
- 6% debido a problemas con los rodamientos
- 6% debido a otras causas por ejemplo: cavitación, remolino de aceite, holguras o juegos mecánicos, turbulencias en tubería, etc.

Por lo tanto una análisis racional de vibraciones debería comenzar analizando los problemas de mayor ocurrencia estadística y luego de descartarlos seguir con los problemas menos probables. La tabla IV muestra los diferentes tipos de problemas que pueden ser diagnosticados con el espectro de frecuencias y en porcentaje de los mismos que ocurren en las frecuencias mostradas.



**Tabla IV. Carta de diagnóstico.**

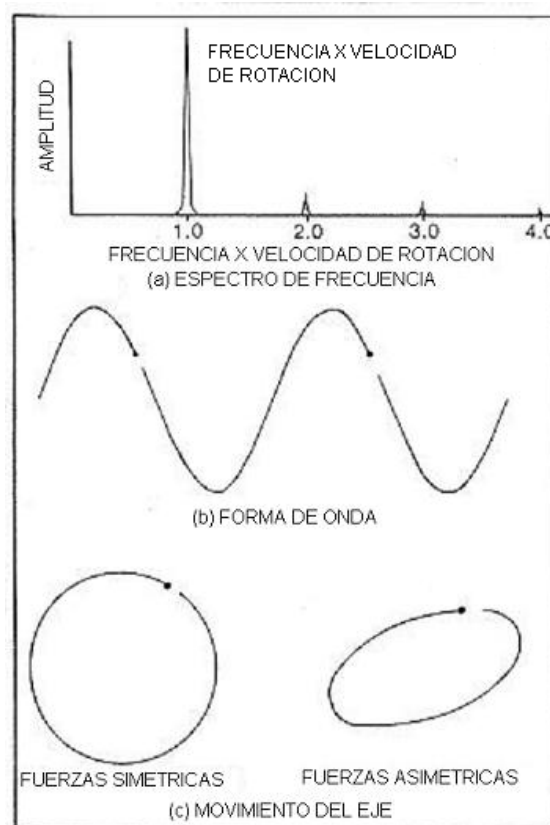
Causa de la vibración	Frecuencias predominantes										
	0 - 40%	40 - 50%	50 - 100%	1x frecuencia de operación (F.O.)	2 x F.O.	Multiplos mayores	1/2 F.O.	1/4 F.O.	Multiplos menores	Frecuencia extraña	Frecuencia muy alta
1. Desbalance inicial	..	..	..	90	5	5	..	..	..	..	..
2. Deflección permanente o pérdida de partes del rotor	..	..	..	90	5	5	..	..	..	..	..
3. Rotor temporalmente deflectado	..	..	..	90	5	5	..	..	..	..	..
4. Distorsión de cubierta	← 10 →			80	5	5	..	..	..	..	..
	← 10 →			80	5	5	..	..	..	..	..
5. Distorsión de cimentos	..	20	..	50	20	..	..	..	..	10	..
6. Fricción de sellos	10	10	10	20	10	10	..	..	10	10	10
7. Fricción de rotor, axial	← 20 →			30	10	10	..	..	10	10	10
8. Desalineamiento	..	..	..	40	50	10	..	..	..	..	..
9. Fuerzas ejercidas por tuberías	..	..	..	40	50	10	..	..	..	..	..
10. Excentricidad de muñon y rodamiento	..	..	..	80	20	..	..	..	..	..	..
11. Rodamiento dañado	← 20 →			40	20	..	..	..	..	..	20
12. Vibración excitada en rodamiento y soporte (torbellinos de aceite, etc.)	10	70	..	..	..	..	10	10	..	..	..
13. Rigidez desigual en rodamientos horizontal - vertical	..	..	..	..	80	20	..	..	..	..	..
14. Daño en el rodamiento de empuje	← 90 →					..	..	..	..	..	10
Apretado insuficiente en:	La frecuencia predominante se mostrara en la menor frecuencia resonante o crítica									..	..
15. Ajuste contra el rotor	40	40	10	..	..	..	..	..	..	10	..
16. Teja de rodamiento	← 90 →			..	..	..	..	..	..	10	..
17. Caja de rodamiento	← 90 →			..	..	..	..	..	..	10	..
18. Cubierta y soporte	← 50 →			..	..	..	..	..	..	50	..
19. Inexactitud de engranajes	..	..	..	..	..	20	..	..	..	20	60
20. Inexactitud o daño del acople	10	20	10	20	30	10	..	..	..	..	..
21. Sistema crítico de rotor y rodamiento	..	..	..	100	..	..	..	..	..	..	..
22. Acople crítico	..	..	..	100	..	..	También asegurarse que el diente entra ajustado				
23. Voladizo o saliente crítica	..	..	..	100	..	..	..	..	..	..	..
Resonancia estructural de:	..	10	..	70	10	..	10	..	..	..	..
24. Cubierta	..	10	..	70	10	..	10	..	..	..	..
25. Soportes	..	10	..	70	10	..	10	..	..	..	..
26. Cimentación	..	20	..	60	10	..	10	..	..	..	..
27. Pulsaciones de presión	Mas problemática si se combina con resonancia									100	..
28. Vibración excitada eléctricamente	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
29. Transmisión de vibración	..	..	..	..	..	..	..	..	..	90	..
30. Vibración de válvula	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..	100
Problema	La sección de abajo es para identificar mecanismos básicos										
31. Resonancia subarmónica	..	Raramente observados pro origen aerodinámico (sellos)					100				
32. Resonancia armónica	..	..	..	..	..	← 100 →					..
33. Torbellino de fricción inducido	80	10	10	..	..	..	..	..	..	..	..
34. Velocidad crítica	..	..	..	100	..	..	..	..	..	..	..
35. Vibración resonante	..	..	..	100	..	..	..	..	..	..	..
36. Torbellino de aceite	..	100	Esperar por el levante del rotor aerodinámico (admisión parcial, etc.)								
37. Torbellino resonante	..	100	..	..	..	..	..	..	..	..	..
38. Latigo seco	..	..	..	..	..	..	..	..	..	..	100
39. Vibraciones inducidas por holgura	10	80	10	..	..	..	..	..	..	..	..
40. Resonancia torsional	..	..	..	40	20	20	..	..	..	20	..
41. Torsional transitorio	..	..	..	50	..	..	..	..	..	50	..

Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 746

### 4.1.1 Desbalance

El desbalance de partes rotativas es una de las fuentes más comunes de vibración, es casi siempre denotado por una alta amplitud de vibración radial a la frecuencia de operación (figura 36). Cuando la estructura o los rodamientos no están igualmente rígidos en todos los planos, es común observar una gran variación en la amplitud dependiendo en donde sea tomada la medición.

**Figura 36. Características de desbalance**



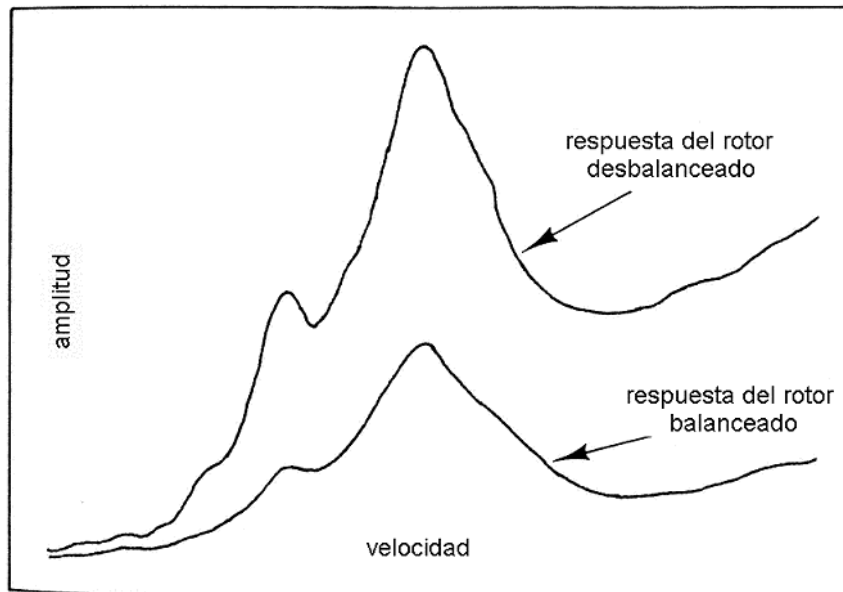
Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 179

En general el desbalance puede tener dos causas, la más común es la producida por una diferencia física entre el centro de masa y el centro de rotación del eje. La segunda causa de desbalance se debe al movimiento o cambio en el rotor producido por una fuerza centrífuga, magnética o por gradientes de temperatura, estos casos son menos frecuentes pero usualmente son fáciles de diagnosticar. El calentamiento desigual provocara deflexión en el eje produciendo desbalance, es común observar este fenómeno mientras se arranca grandes turbinas de vapor donde el calentamiento desigual proveniente del vapor produce una curvatura del eje, la cual debe ser eliminada rotando la unidad a baja velocidad antes que sea puesta en operación. Esta distorsión térmica también puede ocurrir durante la operación, produciendo una condición de desbalance que varia con la carga o con el tiempo.

Un eje doblado o curvado mostrará la mayoría de las características del desbalance, la única forma de notar la diferencia entre ambas es observando el Diagrama de Bode del rotor mientras se incrementa su velocidad. En casos donde el rotor esta doblado la amplitud del eje corregida por cualquier excentricidad, disminuirá en algunas velocidades debido a que las fuerzas desarrolladas por la deflexión y el desbalance mecánico se anulan una a otra.

El desbalance mecánico puro causara también cambios en la velocidad crítica como se muestra en la figura 37, comúnmente producirá un pico anormal de amplitud a la velocidad crítica el cual disminuye mientras se aumenta esta velocidad, esta disminución no será tan grande como en un rotor balanceado. La velocidad crítica puede ser cambiada varios cientos de revoluciones por minuto debido a una respuesta no lineal de grandes amplitudes de vibración del eje. La amplitud de vibración observada en un eje desbalanceado aumenta rápidamente con la velocidad.

**Figura 37. Respuesta de la amplitud de un rotor desbalanceado**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 181

Cuando el desbalance es puramente mecánico el objetivo del balanceo es simplemente agregar o quitar peso, para que las fuerzas desarrolladas por los cambios de peso balanceen exactamente la asimetría. Esto puede parecer sencillo y en muchas ocasiones lo es, sin embargo balancear rotores con ejes flexibles y de alta velocidad es una tarea difícil.

En máquinas de alta velocidad se deben evitar los grandes pesos en voladizo por ejemplo grandes acoples, no hay nada que estabilice un acople mas que la resistencia del eje a doblarse. El desbalance producido por un voladizo excesivo en muy raras ocasiones producirá un componente de vibración a dos veces la frecuencia de rotación.

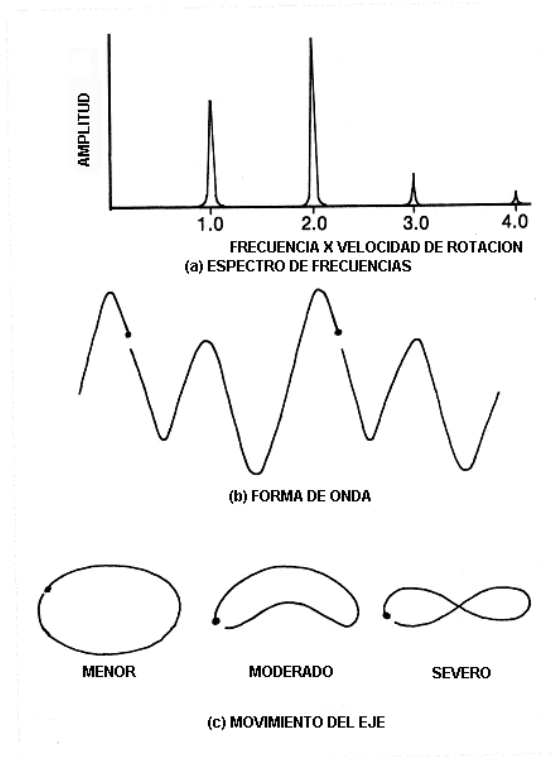
#### **4.1.2 Desalineamiento**

Se puede definir el desalineamiento como la desviación de la posición relativa de un eje vista desde otro eje colineal de rotación, medida en los puntos de transmisión cuando el equipo esta trabajando en condiciones de operación normales. El desalineamiento es una fuente muy común de vibración en las máquinas al igual que el desbalance.

La mayoría de las máquinas están compuestas por varios miembros rotando y el alineamiento exacto de todos ellos con sus cojinetes de soporte es prácticamente imposible. Los tres tipos básicos de falta de alineamiento en un acoplamiento son: angular, paralelo y una combinación de ambos. Es recomendable revisar el alineamiento de máquinas nuevas cada 3 a 6 meses y anualmente para todas las máquinas, esto debido a los diferentes esfuerzos que soportan durante su operación.

La vibración a dos veces la frecuencia de operación es el síntoma frecuentemente asociado con el desalineamiento como se muestra en la figura 38, una amplitud axial alta a la frecuencia de rotación es otro síntoma.

**Figura 38. Características del desalineamiento.**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 183

Si la amplitud en dos veces la frecuencia de rotación (2X) es de 30 a 75% la amplitud a la frecuencia de rotación (1X), el desalineamiento probablemente pueda ser tolerado por el acoplamiento por un tiempo relativamente largo. En cambio cuando se incrementa de 75% a 150%, algún daño en el acoplamiento puede ocurrir por lo tanto la situación deber ser monitoreada de cerca y corregida en la primera oportunidad. Cuando este valor excede el 150% el desalineamiento esta produciendo una acción severa en el acoplamiento, la cual probablemente producirá aceleración y finalmente una falla.

Como se puede observar el desbalanceo y desalineamiento producen espectros con picos importantes en 1 x rpm, por lo que para reconocerlos se debe tener en cuenta otras características como las presentadas en la tabla V.

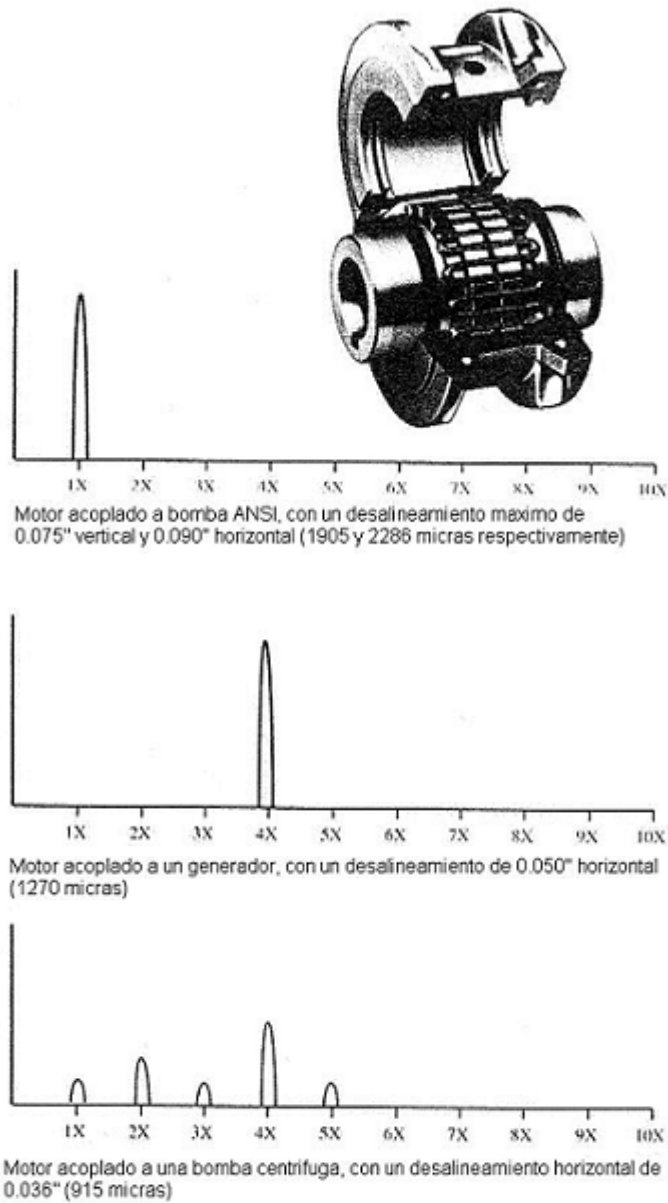
**Tabla V. Diferencias entre desbalanceo y desalineamiento**

DESBALANCEO	DESALINEAMIENTO
Pico importante en 1 x rpm	Importantes armónicas de 1 x rpm
Vibraciones axiales bajas	Altas vibraciones axiales
Mediciones en fase	Mediciones en contratase
Independiente de la temperatura	Las vibraciones cambian con el aumento de la temperatura
Depende de la velocidad debido a la fuerza centrífuga	Baja sensibilidad a los cambios de velocidad

Fuente: Kulichevsky R.; Sacchi M. **Medición y análisis de vibraciones**. Pág. 2

Los síntomas asociados al problema de una maquina desalineada no se manifiestan únicamente con una alta amplitud a dos veces la frecuencia de rotación (2x), depende en gran medida del tipo de acople utilizado y de la cantidad de desalineamiento presente, a continuación se muestran varias figuras que ejemplifican lo anterior.

**Figura 39. Espectro de frecuencias para diferentes condiciones de operación utilizando acoplamiento de rejilla**

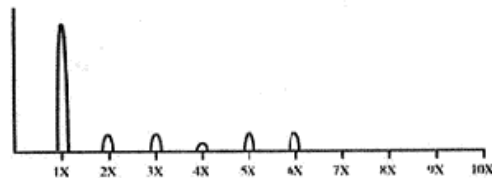
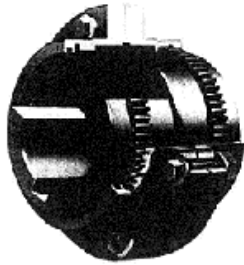


Fuente: John Piotrowski. *Shaf alignment handbook*. Pág. 540

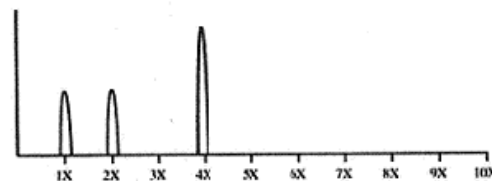


**Figura 40. Espectro de frecuencias para dos tipos de acople trabajando bajo condiciones diferentes**

**Acoplamiento de engranajes**

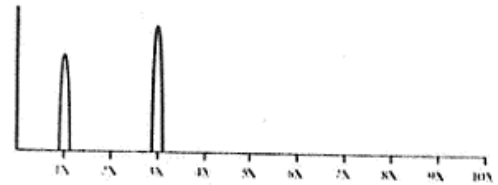


Motor acoplado a una bomba ANSI con un desalineamiento horizontal de 0.03" (762 micras)

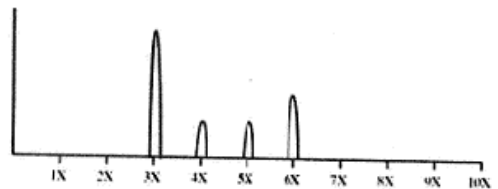


Turbina de gas acoplada a un compresor, con un desalineamiento horizontal de 0.065" (165 micras)

**Acoplamiento de mordaza con elemento de hule**



Motor acoplado a una bomba ANSI, con un desalineamiento horizontal de 0.090" (2285 micras)



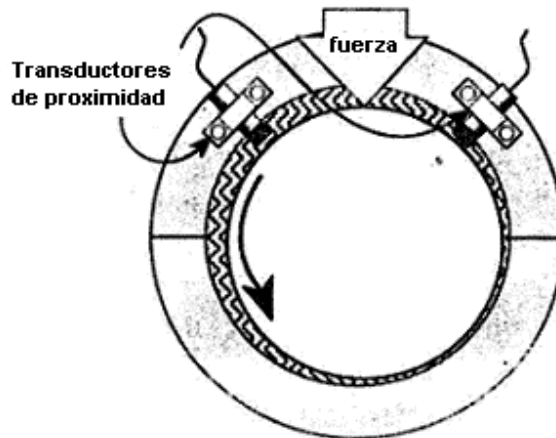
Motor acoplado a un generador, con un desalineamiento horizontal y angula de 0.015" por pulgada (150 micras / cm)

Fuente: John Piotrowski. *Shaf alignment handbook*. Pág. 538 y 539.

La órbita típica de un eje soportado sobre rodamientos de película fluida (chumaceras) con diferentes grados de desalineamiento, se muestran en la figura 41.

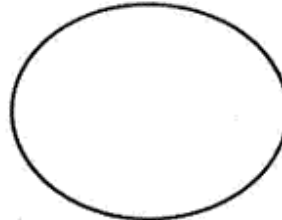
Figura 41. Órbita producida por desalineamiento

### Rodamiento de película fluida

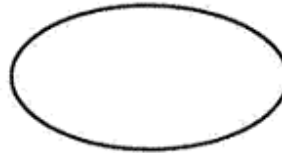


Diferentes tipos de orbitas generadas

A continuacion se muestra la orbita tipica de un eje sin que este sometido a fuerzas externas. La forma eliptica es debido a la diferente rigidez vertical y horizontal de la maquina.



Si se aplica ahora un fuerza hacia abajo provocada por el desalineamiento del eje, la forma eliptica se aplana, el desalineamiento limita el movimiento vertical del eje.



Si la fuerza proveniente del desalineamiento incrementa, la orbita continua aplanandose y distorcionandose.



Cuando la fuerza incrementa la orbita presenta una forma torcida



Cuando la fuerza es suficientemente grande la orbita cambia en forma de "8", es entonces cuando aparece en el espectro un componente grande en 2X.



La vibración característica asociada con el desalineamiento de acoples flexibles no es una medición directa de la cantidad de desalineamiento, pero indica la habilidad de los sistemas acoplados para acomodarse a este. Un espacio grande entre acoples puede acomodar mas desalineamiento que uno pequeño; sin embargo un espacio grande usualmente presentara problemas dinámicos en máquinas de alta velocidad debido a las masas salientes. Por esta razón el espacio entre acoples usados en casi todas las máquinas de alta velocidad casi nunca excede 45 cm (18") de largo. Se puede considerar como un valor seguro de desalineamiento que puede ser tolerado en operación continua hasta 5  $\mu\text{m}$  / cm (0.5 mil / in) del largo del espaciador.

Los acoplamientos para maquinaria pueden ser del tipo rígido o flexible, este ultimo es el más utilizado por su habilidad de tolerar un mayor desalineamiento. Sin embargo se utiliza el acoplamiento rígido cuando es necesario transmitir una gran cantidad de potencia entre los ejes y estos trabajaran con un desalineamiento muy leve. Cuando dos ejes están unidos por un acople rígido se comportan como uno solo, por lo tanto la tolerancia de alineamiento es la misma permitida para el descentramiento máximo de un eje.

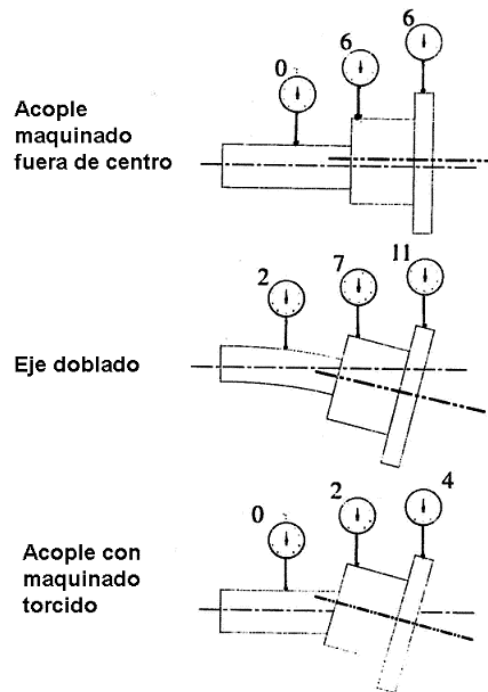
**Tabla VI. Máximo descentramiento radial de un eje**

<b>Velocidad de la máquina (rpm)</b>	<b>Descentramiento permitido</b>
0-1800	0.005" (127 $\mu\text{m}$ )
1800-3600	0.002" (50 $\mu\text{m}$ )
Mayor de 3600	Menos de 0.002"

Fuente: John Piotrowski. *Shaf alignment handbook*. Pág. 156

Las causas que provocan el descentramiento son generalmente tres y se ilustran en la siguiente figura.

**Figura 42. Causas que provocan el trabajo fuera de centro de un eje**



Fuente: John Piotrowski. *Shaft alignment handbook*. Pág. 155

### **4.1.3 Rodamientos antifricción defectuosos**

De todos los componentes asociados con el monitoreo de máquinas rotativas son los rodamientos antifricción o cojinetes los que reciben la mayor atención, las razones de esto son las siguientes:

- Es el componente más comúnmente encontrado.
- Generalmente falla por fatiga, posee un tiempo definido de vida y por lo tanto muchas veces obliga a adoptar periodos conservadores de mantenimiento.
- Debido a que es altamente tolerante es sometido a condiciones de abuso, lo que ocasiona su falla frecuente o prematura.

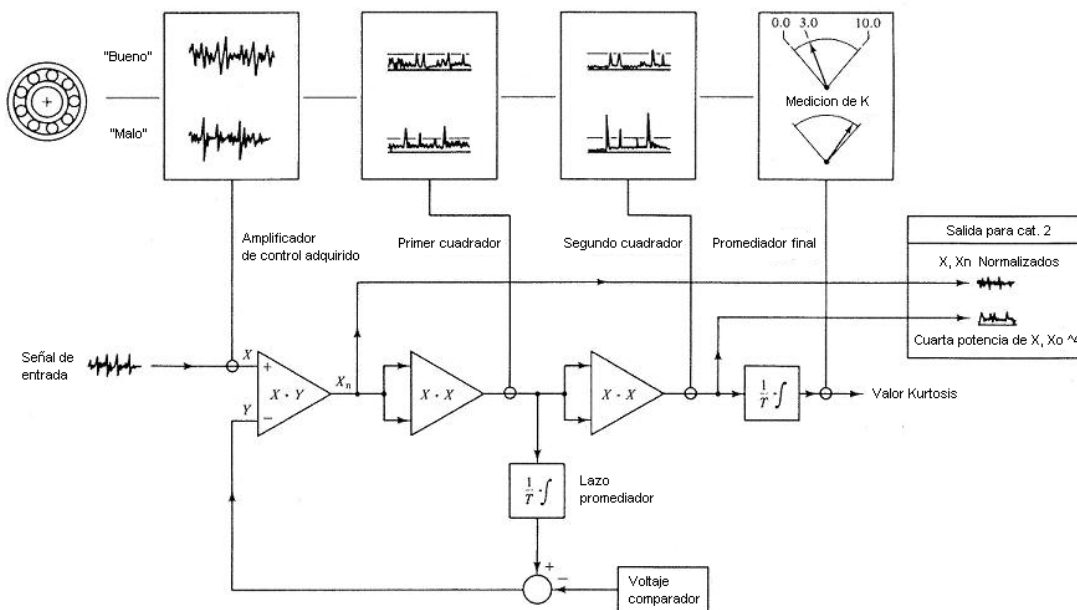
Defectos localizados en las pistas, bolas o rodillos de los rodamientos ocasionan vibración de alta frecuencia, esta frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá de la gravedad de la falla del rodamiento, la señal de vibración emitida por un rodamiento antifricción puede contener componentes espectrales que están relacionadas con la geometría del rodamiento, el número de elementos rodantes, la velocidad de rotación, la ubicación del defecto y el tipo de carga aplicada, toda esta información marca la diferencia con los rodamientos de película fluida o chumaceras.

Por medio del uso de técnicas modernas de análisis de vibraciones es posible detectar las fallas de los cojinetes en su etapa incipiente. A continuación se describen dos métodos ampliamente utilizados para su diagnóstico.

### 4.1.3.1 Método de Kurtosis

Esta técnica involucra el uso de señales normalizadas de cuarto momento, también conocido como valor kurtosis. El principio de operación es mostrado en la figura 43 y en una de sus muchas aplicaciones involucra el uso de tres dispositivos análogos cuadráticos.

Figura 43. Circuito básico para calcular el valor kurtosis en cojinetes



Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 731

La forma mas simple de visualizar este proceso es pensar en los dos primeros dispositivos actuando para producir una señal de nivel normalizado igual a  $0.11 V^2$ . Entonces si la señal es “blanca” solo la punta rara ira hacia el umbral 1-V y durante el paso al tercer cuarto el vasto volumen de la señal será “aplastada”. Sin embargo la señal impulsiva tendrá muchas puntas en el paso a través del nivel 1-V, la señal normalizada será “aplastada” por el cuadro final y de hecho amplificada. El valor Kurtosis puede entonces ser relacionado directamente con la salida integrada del tercer cuadrado (cuarto momento normalizado) y la formula matemática es:

$$k = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^4 p(x) dx}{\sigma^4}$$

Donde,

k = kurtosis

x = señal de nivel

$\bar{x}$  = señal promedio

p(x) = densidad probable de distribución de x

$\sigma$  = señal de derivación estándar

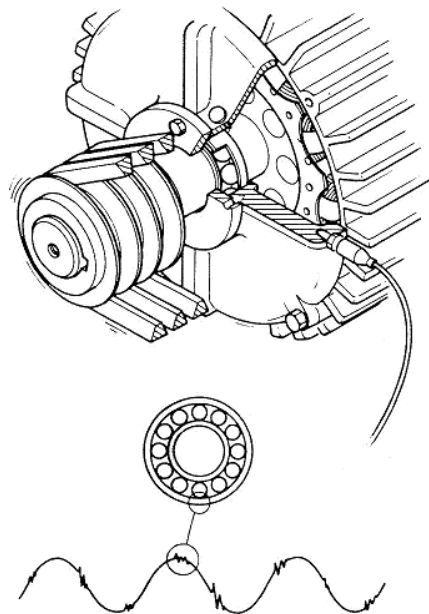
O en términos menos precisos por el estimador más practico del tiempo promedio:

$$k = \frac{\int_0^T (x(t) - \bar{x})^4 dt}{T\sigma^4}$$

#### 4.1.3.2 El método de punta de energía

La punta de energía es una unidad de medida para juzgar la condición de cojinetes y esta basada sobre la aceleración pico de alta frecuencia, esta es usada para cojinetes donde el daño es usualmente localizado en un punto específico. Cada vez que un elemento rodante pasa sobre el daño localizado hay un corto impacto, resultando en la liberación de cierta cantidad de energía en un corto tiempo (figura 44). La vibración debida al corto pulso es mucho más pequeña que la vibración total y no puede ser medida usando métodos convencionales. Sin embargo la aceleración durante el pulso es muy alta debido a la corta duración utilizada para la liberación de energía. El método de punta de energía consiste en capturar los pulsos de alta aceleración y relacionarlos al cojinete dañado.

**Figura 44. Defecto localizado en un cojinete y su efecto en la señal de vibración**



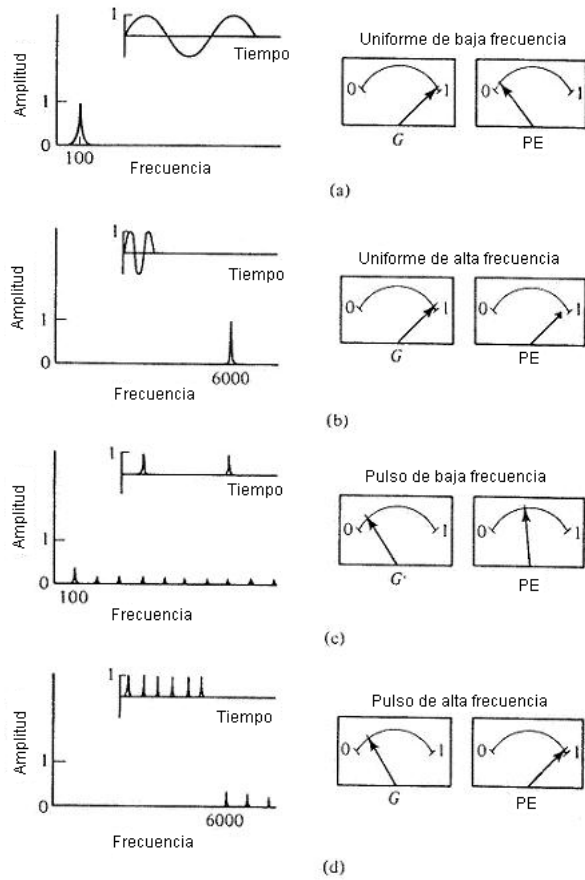
Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 732



El circuito de medición de la punta de energía usa un filtro de alta frecuencia para rechazar las señales causadas por el desbalance, desalineamiento, aflojamiento mecánico, etc. Detecta y detiene las señales pico de vibración y las despliega, la amplitud de la punta de energía es afectada por la duración del pulso y la frecuencia de repetición. La medición de punta de energía difiere de las mediciones ordinarias de aceleración, detectando solamente vibraciones de alta frecuencia y manteniendo sus amplitudes pico. La punta de energía combina los parámetros de vibración (desplazamiento, velocidad y aceleración) para proporcionar una herramienta adicional en el mantenimiento predictivo. Produciendo una lectura simple que provee una indicación de la condición de los cojinetes, sin tener que interpretar los datos de vibración de la carcasa.

Las puntas de energía de diferentes señales se muestran en la figura 45. Una señal de baja frecuencia (45-a) esta asociada con una gran aceleración y baja punta de energía. Una señal de alta frecuencia (45-b) esta asociada con gran aceleración y gran punta de energía. Un pulso de baja frecuencia (45-c) esta asociado con baja aceleración y punta de energía media. Un pulso de alta frecuencia (45-d) esta asociado con baja aceleración y alta punta de energía.

**Figura 45. Valores de energía de punta, para varios tipos de señales de vibración**



Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 734

#### **4.1.4 Rodamientos de película fluida defectuosos**

Elevados niveles de vibración ocasionados por rodamientos de película fluida defectuosos (chumaceras), son generalmente el resultado de una holgura excesiva. Un rodamiento de chumacera con holgura excesiva hace que un defecto de relativamente menor importancia, tal como un leve desbalance o una pequeña falta de alineamiento, se transforme como resultado de aflojamientos mecánicos y golpes repetidos. En tales casos el rodamiento en si no es lo que crea la vibración, pero la amplitud de la misma sería mucho menor si la holgura de los rodamientos fuera la correcta.

A menudo se puede detectar un rodamiento de chumacera despegado por “barrido”, efectuando una comparación de las amplitudes de vibración horizontal y vertical. Las máquinas que están montadas firmemente sobre una estructura o cimentación rígida revelaran, en condiciones normales una amplitud de vibración ligeramente más alta en sentido horizontal.

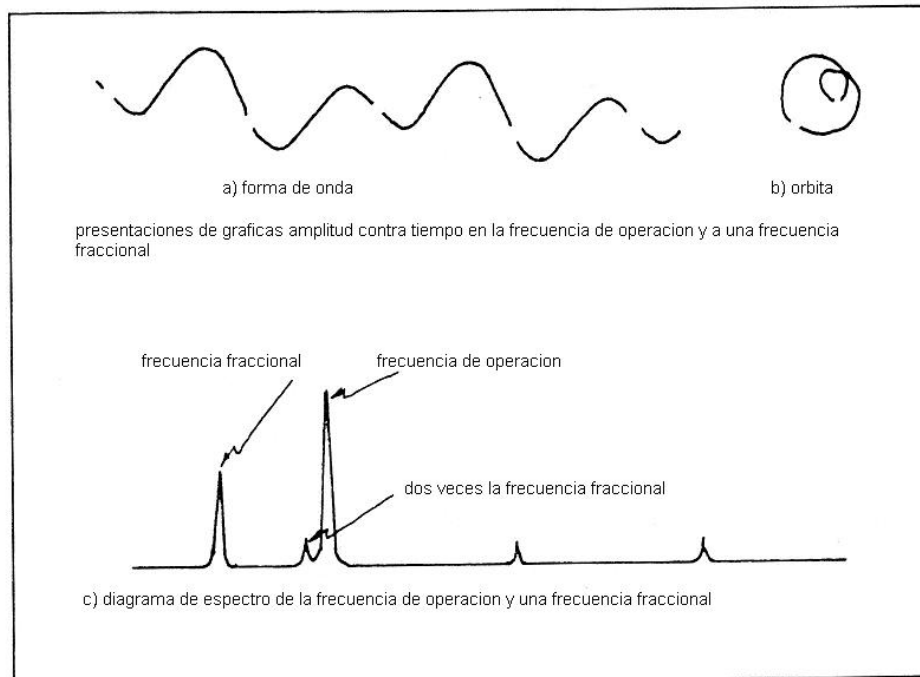
##### **4.1.4.1 Inestabilidad subsincrona**

La inestabilidad subsincrona (frecuencia fraccional) puede ser generada por varios mecanismos diferentes, de los cuales el torbellino de aceite es usualmente el más observado. El torbellino de aceite ocurre cuando el rodamiento es incapaz de ejercer suficiente fuerza sobre el eje, para romper el gradiente de presión el cual puede desarrollar una gran fuerza sobre el eje. Este tipo de vibración ocurre solamente en máquinas equipadas con rodamientos de chumacera lubricados a presión y que funcionan a velocidades relativamente altas, normalmente por encima de la segunda velocidad crítica.

El problema de los torbellinos de aceite normalmente se atribuye a diseño incorrecto del rodamiento, desgaste excesivo del mismo, un aumento de la presión de lubricante o un cambio de la viscosidad del aceite. Se pueden hacer correcciones temporales modificando la temperatura del aceite (viscosidad), introduciendo un leve desbalance o una falta de alineamiento a manera de aumentar la carga sobre el eje, también se puede rasquetear, desgastar o hacer ranuras a los costados del rodamiento, para desbaratar la “cuña” del lubricante. Desde luego una solución más duradera es reemplazar el rodamiento, con uno que haya sido diseñado correctamente de acuerdo a las condiciones operativas de la máquina o con uno que esté diseñado para reducir la posibilidad de formar de torbellinos de aceite.

En un simple diagrama amplitud contra tiempo de un osciloscopio, la inestabilidad subsincrona causara que la frecuencia varíe o se agite (figura 46-a). Si la frecuencia subsincrona es exactamente 50% de la frecuencia de operación la forma de onda será estacionaria, de lo contrario aparecerá inestabilidad como ondulación sobre la forma de onda a la frecuencia de operación. Una órbita del eje con un aro interior y marcas de referencia de dos fases en una sola revolución (figura 46-b) es muchas veces observada acompañando la inestabilidad. Ya que una órbita a exactamente el 50% de la frecuencia de operación es muy rara, la orbita típica con una frecuencia fraccional de bajo nivel presenta aros de apariencia inestable. En la figura 46-b, el eje hace dos revoluciones mientras la órbita completa una o la órbita esta viajando a la mitad de la velocidad del eje.

**Figura 46. Características de la inestabilidad subsincrona**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 173

Si bien una órbita muestra el movimiento real del eje con sus rodamientos y es valioso en estudios dinámicos, la inestabilidad subsincrona es identificada generalmente desde una presentación amplitud contra frecuencia (espectro). Como se muestra en la figura 46-c, en la cual el componente subsincrono es claramente visible.

#### **4.1.4.2 Lubricación inadecuada**

Una inadecuada lubricación incluyendo la falta de lubricación y el uso de lubricantes incorrectos, puede ocasionar problemas de vibración en un rodamiento de chumacera. En semejantes casos la lubricación inadecuada causa excesiva fricción entre el rodamiento estacionario y el eje flotante, dicha fricción induce vibración en el rodamiento y en las demás piezas relacionadas. Este tipo de vibración se llama látigo seco y es muy parecido a pasar el dedo mojado sobre un cristal seco.

La frecuencia de la vibración debida al látigo seco generalmente es muy alta y produce el sonido chillón característico de los rodamientos que están trabajando en seco. No es muy probable que dicha frecuencia sea algún múltiplo integral de las rpm del eje, de manera que no es de esperarse ningún patrón significativo. Por lo tanto la vibración ocasionada por el látigo seco es similar a la vibración creada por un rodamiento antifricción en mal estado.

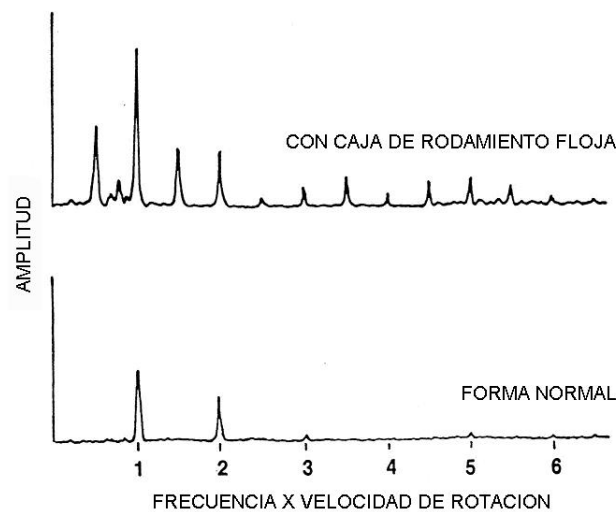
Toda vez que se sospeche que un látigo seco sea la causa de la vibración se deberá inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y la holgura del rodamiento.

#### **4.1.5 Aflojamiento mecánico**

El ajuste inadecuado entre diferentes partes de la máquina está generalmente caracterizado por una serie de frecuencias armónicas en amplitudes anormalmente altas. Sin embargo el método exacto por medio del cual las armónicas se generan no esta bien claro, estas son probablemente originadas por la respuesta no lineal de la parte floja.

El aflojamiento mecánico y la acción de golpeteo resultante producen vibración a una frecuencia que a menudo es 2x y también múltiplos más elevados de las rpm. La vibración puede ser resultado de pernos de montaje sueltos, de holguras excesivas en los rodamientos o por fisuras en la estructura o pedestal de soporte, como se muestra en la figura 47.

**Figura 47. Características espectrales del aflojamiento mecánico**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 187

La vibración característica de un aflojamiento mecánico es generada por alguna otra fuerza de excitación, como un desbalance o una falta de alineamiento. Sin embargo el aflojamiento mecánico empeora la situación, transformando cantidades relativamente pequeñas de desbalance o falta de alineamiento en amplitudes de vibración excesivamente altas. Corresponde por lo tanto decir, que el aflojamiento mecánico permite que se den mayores vibraciones de las que ocurrirían de por sí derivadas de otros problemas.

Un aflojamiento mecánico excesivo es muy probable que sea la causa primaria de los problemas, cuando la amplitud de la vibración en 2x es más de la mitad de la amplitud a 1X.

#### **4.1.6 Bandas de acoplamiento**

Las bandas de acoplamiento del tipo en “V” gozan de mucha popularidad para la transmisión del movimiento, puesto que tienen una alta capacidad de absorción de golpes, choques y vibraciones. Las bandas en “V” son consideradas a menudo como la fuente de vibración porque saltan y se sacuden entre las poleas, sin embargo es muy posible que la banda este sencillamente reaccionando a otras fuerzas presentes en la máquina, en tales casos la banda es solamente indicador de que hay problemas de vibración y no representa la causa misma.

La frecuencia de vibración de las bandas es el factor clave en la determinación de la naturaleza del problema, si la banda esta sencillamente reaccionando a otras fuerzas de alteración tales como desbalance o excentricidad de las poleas, la frecuencia de vibración de la banda será muy probablemente igual a la frecuencia alterante. Esto significa que la pieza de la máquina que realmente está causando el problema aparecerá estacionaria bajo la luz estroboscópica del analizador. Por el contrario si el problema es ocasionado por la banda, la frecuencia de vibración será un múltiplo entero de las revoluciones de la banda, este múltiplo dependerá de la naturaleza del problema y de la cantidad de poleas presentes en el sistema.



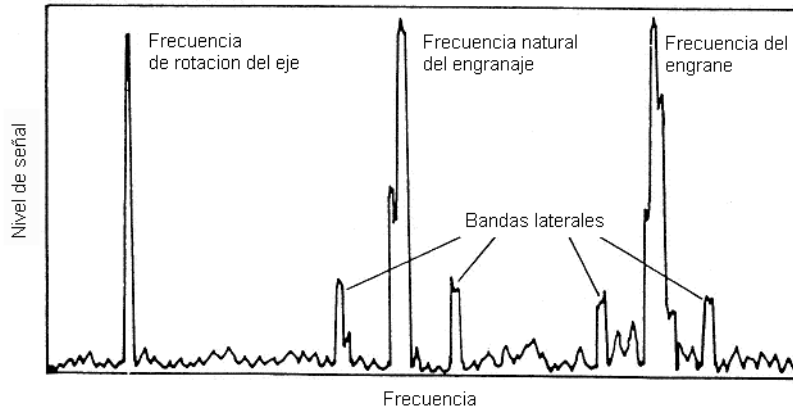
#### **4.1.7 Problemas de engranaje**

La vibración que resulta de problemas en engranajes es de fácil identificación porque normalmente ocurre a una frecuencia igual a la frecuencia de engrane de los mismos, es decir la cantidad de dientes del engranaje multiplicada por las rpm del engranaje que falla. Los problemas comunes de los que tienen como resultado vibración a la frecuencia de engrane comprenden el desgaste excesivo de los dientes, inexactitud de los dientes, fallas de lubricación y materias extrañas atrapadas entre los dientes.

No todos los problemas de engranajes generan frecuencias de vibración iguales a las frecuencias de engrane, si un engranaje tiene un solo diente roto o deformado, el resultado puede ser una frecuencia de vibración a 1x. Mirando la forma de onda de esa vibración en un osciloscopio conectado con un analizador, la presencia de señales de impulso permitirá distinguir entre este problema y las demás averías que también generan frecuencias de vibración a 1x. Desde luego si hay más de un diente deformado la frecuencia de vibración es multiplicada por una cantidad correspondiente.

Los problemas de rodamientos son predominantes en el punto de falla de los mismos, mientras que los problemas de engranajes pueden ser detectados en dos o más puntos de la máquina. Un espectro de vibración típico de una caja de engranajes se muestra en la figura 48.

**Figura 48. Espectro de vibración típico de una caja de engranajes**

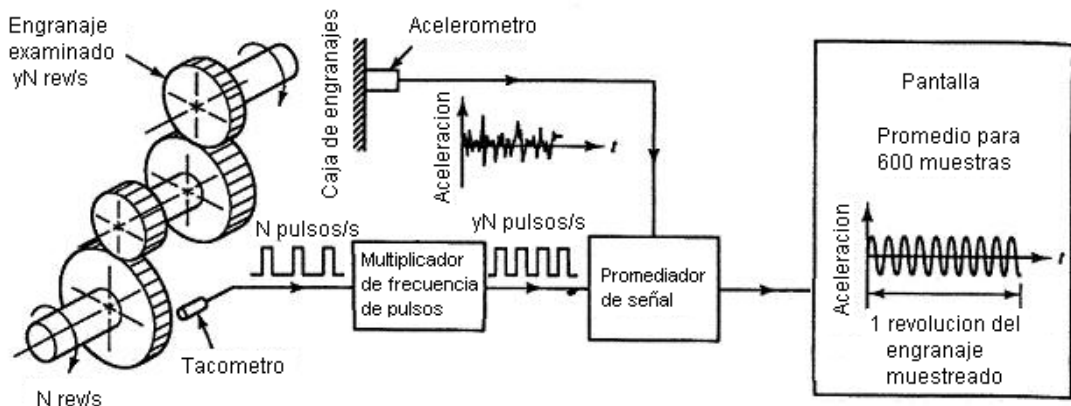


Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 752

Para el diagnóstico de problemas de engranajes también se puede hacer uso de las gráficas promediadas de amplitud contra tiempo. En la figura 49 se ilustra como trabaja este método para el caso de una caja de engranajes monitoreada por acelerómetros. La señal de salida desde el acelerómetro montado en la carcasa de la caja de engranajes es muestreada por un periodo de tiempo igual al a revolución del engranaje examinado y su muestra es almacenada, otra muestra con igual periodo es tomada y el promedio entre ambas se almacena. Cuando este procedimiento es repetido muchas veces (usualmente varios cientos) aquellos componentes de la frecuencia de la señal relacionados al engranaje examinado se resaltan, mientras aquellos relacionados a otros engranajes en el sistema son excluidos. El resultado es un diagrama de señal promedio el cual muestra el mismo numero de ciclos completos como el numero de dientes en el engranaje. Un tacómetro es requerido para generar pulsos a una frecuencia igual a la frecuencia de rotación de algún eje de referencia en el sistema y un multiplicador de frecuencia de pulsos lo ajusta por algún monto presente, para dar un pulso de referencia del largo de la muestra a la frecuencia de rotación del engranaje examinado.

Este método también puede ser utilizado de la misma forma para el diagnóstico de rodamientos antifricción (cojinetes).

**Figura 49. Series de tiempo promediadas de una caja de engranajes**



Las clases de defectos en engranajes que puede detectar este método y sus señales promedio son:

Condición del engranaje	Tipica señal promedio
Bueno	
Desalineado	
Desgastado	
Diente roto	

Fuente: Andrew Dimarogonas. *Vibration for engineers*. Pág. 724

#### **4.1.8 Resonancia**

La resonancia o excitación de un componente en su frecuencia natural puede ser a menudo un problema en máquinas rotativas. Cuando el componente es un aspa o impulsor el problema es extremadamente serio y puede producir fallas catastróficas. Sin embargo la resonancia ocurrirá más a menudo en máquinas auxiliares como tubería, paneles de instrumentos, controles y gobernadores en voladizo. En estas situaciones la resonancia es una molestia la cual puede ser controlada o corregida con cambios relativamente simples.

Un componente exhibirá una vibración muy alta cuando se estimula en sus frecuencias naturales. Si el componente es un aspa con una frecuencia natural cercana a una fuente de excitación proveniente de la máquina, la vibración probablemente guiará hasta la falla. Los componentes pequeños tales como tubería y paneles de instrumentos generalmente son fáciles de modificar con refuerzos que agreguen rigidez y por medio de esto subir la frecuencia natural a un punto donde no sea excitada. Se debe ser cuidadoso con esto si la frecuencia natural original estuvo levemente debajo de la excitación, agregando rigidez se puede empeorar la situación. Si es imposible alterar la rigidez lo suficiente para corregir el problema de resonancia, agregar un amortiguador de resonancia puede ayudar haciendo la situación tolerable.

Una forma sencilla de confirmar la presencia de resonancia y determinar su frecuencia exacta, es sujetando un transductor de vibración pequeño por ejemplo un acelerómetro (este debe ser lo suficientemente liviano para no afectar la respuesta del componente) y golpear el componente con un objeto suave por ejemplo un bloque de madera.

La respuesta resultante vista en un instrumento por ejemplo un analizador de tiempo real, será a la frecuencia (o frecuencias) natural del componente. Este método de golpe a sido exitoso en una gran variedad de estructuras y componentes, desde edificios hasta pequeñas tuberías.

#### **4.1.9 Fallas eléctricas**

Esté tipo de vibración es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales que actúan sobre el rotor o sobre el estator. Dichas fuerzas desiguales pueden ser debidas a:

- Rotor que no es redondo
- Chumaceras del inducido que son excéntricas
- Desalineamiento entre el rotor y el estator (entrehierro no uniforme)
- Perforación elíptica del estator
- Devanados abiertos o en corto circuito
- Hierro del rotor en corto circuito

Por lo general la frecuencia de vibración resultante de los problemas de índole eléctrica será a 1x y por tanto se parecerá al desbalance. Una manera sencilla de hacer la prueba para verificar la presencia eventual de vibración eléctrica, es observar el cambio de amplitud de la vibración (sin filtro) en el instante en el cual se desconecta la corriente de esa unidad. Si la vibración desaparece en el mismo instante en que se desconecta la corriente, el problema con toda seguridad será eléctrico, si solo decrece gradualmente el problema será de naturaleza mecánica.

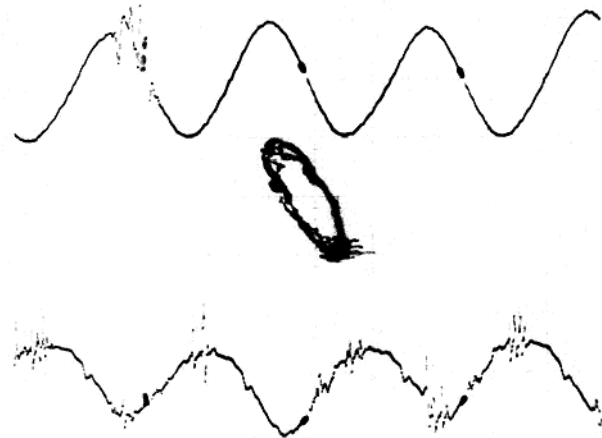
La vibración ocasionada por los problemas eléctricos responde generalmente a la cantidad de carga colocada en el generador. A medida que se modifica la carga, la amplitud y las lecturas de fase pueden indicar cambios significativos. Esto explica por qué los motores eléctricos que ha sido probados y balanceados en condiciones sin carga muestran cambios drásticos de los niveles de vibración cuando vuelven a ser puesto en servicio.

La falla de cojinetes debido a una descarga de alto voltaje desde el eje es común en maquinaria de alta velocidad, esta es causada por un aumento de la electricidad estática sobre un rotor magnetizado o un rotor pasando a través de una atmósfera húmeda. La electricidad estática se descarga a través de la ruta con menos resistencia por ejemplo pequeñas claridades de los cojinetes y sellos, la descarga inicialmente produce una superficie deslustrada sobre los cojinetes quizás acompañada por huellas de chispas, los cuales en casos extremos llevaran a la picadura y pérdida del material del cojinete. El problema puede ser difícil de reconocer en sus etapas iniciales ya que no altera ninguna de las características externamente medidas. Medir el voltaje desde el eje hacia la tierra es por supuesto la forma directa de identificar esta condición, sin embargo puede ser una tarea difícil encontrar una sección abierta del eje sobre la cual hacer las mediciones.

Un aumento en el voltaje DC de la salida desde un transductor de no contacto instalados en las chumaceras de un eje, es comúnmente la primera advertencia real de la pérdida del material de revestimiento de la chumacera, la cual puede ser ocasionada por una descarga eléctrica. La condición es corregida desmagnetizando el rotor o instalando carbones de tierra en algunos puntos a lo largo del eje.

Es una especulación afirmar que la descarga eléctrica pueda ser bajo algunas condiciones, observada en la señal obtenida desde un transductor de desplazamiento del eje. La figura 50 muestra la forma de onda de una turbina sufriendo una descarga eléctrica. La irregularidad en la forma de onda es extremadamente inestable algunas veces presente y otras no, a pesar del uso de diferentes transductores, cables y demoduladores de oscilación.

**Figura 50. Forma de onda y órbita con una excitación irregular**



Fuente: John Mitchell. *Machinery analysis and monitoring*. Pág. 189





## 5. ANÁLISIS DE VIBRACIONES PREVIO AL MANTENIMIENTO DEL TURBOGENERADOR

Para la medición y análisis de vibraciones en el turbogenerador de 22 MW, se utiliza un sistema de diagnóstico automático para equipo rotativo (ADRE, por sus siglas en ingles) marca Bently Nevada.

### 5.1 Descripción del equipo utilizado

El ADRE 3 está específicamente diseñado para analizar maquinaria rotativa, en particular turbinas de vapor o gas, motores eléctricos, compresores centrífugos y de tornillo, bombas horizontales y verticales, turbogeneradores, generadores con turbina hidráulica, ventiladores, sopladores, motores reciprocantes y compresores.

El sistema tiene la habilidad de capturar simultáneamente ocho canales de datos de vibración dinámica, durante condiciones percederas de la máquina (arranque o parada), o mientras la máquina esta operando a una velocidad constante. El sistema ADRE 3 consiste de:

- Uno o más instrumentos de adquisición de datos (DAI 108, por sus siglas en ingles), puede utilizar hasta un máximo de 10.
- *Software* de aplicación
- Sistema de computación

El DAI 108 es un instrumento versátil con aplicaciones flexibles y con una interfase de usuario sencilla, con las siguientes características:

- Ocho canales para la recolección de datos filtrados o sin filtrar.
- Las señales de vibración de entrada pueden ser desde transductores de aceleración, velocidad o desplazamiento.
- La integración puede ser ejecutada en cada uno de los ocho canales.
- Los factores de escala son seleccionados por el usuario (valores predeterminados o entrada manual).
- Las unidades de medida en sistema ingles o métrico pueden ser desplegadas en valores pico a pico para desplazamiento, y valores cero a pico o RMS para velocidad y aceleración.
- Canal independiente e indicación de sensor de fase.

**Figura 51. Instrumento de adquisición de datos, DAI 108**



Fuente: Bently Nevada. *Testing and diagnostic equipment*. Pág. 1

Cada canal en el DAI 108 puede almacenar hasta 32 formas de onda dinámicas, y 320 registros de datos estáticos. Un registro de forma de onda dinámica consiste de 512 datos de muestra, y representa la forma de onda de la vibración en tiempo real en los puntos de medición. Las primeras 256 muestras son usadas para la reconstrucción y formación de las gráficas, de la forma de onda y órbita. Las siguientes 256 muestras son utilizadas para la presentación en el dominio de frecuencia (espectro).

Cada registro estático de datos, contiene la siguiente información:

- Amplitud de vibración completa (directa)
- Amplitud filtrada en 1X o 2X
- Ángulo de fase atrasado en 1X o 2X
- Voltaje de separación (para sondas de proximidad)
- Velocidad de rotación del eje (rpm)
- Fecha y hora (año, mes, día, hora, minuto, segundo y 1/10 de segundo)

Luego que los datos de vibración deseados son adquiridos, el usuario los transfiere a la computadora por medio de una interfase RS-232 para su reducción y despliegue. Los datos también pueden ser transferidos a través de un módem telefónico a una computadora remota.

Con el software del ADRE 3, los registros obtenidos a través del DAI 108 son convertidos a varios tipos de diagramas y gráficas, adecuados para el diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa, por ejemplo:

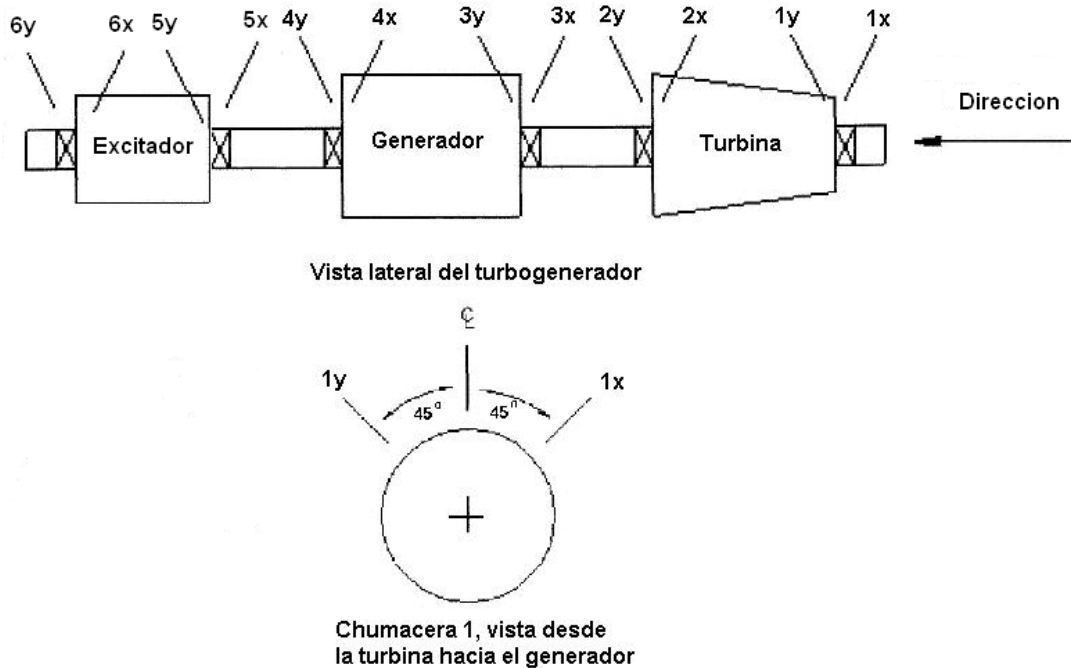
- Diagrama de Bode y polar
- Diagrama de órbita / base de tiempo
- Diagrama de órbitas múltiples
- Diagrama de espectro
- Diagrama de cascada
- Diagrama de posición del centro del eje
- Diagrama de voltaje de gap DC
- Diagrama de posición axial de empuje
- Diagrama de amplitud total (directa)
- Diagrama rpm versus tiempo
- Diagrama de base de tiempo
- Listado tabular

El DAI 108 puede ser llevado al sitio de la máquina, y conectado directamente (temporal o permanente) a los transductores instalados. Cuando la adquisición de los datos termina, el DAI 108 puede ser desconectado de la fuente de energía, y llevada a la computadora para su transferencia, análisis y reducción de datos. Por medio de una computadora portátil se pueden transferir los datos del DAI 108 en el sitio de la máquina, para su reducción y análisis inmediato, o almacenarlos en el disco para ser utilizados en otra ocasión.

## 5.2 Resultados del análisis inicial de vibraciones

Para conocer la condición real de operación del turbogenerador se monitorearon las vibraciones con una carga estable de 20,000 KW. Se realizaron mediciones en cubierta utilizando 12 transductores de velocidad, distribuidos en pares a través de cada una de las chumaceras del turbogenerador. La identificación de cada una de estas señales, se hizo respetando las convenciones establecidas tal y como se muestra en la siguiente figura.

**Figura 52. Identificación de las señales proveniente de los transductores**



A continuación se muestra un ejemplo de los datos obtenidos para la chumacera 2 en el eje x, esta señal es la que registro los valores de vibración más altos en el turbogenerador.

**Figura 53. Presentación tabular de datos obtenidos en la ubicación 2x**

Company : INGENIO  
 Plant : PANTALEON  
 Job Reference : MONITOREO U-3 CONDEN  
 Machine Train : GENERAL-ELECTRIC

Machine: UNIDAD 3 Ch#3 : VIB.ABS.CHUM.2X  
 Mounted at: 45 deg. Measures: um pp Rot. CCW  
 Slow Roll: 1. @ 225 301 rpm  
 03 FEB 03 10:15:16.1 to 03 FEB 03 12:21:49.9 Startup 1X Filter

Sample Wave	Vec	Date/Time	Speed	1X Vector	Direct Amp	Overrange Spec Wave	Outlyer Spec Wave
1	10	03 FEB 10:15:16	480 rpm	1. @ 225	3.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
2	20	03 FEB 10:45:52	680 rpm	1. @ 225	3.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
3	30	03 FEB 10:46:11	880 rpm	1. @ 217	3.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
4	40	03 FEB 10:49:21	1080 rpm	2. @ 288	3.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
5	50	03 FEB 10:49:56	1280 rpm	2. @ 342	4.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
6	60	03 FEB 10:50:38	1480 rpm	3. @ 0	5.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
7	70	03 FEB 10:51:45	1680 rpm	2. @ 36	5.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
8	80	03 FEB 10:59:07	1880 rpm	4. @ 21	5.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
9	90	03 FEB 10:59:42	2080 rpm	6. @ 82	8.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
10	100	03 FEB 11:00:40	2280 rpm	6. @ 56	8.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
11	110	03 FEB 11:00:54	2480 rpm	8. @ 97	11.		
12	120	03 FEB 11:01:04	2680 rpm	8. @ 112	10.		
13	130	03 FEB 11:01:15	2880 rpm	7. @ 135	7.		
		Data Errors:		Filtered < Min Amp			
14	140	03 FEB 11:03:57	3080 rpm	9. @ 130	11.		
15	150	03 FEB 11:12:50	3280 rpm	10. @ 138	11.		
16	160	03 FEB 11:15:25	3480 rpm	12. @ 120	14.		
17	167	03 FEB 11:16:11	3604 rpm	17. @ 115	18.		
18	177	03 FEB 11:36:30	3601 rpm	33. @ 135	34.		
19	187	03 FEB 12:01:24	3603 rpm	32. @ 126	33.		
20	197	03 FEB 12:21:24	3600 rpm	51. @ 164	52.		
21	198	03 FEB 12:21:49	3607 rpm	50. @ 165	52.		

Como se puede observar se midieron 21 ondas dinámicas a diferente velocidad, así como 198 mediciones vectoriales de la vibración presentada en forma directa o filtrada en 1X (frecuencia de rotación) identificando su magnitud y fase. La amplitud de la vibración pico a pico esta expresada como desplazamiento ( $\mu\text{m}$ ). Los datos finales para conocer la severidad de la vibración se observan a continuación.

**Tabla VII. Datos finales de las diferentes vibraciones**

Punto de medición	Amplitud filtrada ( $\mu\text{m}$ )	Ángulo de fase	Amplitud directa ( $\mu\text{m}$ )
1x	20	337°	22
1y	10	307°	15
2x	50	165°	52
2y	37	107°	38
3x	22	24°	24
3y	17	305°	19
4x	4	-	6
4y	24	225°	23
5x	3	-	4
5y	4	-	4
6x	4	-	4
6y	4	-	4

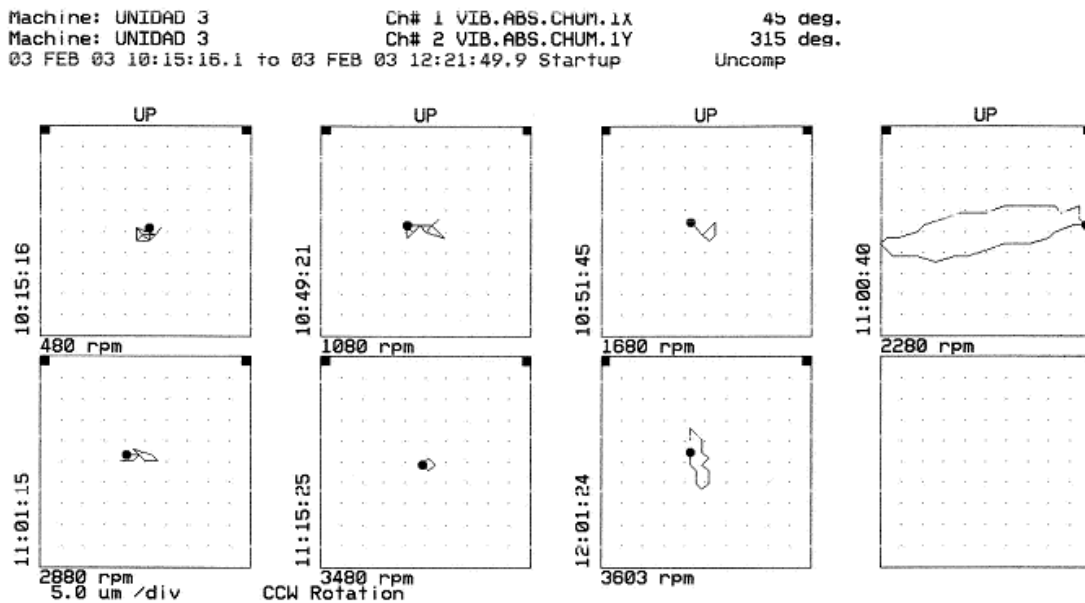
Utilizando los criterios de severidad expuestos en el capítulo 3, se puede concluir que la vibración en el lado de baja de la turbina (2X) se encuentra en un valor elevado, provocando que la máquina se encuentre operando en un estado de alarma.

### 5.3 Diagnóstico inicial del turbogenerador

Para determinar las posibles causas de la elevada vibración y determinar las acciones más apropiadas para su eliminación, la gran cantidad de información obtenida se reduce, ordena y muestra en forma de diagramas para facilitar su comprensión y análisis.

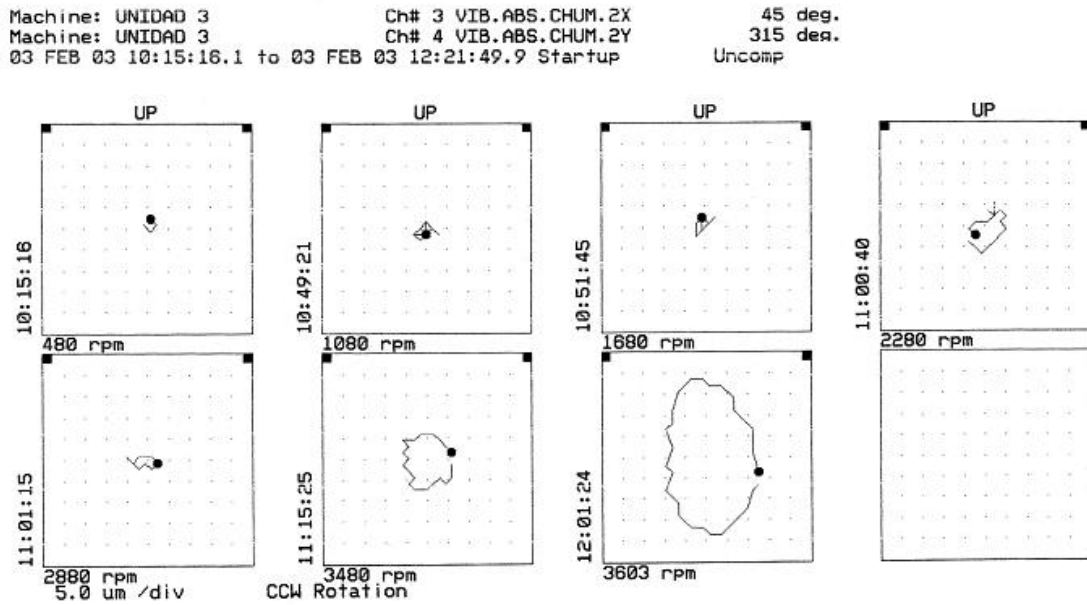
Únicamente se consideraron para el diagnóstico las chumaceras de la turbina y generador, pues el excitador posee niveles de vibración muy bajos que no vale la pena ser evaluados como posibles causas del estado general de la máquina.

**Figura 54. Diagrama de órbitas múltiples para la chumacera 1**





**Figura 55. Diagrama de órbitas múltiples de la chumacera 2**



**Figura 56. Diagrama de órbitas múltiples de la chumacera 3**

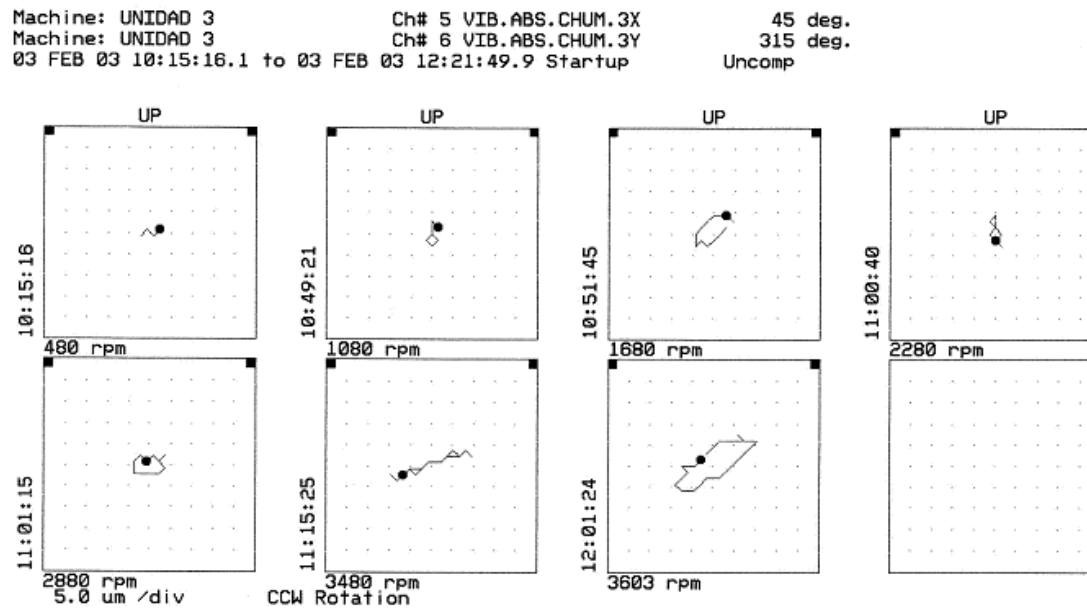


Figura 57. Diagrama de órbitas múltiples de la chumacera 4

Machine: UNIDAD 3 Ch# 7 VIB.ABS.CHUM.4X 45 deg.  
Machine: UNIDAD 3 Ch# 8 VIB.ABS.CHUM.4Y 315 deg.  
03 FEB 03 10:15:16.1 to 03 FEB 03 12:21:49.9 Startup Uncomp

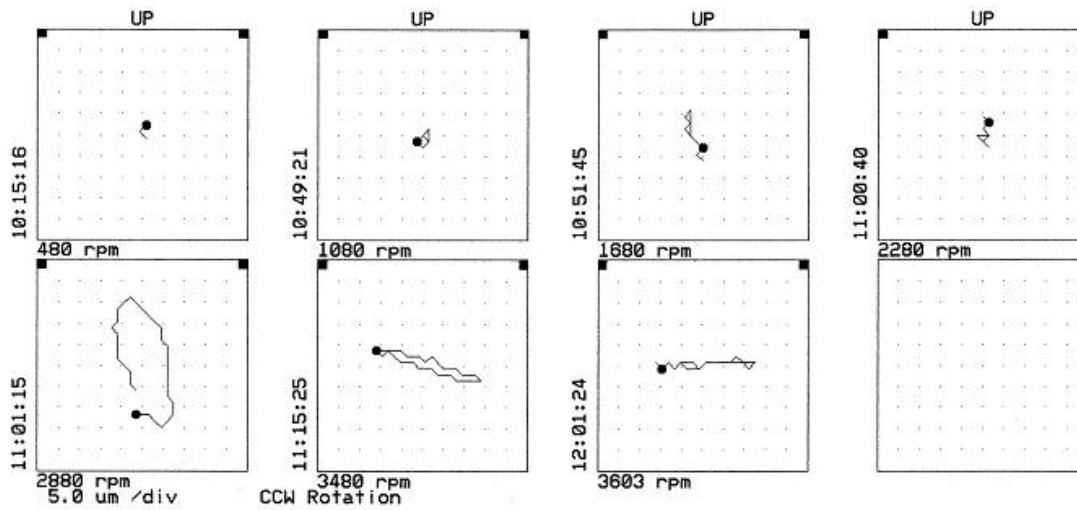
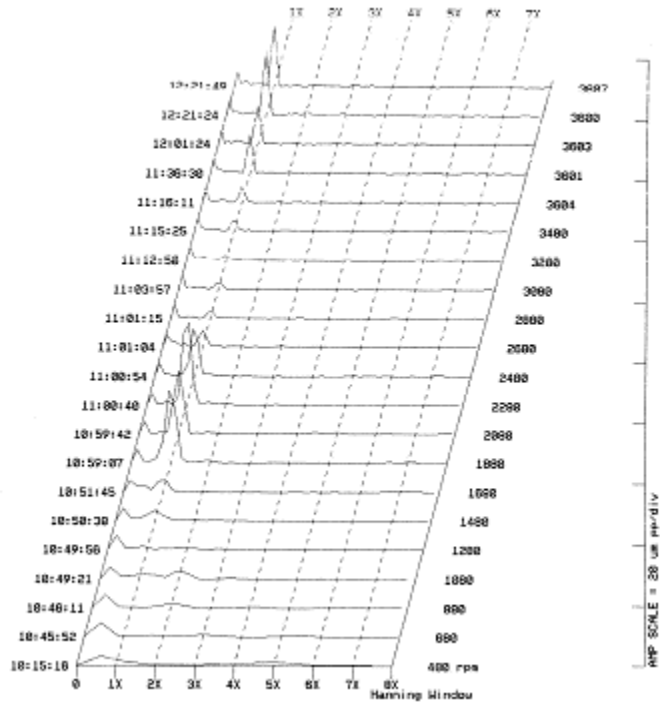
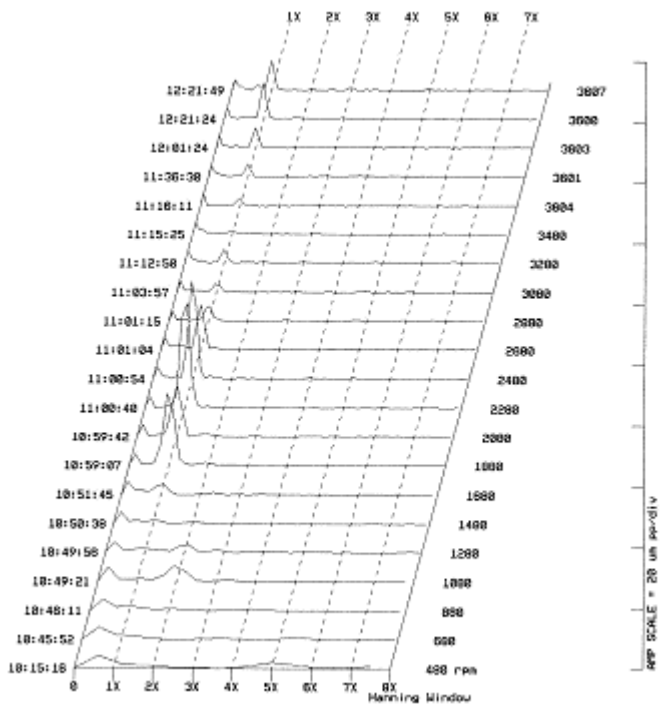


Figura 58. Diagrama de cascada de la chumacera 1, (a) X, (b) Y



(a)



(b)

Figura 59. Diagrama de cascada de la chumacera 2, (a) X, (b) Y

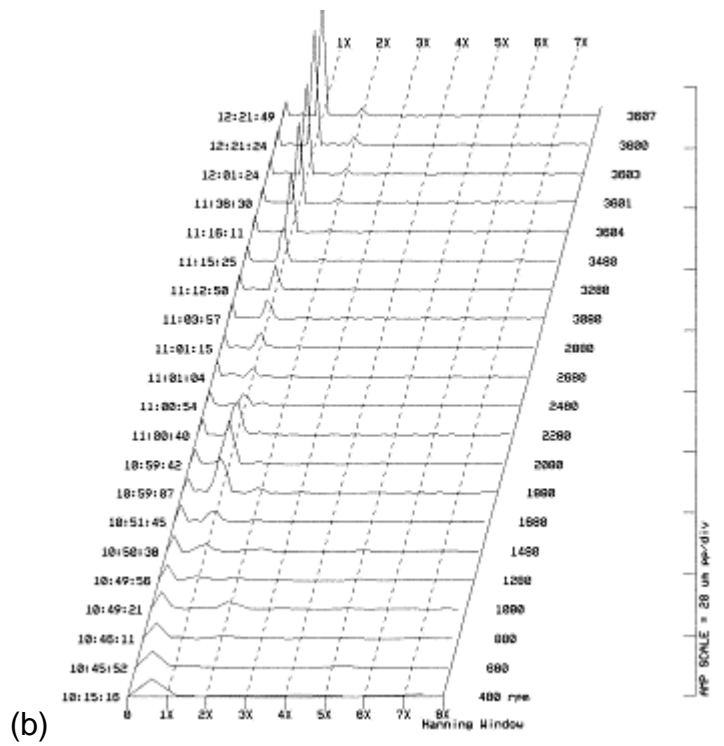
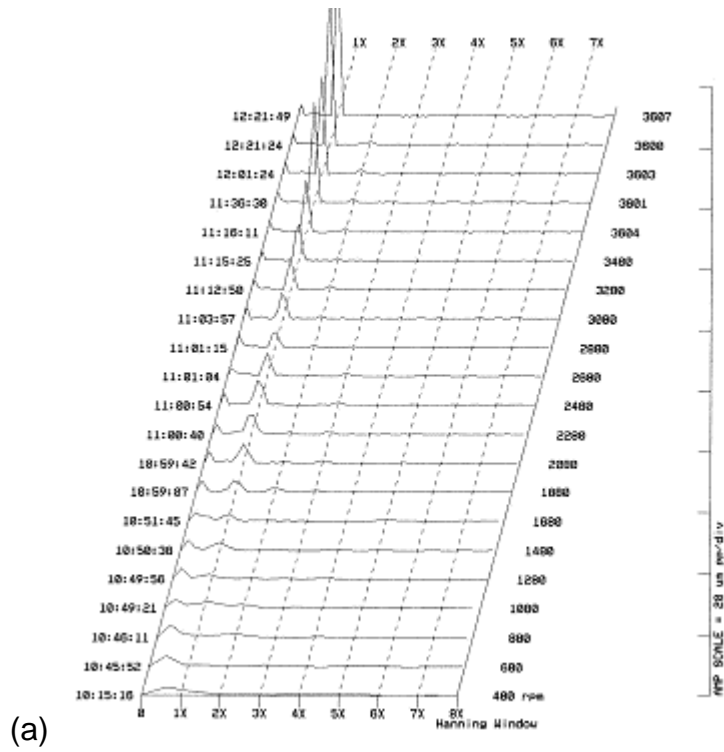


Figura 60. Diagrama de cascada de la chumacera 3, (a) X, (b) Y

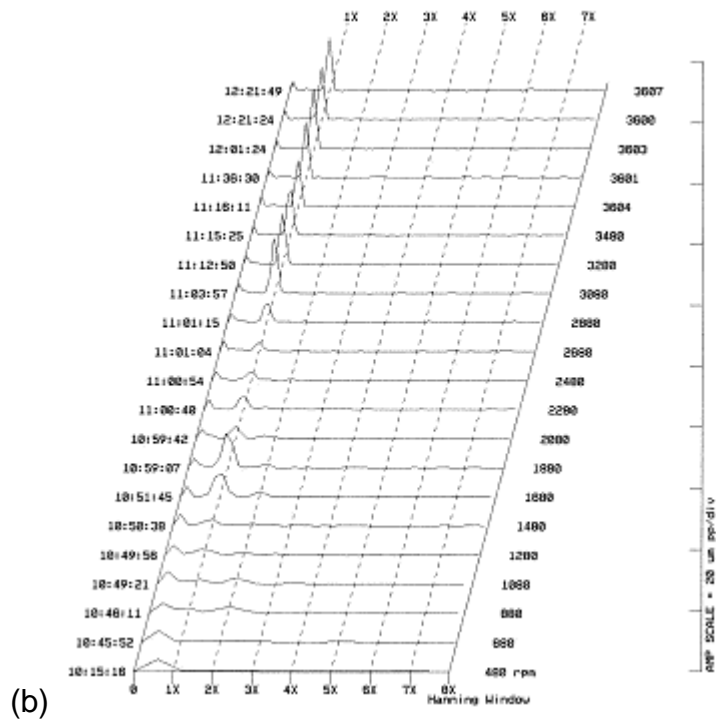
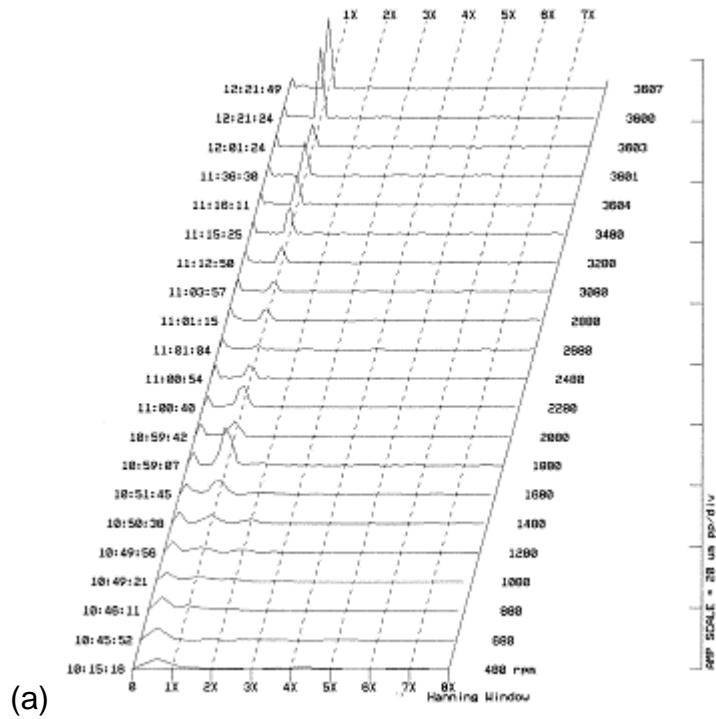


Figura 61. Diagrama de cascada de la chumacera 4, (a) X, (b) Y

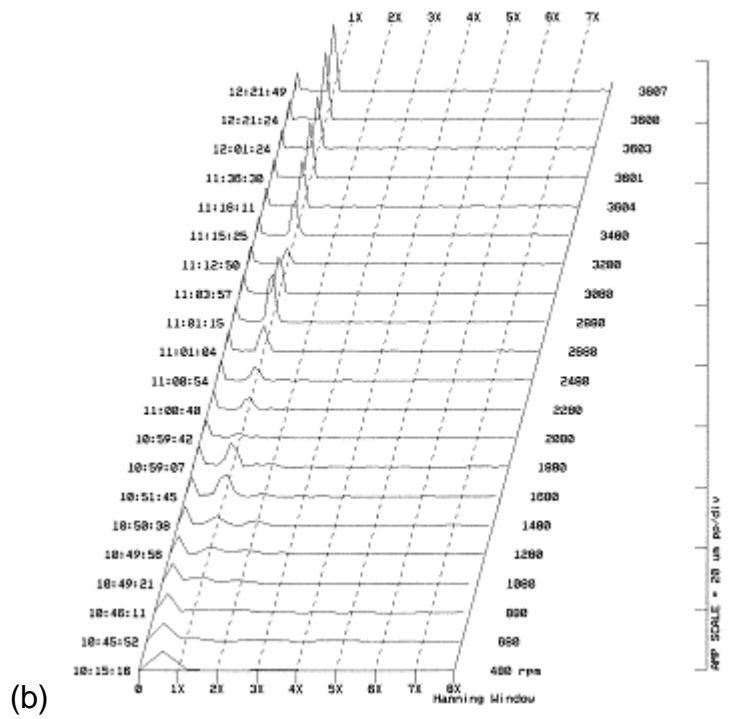
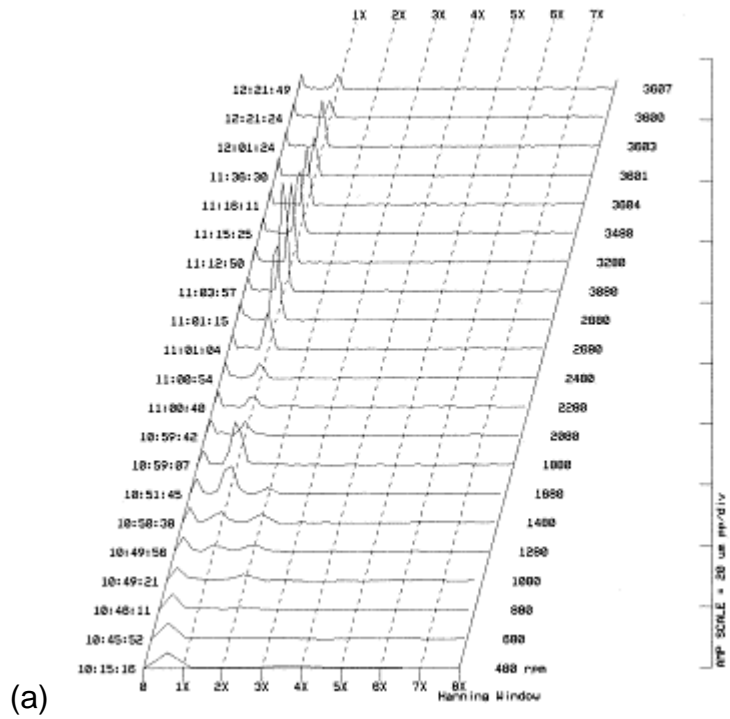


Figura 62. Diagrama de Bode de la chumacera 1, eje X

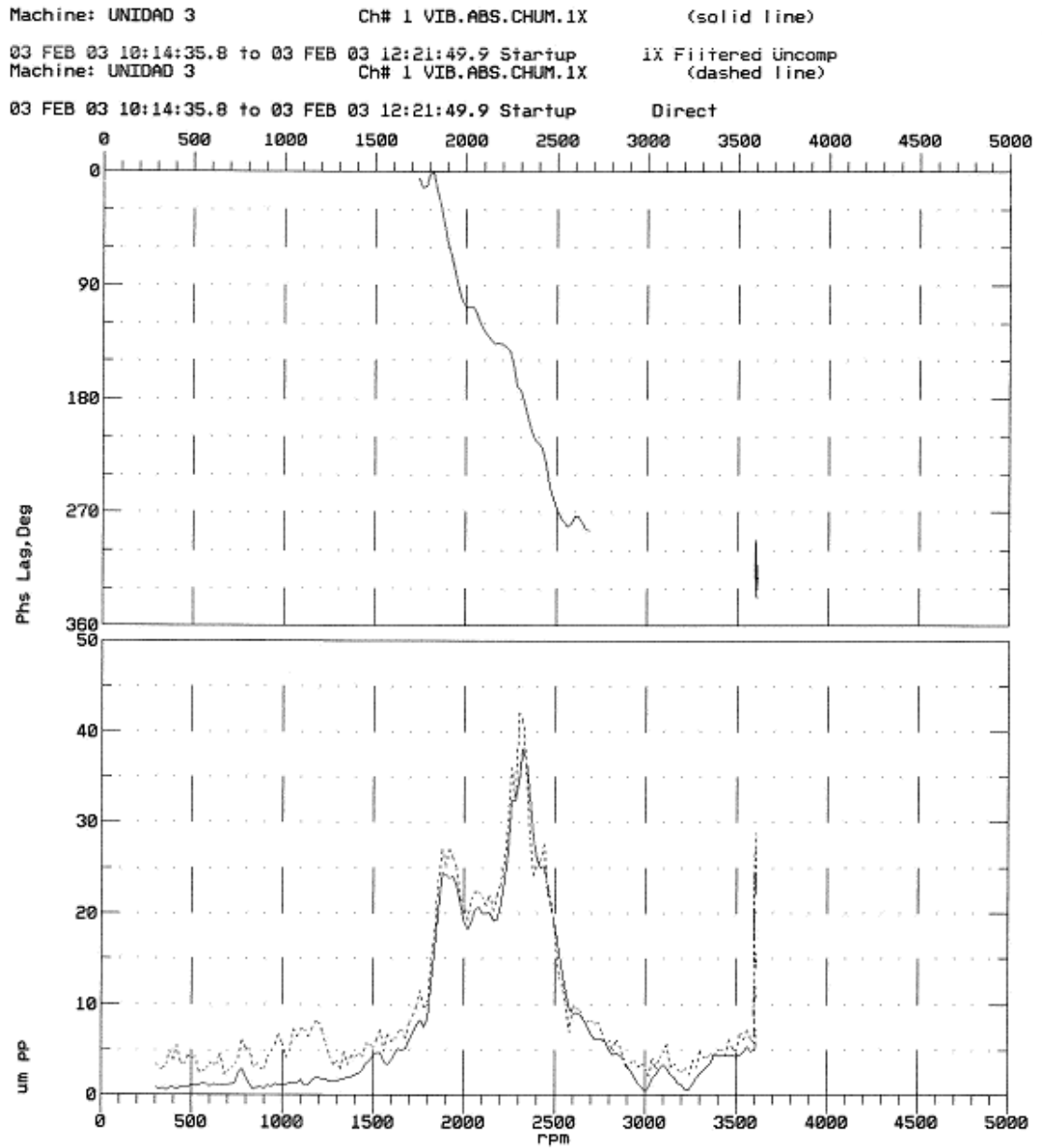


Figura 63. Diagrama de Bode de la chumacera 1, eje Y

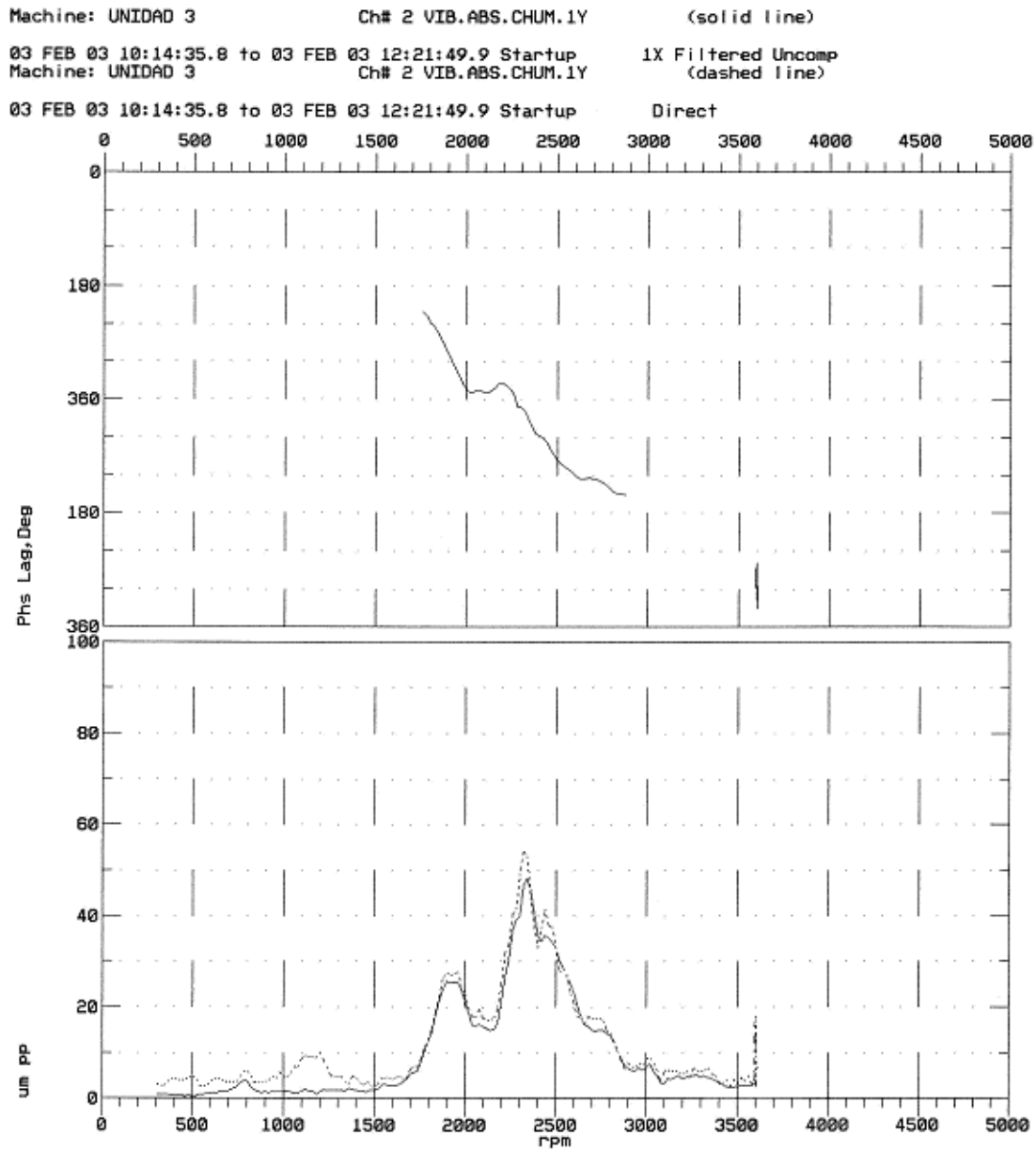




Figura 64. Diagrama de Bode de la chumacera 2, eje X

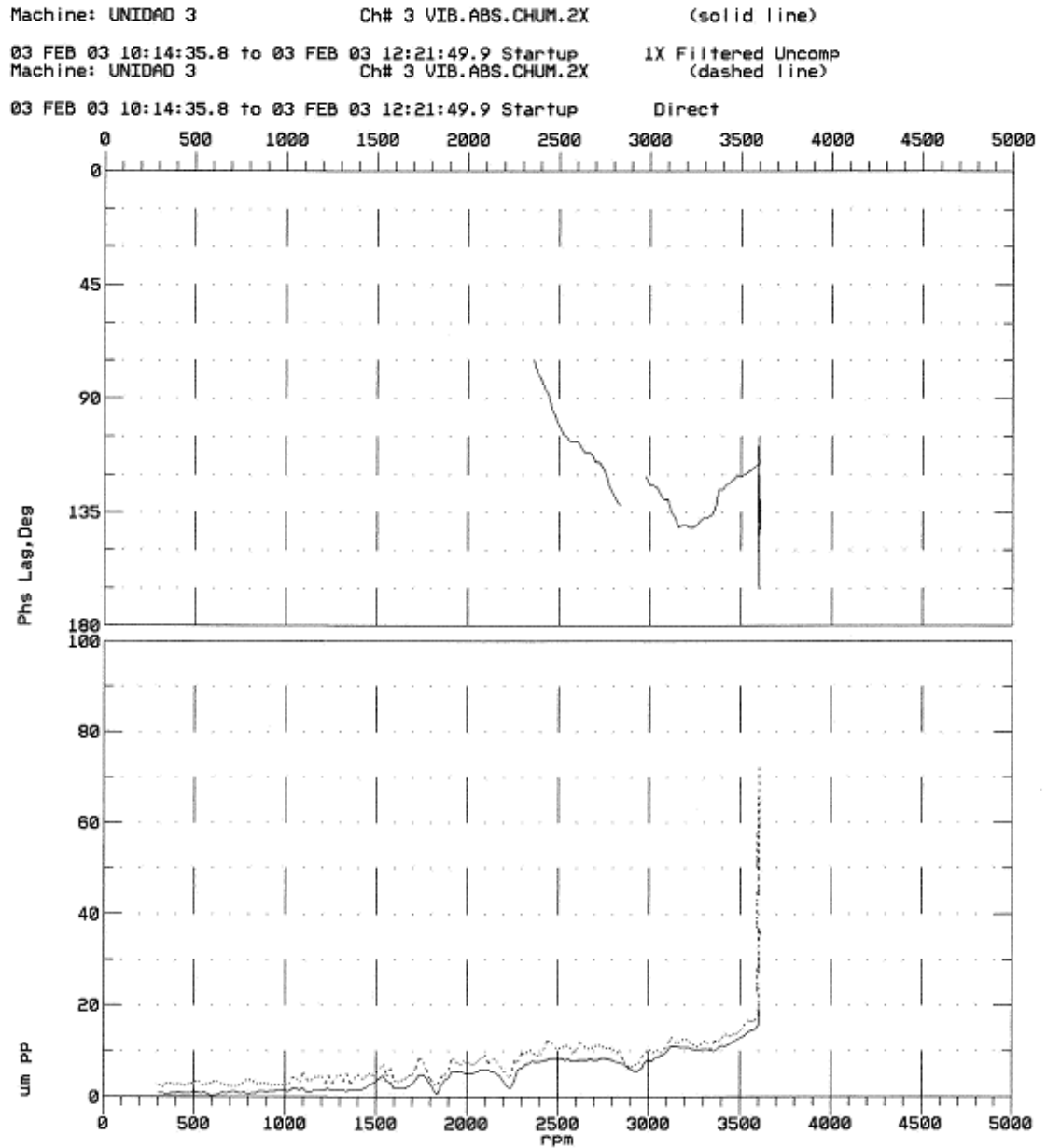


Figura 65. Diagrama de Bode de la chumacera 2, eje Y

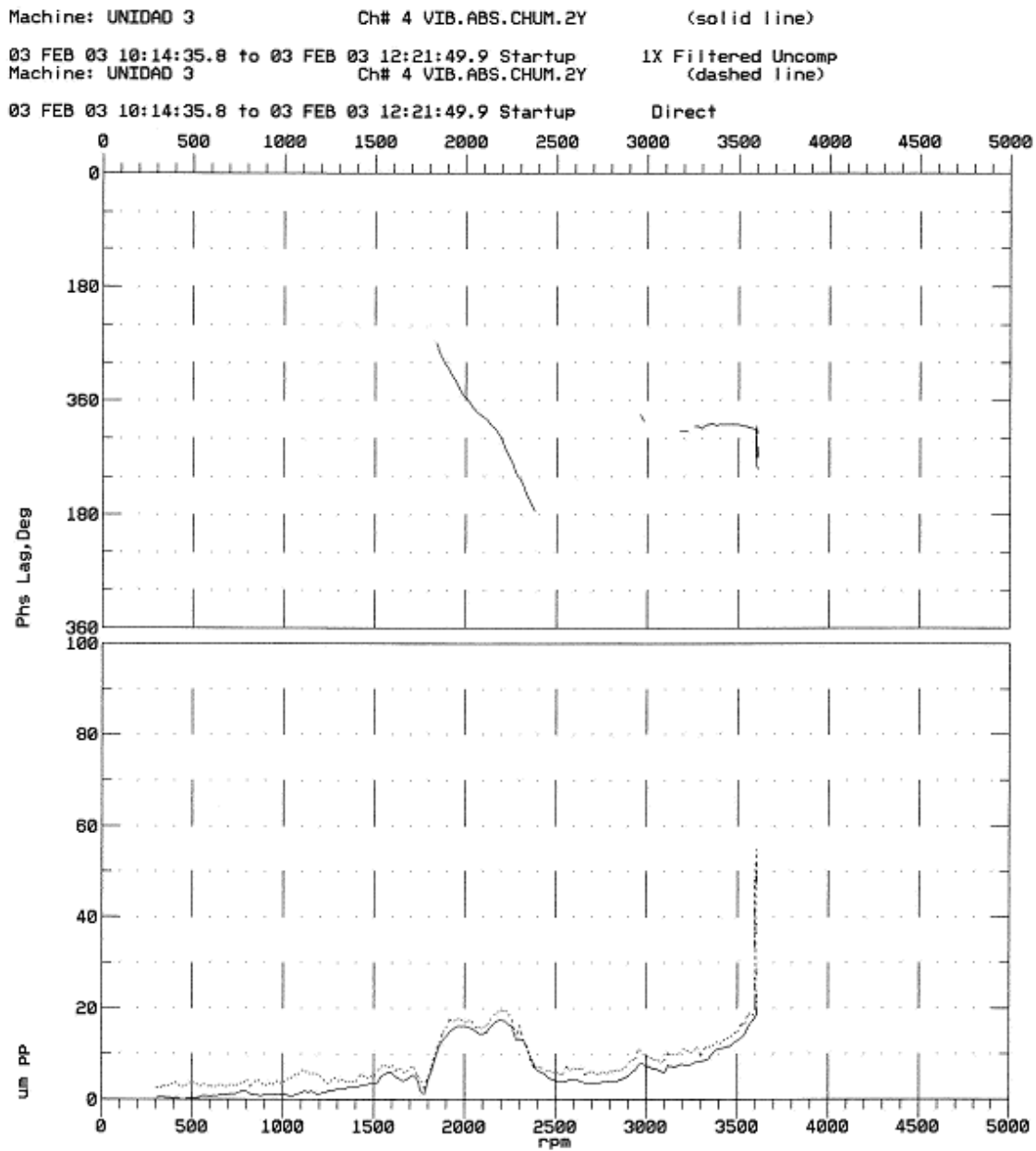


Figura 66. Diagrama de Bode de la chumacera 3, eje X

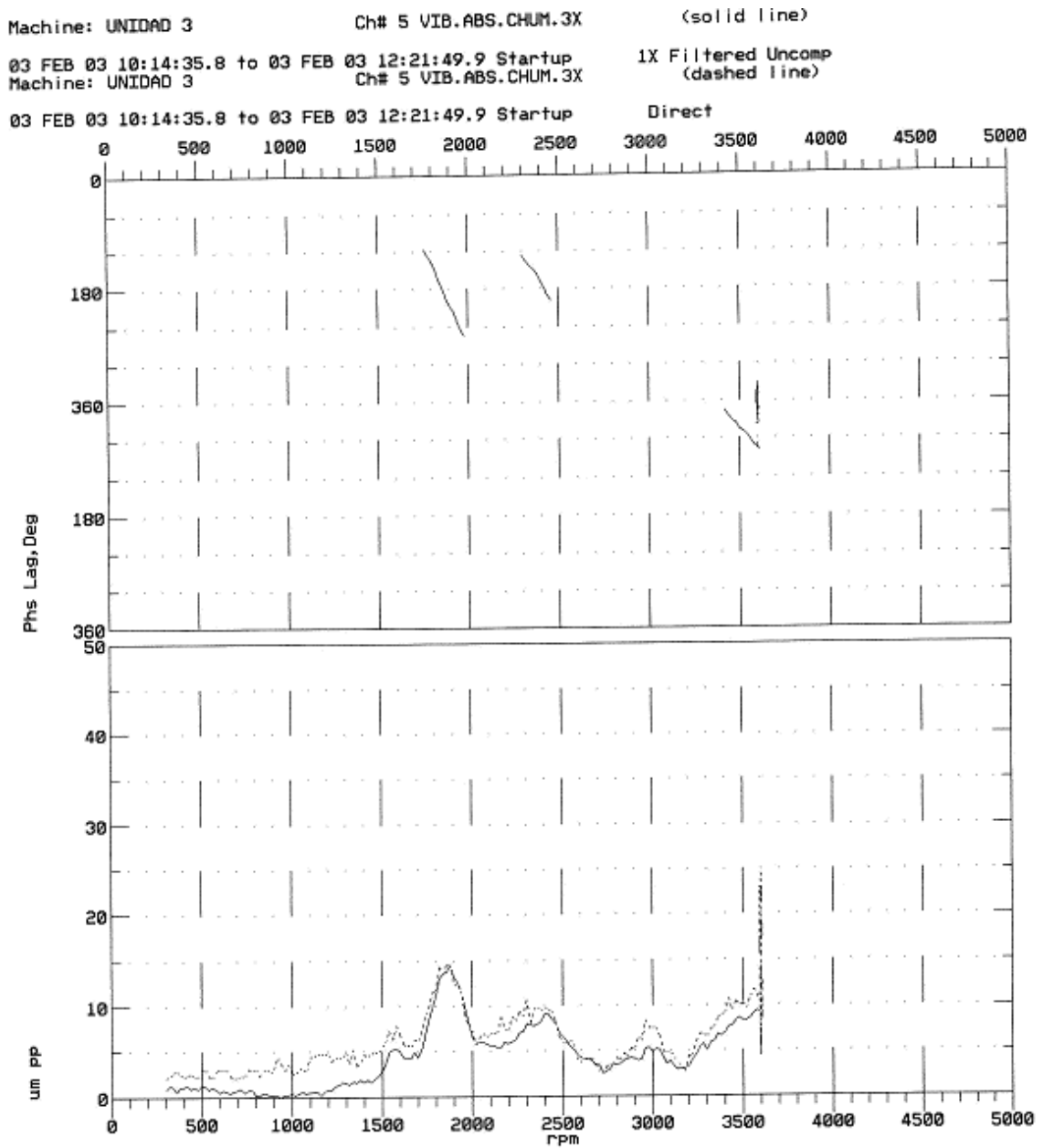


Figura 67. Diagrama de Bode de la chumacera 3, eje Y

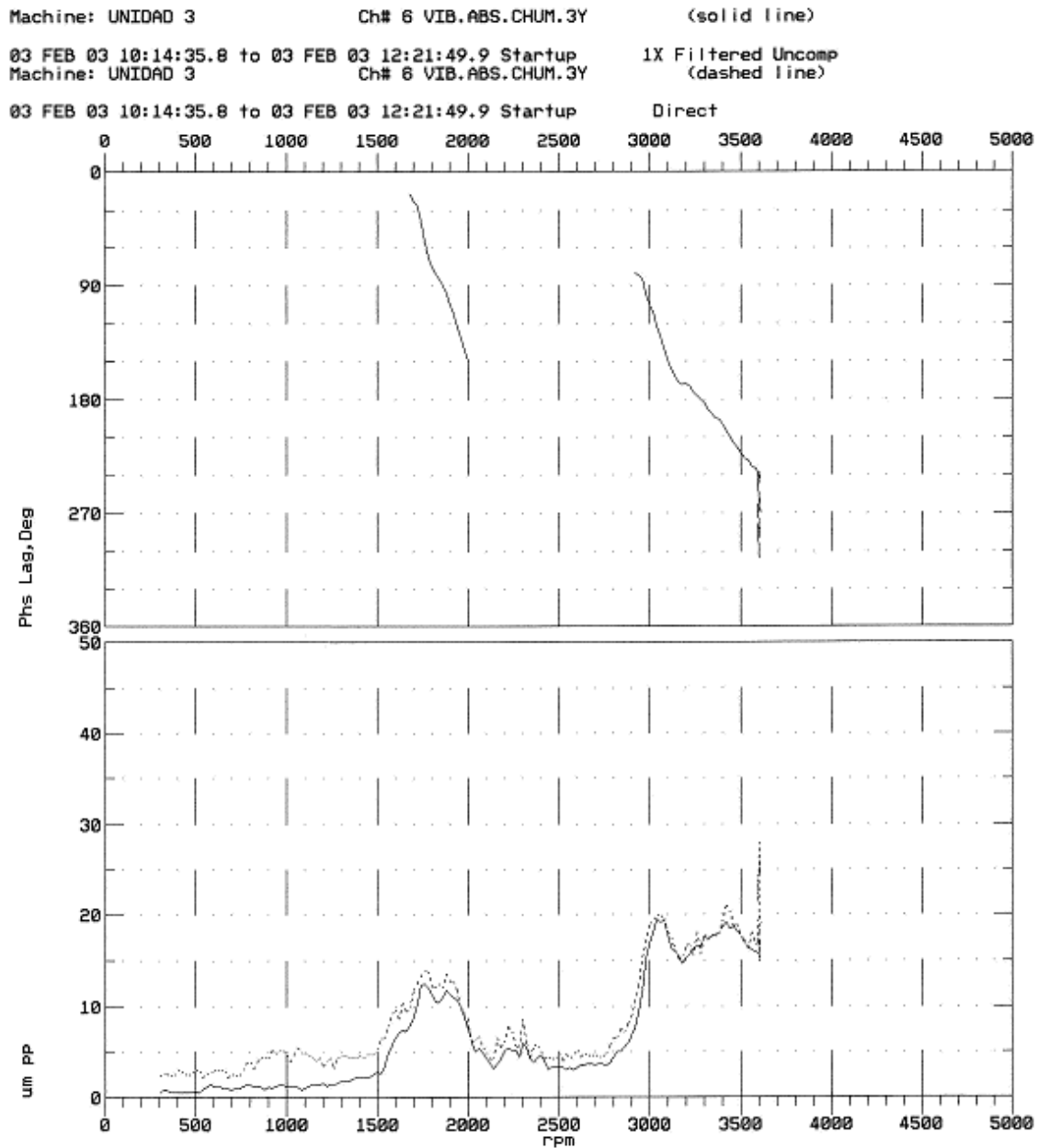


Figura 68. Diagrama de Bode de la chumacera 4, eje X

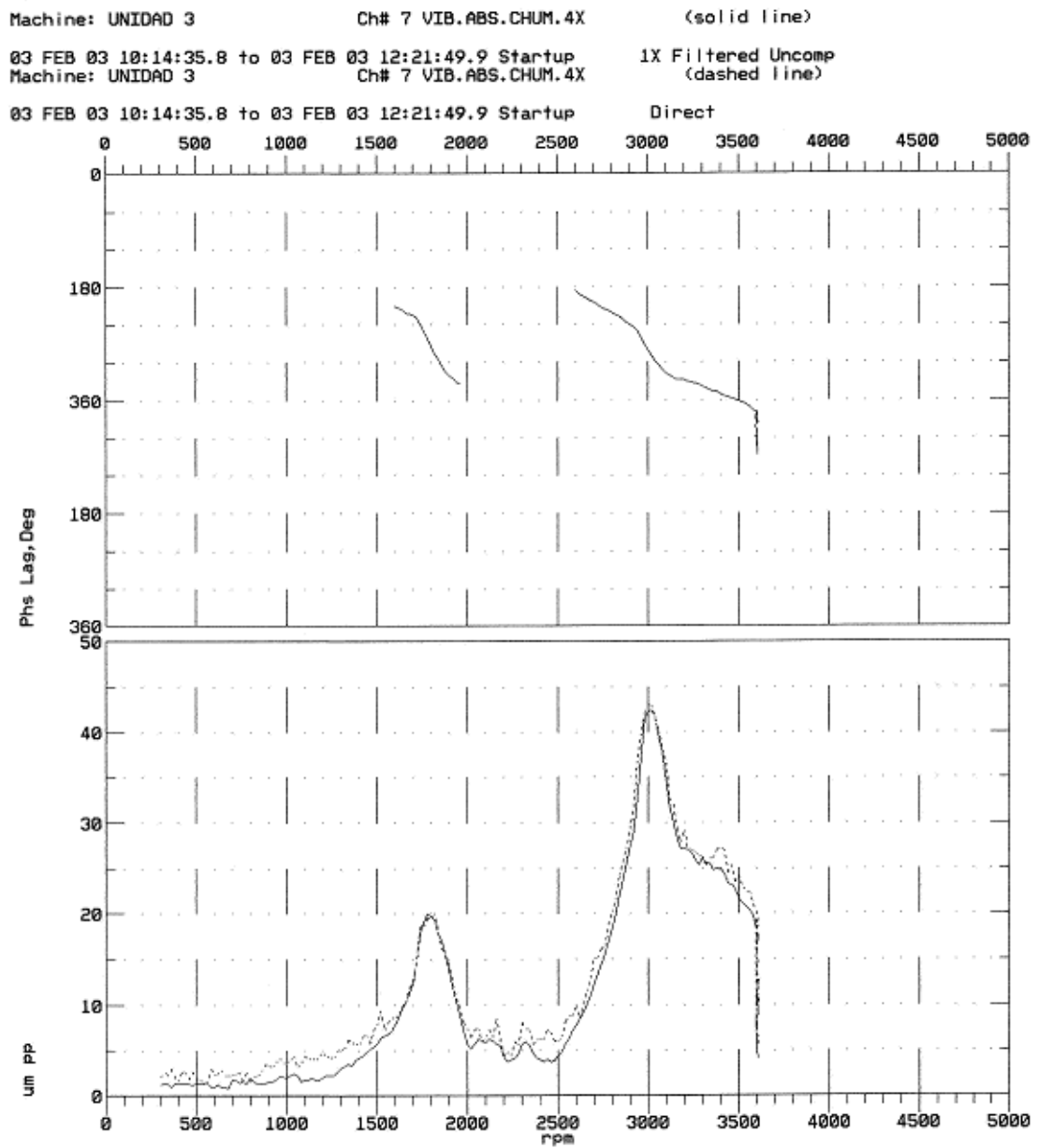


Figura 69. Diagrama de Bode de la chumacera 4, eje Y

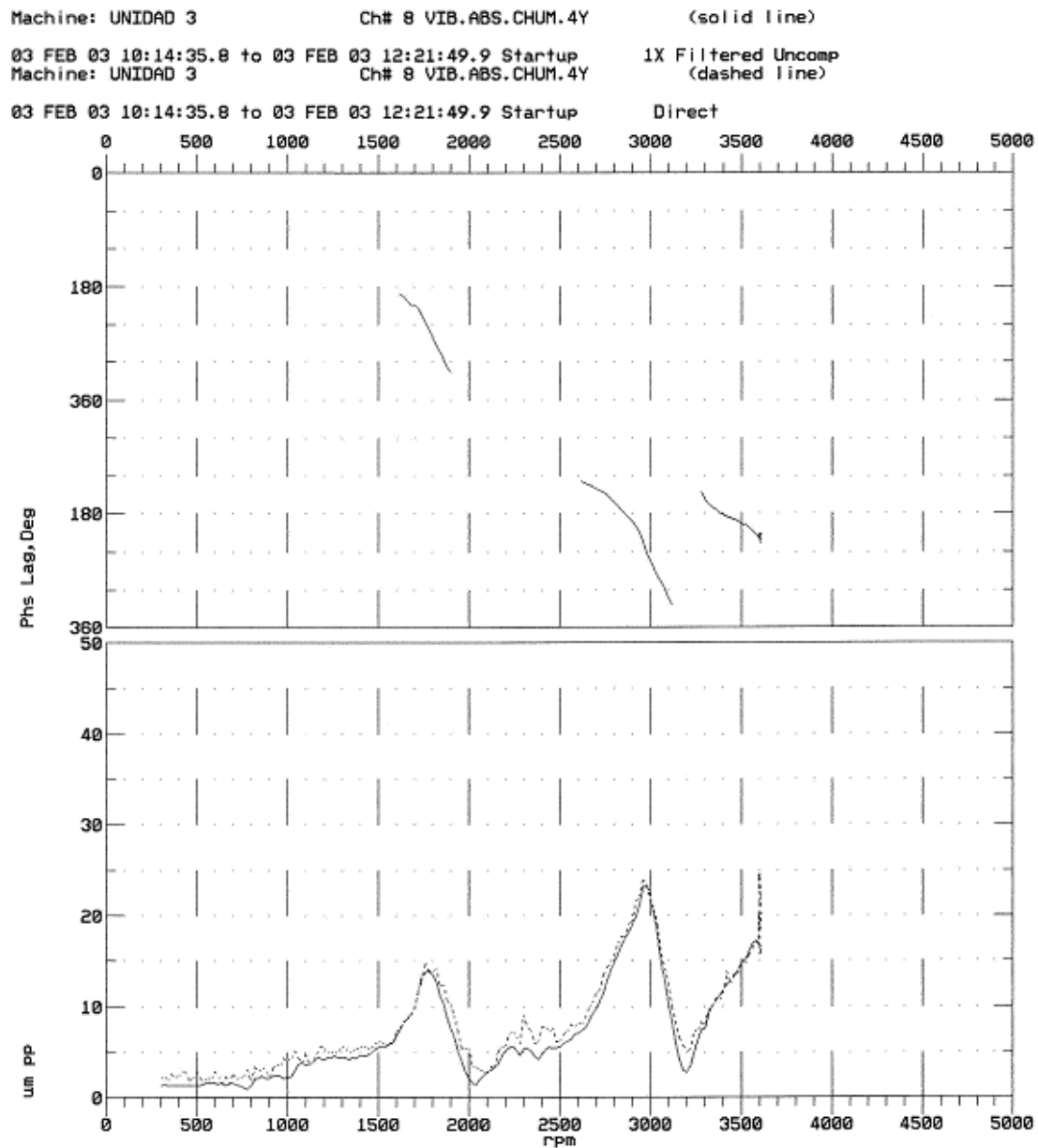
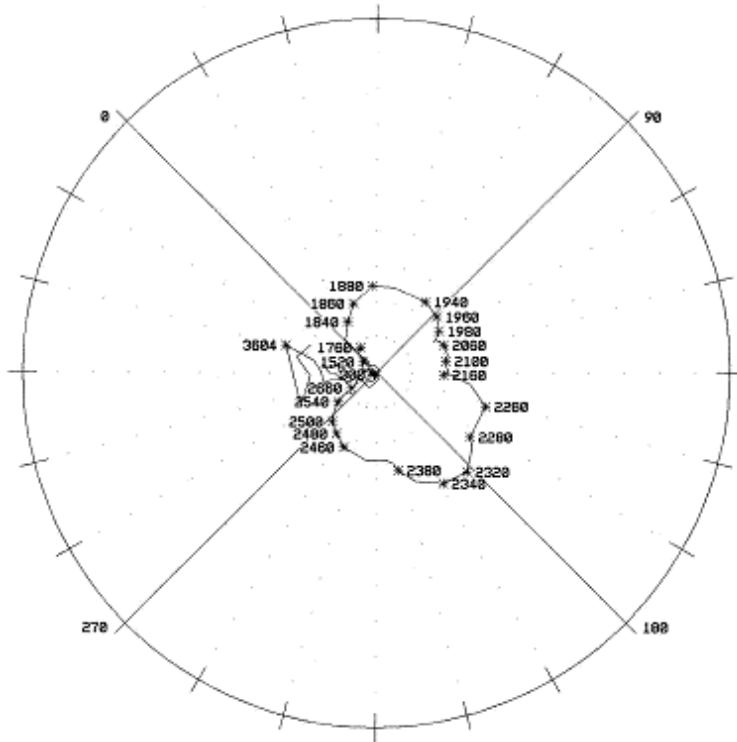
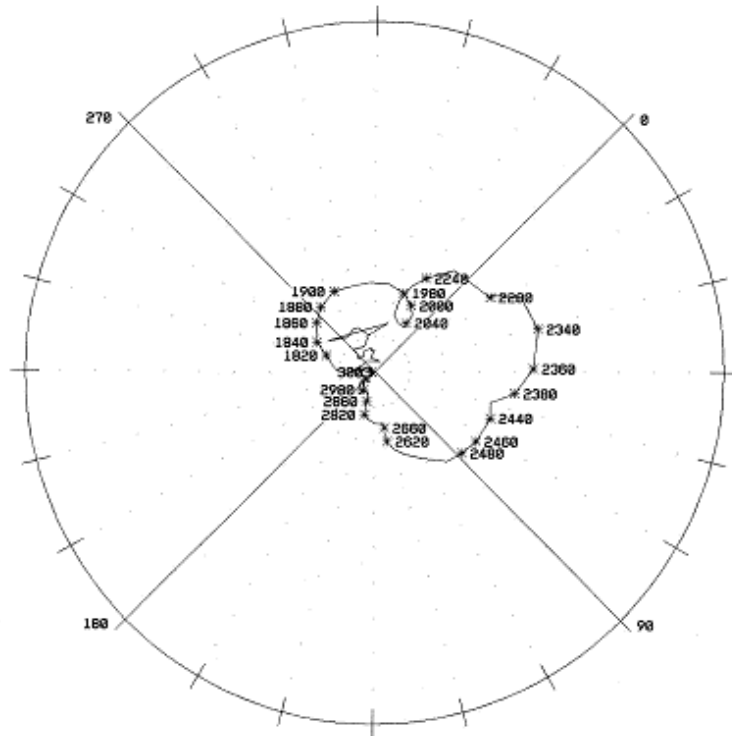


Figura 70. Diagrama polar de la chumacera 1, (a) X, (b) Y



(a)



(b)

Figura 71. Diagrama polar de la chumacera 2, (a) X, (b) Y

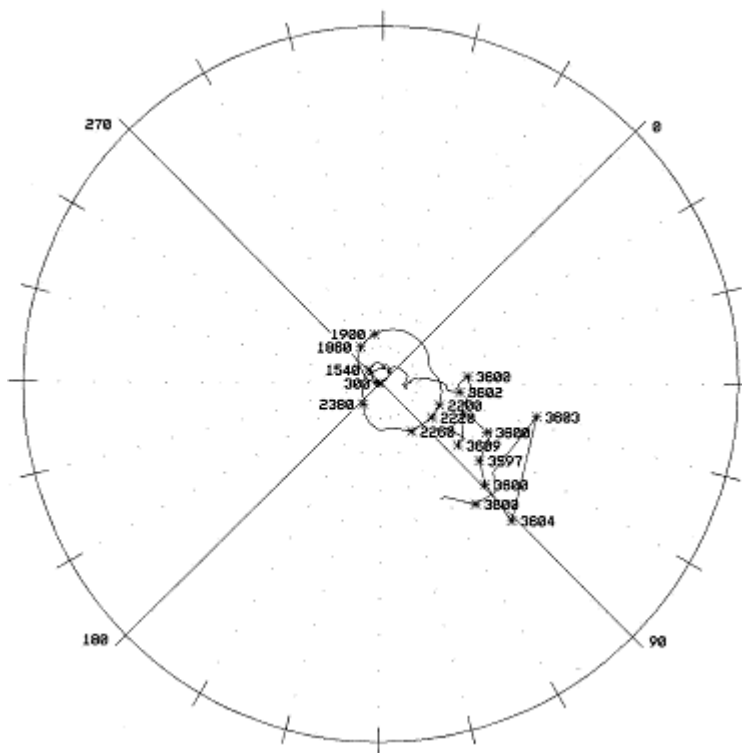
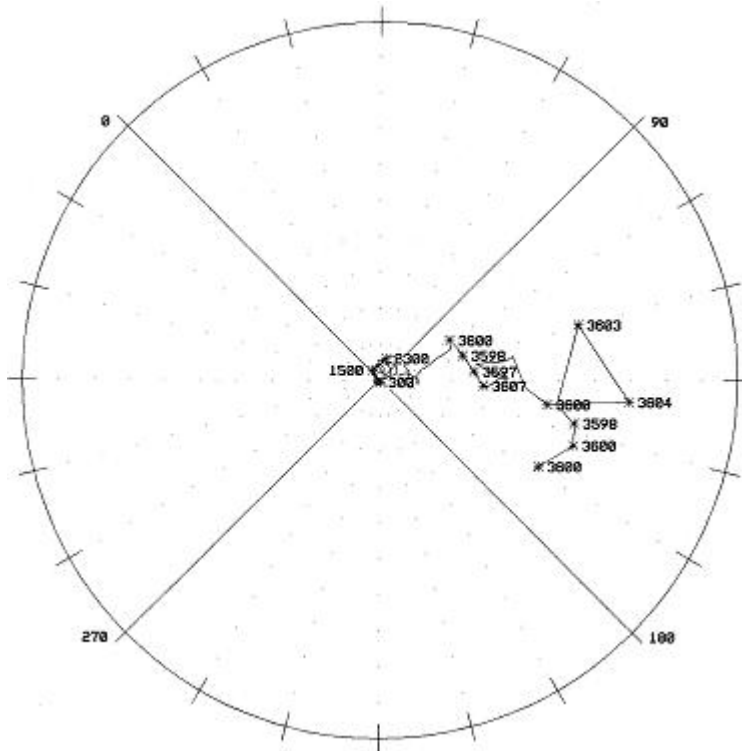
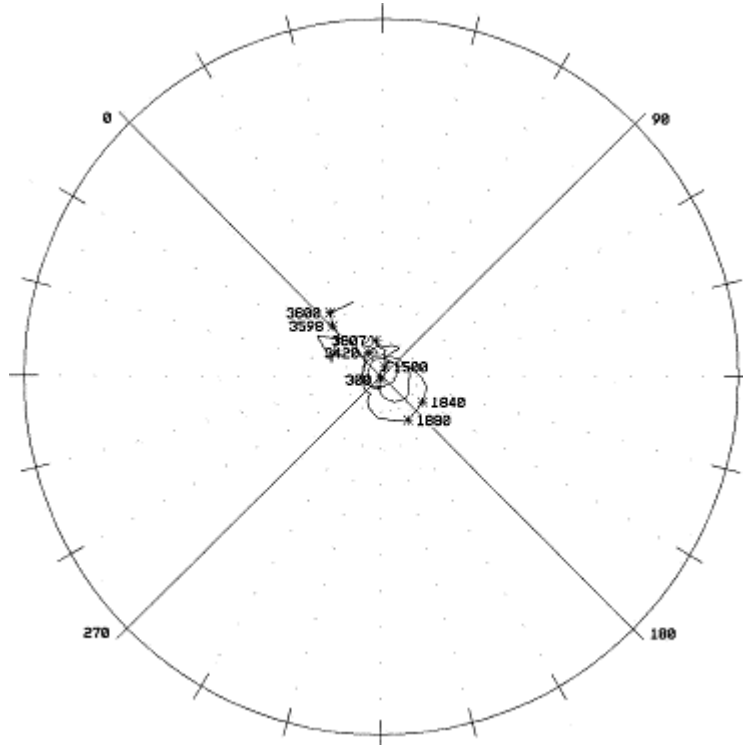
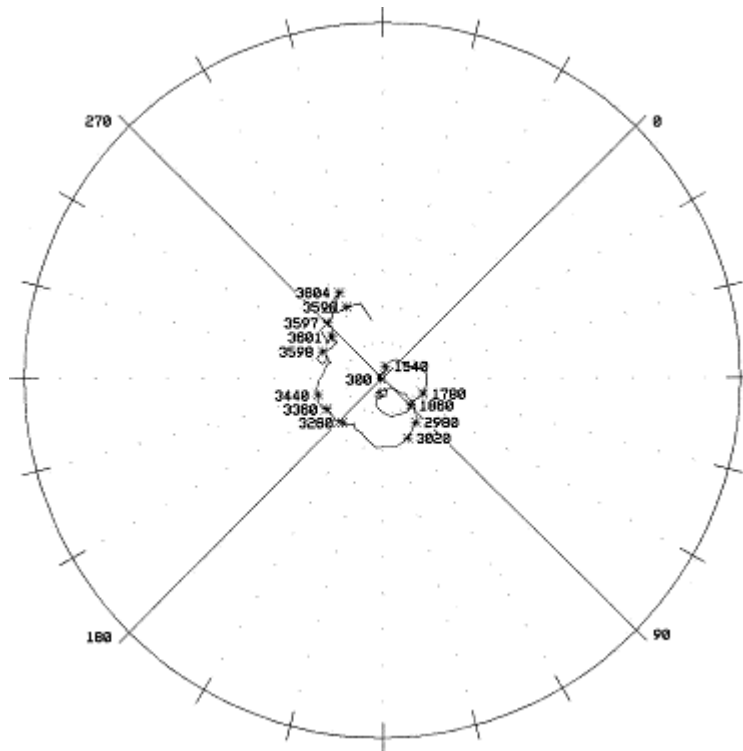




Figura 72. Diagrama polar de la chumacera 3, (a) X, (b) Y

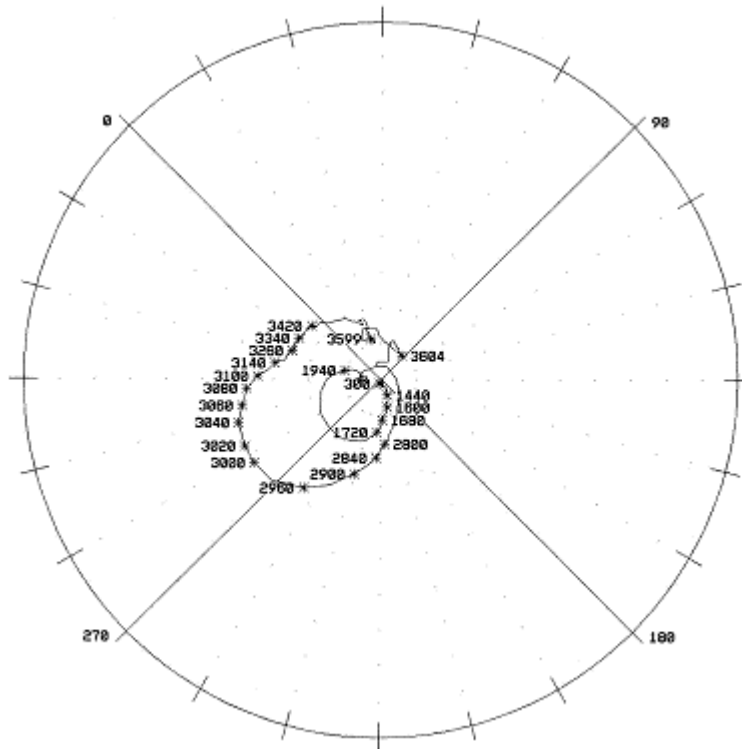


(a)

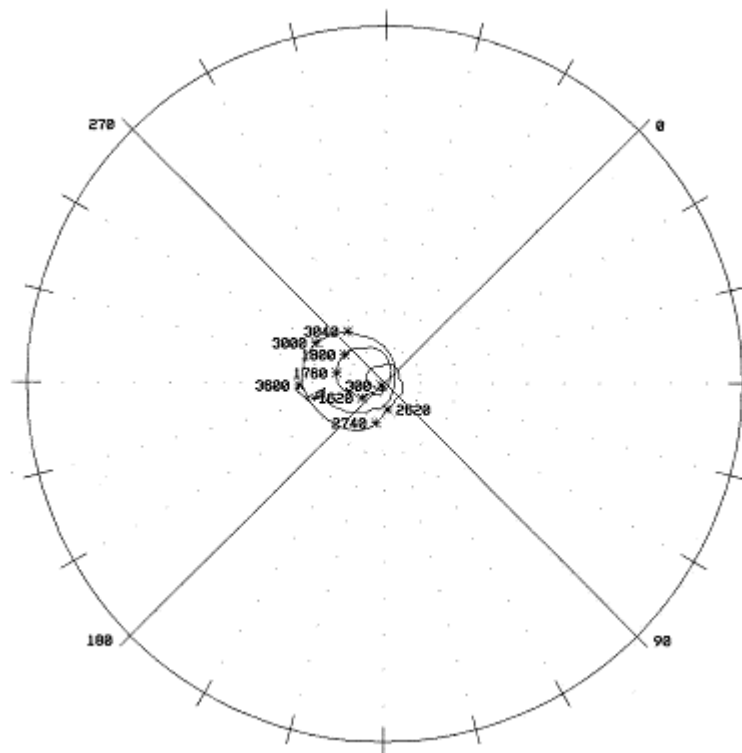


(b)

Figura 73. Diagrama polar de la chumacera 4, (a) X, (b) Y



(a)



(b)

Con toda la información proporcionada por las gráficas y utilizando los criterios descritos en el capítulo 4, se obtienen las siguientes conclusiones:

- Observando los diagramas de cascada para todas las chumaceras se nota que la única frecuencia en la se producen vibraciones es 1X, lo cual indica una alta probabilidad de desbalance. No se descarta un posible desalineamiento o incluso la excentricidad muñón rodamiento, ya que estas se manifiestan también en la frecuencia 1X, aunque en menor porcentaje.
- Los diagramas de bode y polar no son muy concluyentes, aunque apoyan en parte la suposición de desbalance.
- Las órbitas para la chumacera 1 y 2 se ven bastante normales, sin embargo en la chumacera 3 se observa un comportamiento de leve desbalance, la órbita de la chumacera 4 muestra en cambio un comportamiento más parecido al desalineamiento.

Con base en lo anterior se hacen las siguientes recomendaciones:

- Aunque el turbogenerador se encuentra operando con cierto grado de alarma, la misma aun es suficientemente baja como para programar un mantenimiento a mediano plazo, siempre y cuando se continúe monitoreando periódicamente las vibraciones en busca de cambios significativos.
- Se recomienda la revisión de todas las chumaceras y verificación de la alineación de la máquina, posterior a esto se recomienda el balanceo dinámico de la misma.



## **6. MANTENIMIENTO REALIZADO AL TURBOGENERADOR**

En base a los resultados del diagnóstico de las posibles causas que originan la vibración, se decide que el turbogenerador puede seguir operando hasta su parada por mantenimiento programada anualmente y continuar monitorizando periódicamente sus vibraciones.

### **6.1 Planificación del mantenimiento**

Para realizar en mantenimiento trabajaran dos mecánicos y un ayudante todos con experiencia en la operación y mantenimiento del turbogenerador. El tiempo disponible para realizar los trabajos es de 120 horas.

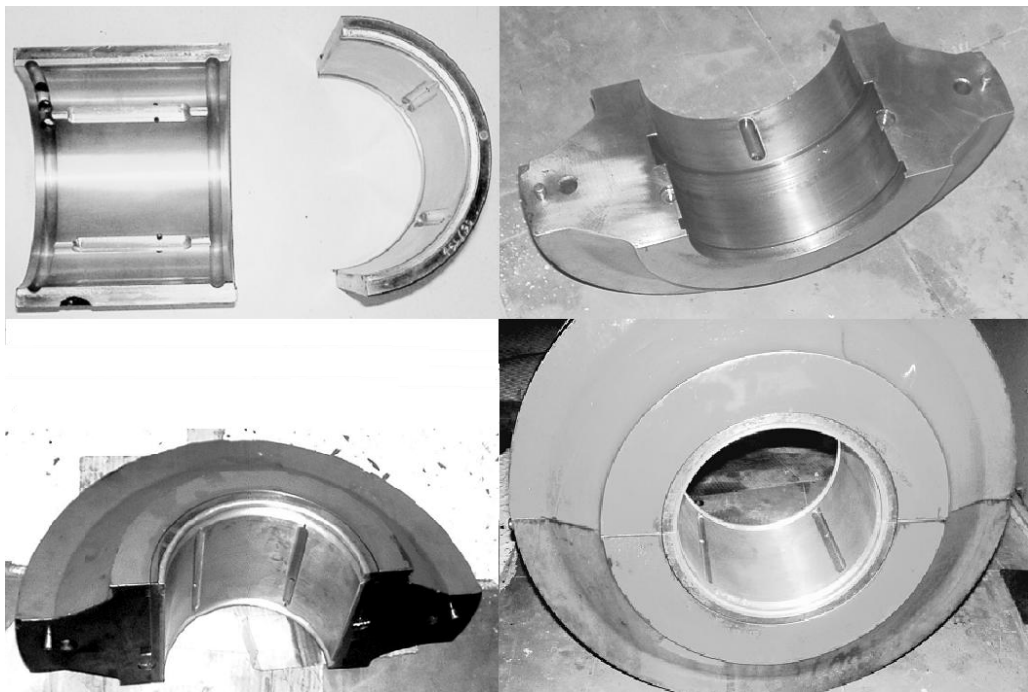
#### **6.1.1 Descripción de actividades**

- Evacuación, filtrado y centrifugado del lubricante.
- Limpieza de todo el sistema de lubricación, incluyendo depósitos, filtros e intercambiadores de calor.
- Revisión de bombas de lubricación y válvulas reguladoras.
- Desarme de parte frontal, incluyendo revisión del sistema de control y gobernadores.
- Desarmar, revisar y calibrar todas las chumaceras del turbogenerador.
- Revisión de alineamiento del turbogenerador.
- Desarmar y revisar los sellos de hidrógeno de generador.
- Limpieza interna del generador
- Instalar y armar de nuevo todas las partes de turbogenerador, según las calibraciones adecuadas para la operación.

### 6.1.2 Recursos disponibles

- Equipo para filtrado y centrifugado de aceite.
- Repuestos necesarios para las bombas de lubricación y válvulas reguladoras
- Tejas de repuesto para cada una de las chumaceras (en la figura 74 se muestra un chumacera y sus diferentes componentes)
- Un juego completo de sellos de aceite e hidrógeno.
- Materiales varios utilizados para el ajuste de chumaceras
- Materiales y equipo de limpieza
- Instrumentos de medición, principalmente micrómetros de interiores y exteriores, comparadores de carátula, etc., como los que se muestran el figura 75.

**Figura 74. Diferentes partes de una chumacera de carga**



**Figura 75. Comparadores de carátula, micrómetros de exteriores e interiores**

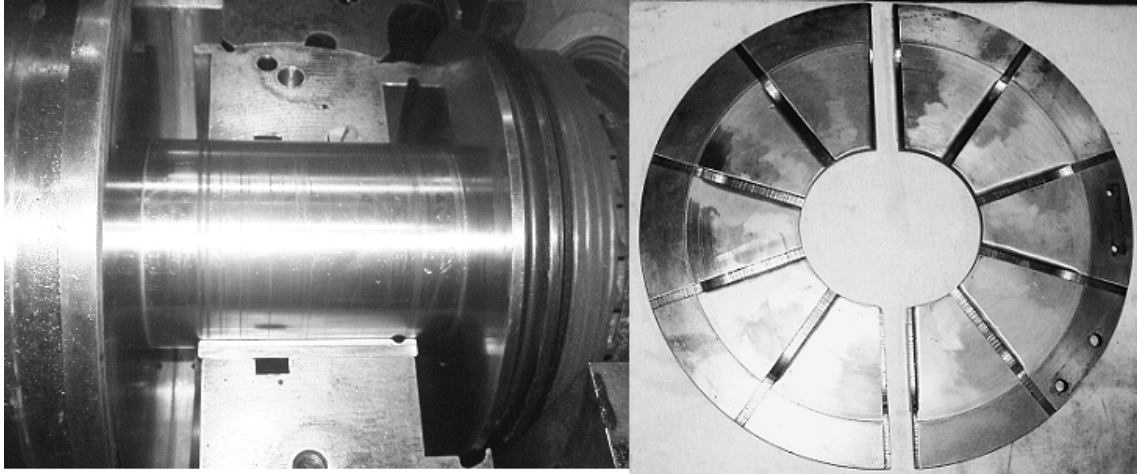


## **6.2 Reporte de actividades realizadas**

Una vez parada la unidad y con el debido tiempo de enfriamiento de la turbina, se procede a iniciar el mantenimiento empezando con el reacondicionamiento del lubricante, filtrándolo y centrifugándolo para eliminar la suciedad y agua presente en él. Todo el sistema de lubricación incluyendo tuberías, válvulas y bombas se encuentra en buen estado y se procede únicamente a cambiar retenedores de aceite a los cojinetes de las bombas auxiliares de lubricación.

Seguidamente se procede a desarmar y revisar el turbogenerador, se inicia en la parte frontal con el sistema del control y gobernador para acceder a la chumacera de carga No. 1 y a las chumaceras de empuje. Como se muestra en la figura 76 el estado de las mismas es bastante bueno.

**Figura 76. Chumacera de carga 1, muñón con discos de empuje y chumacera de empuje activa**



Cada una de las seis chumaceras del turbogenerador se desarma y es sometida a una revisión y calibración detallada para conocer su desgaste o cualquier condición anormal existente en las mismas y determinar de esta forma si cumple los requisitos necesarios para continuar en operación. Los resultados de la calibración de cada una de las chumaceras se presenta en las siguientes figuras.



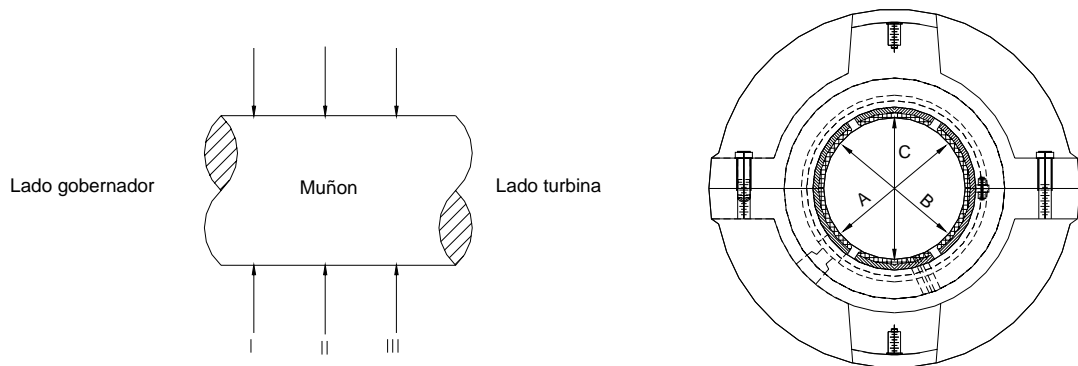
**Figura 77. Calibración de chumacera No.1**

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 1

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	126.7968
II	126.7841
III	126.8222



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado gobernador (I)		Centro (II)		Lado turbina (III)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	127.1016	0.3048	127.0635	0.2794	127.0508	0.2286	0.254
B	127.0508	0.2540	127.0635	0.2794	127.0762	0.2540	0.254
C	127.0508	0.2540	127.0635	0.2794	127.0635	0.2413	0.254

Observaciones: Esta chumacera esta un poco desgastada pero no se cambiara debido a que el desgaste desigual del muñón, contribuye a que en promedio la holgura de la chumacera aun esta dentro de lo permitido (0.2540 mm) para una chumacera de este tamaño.

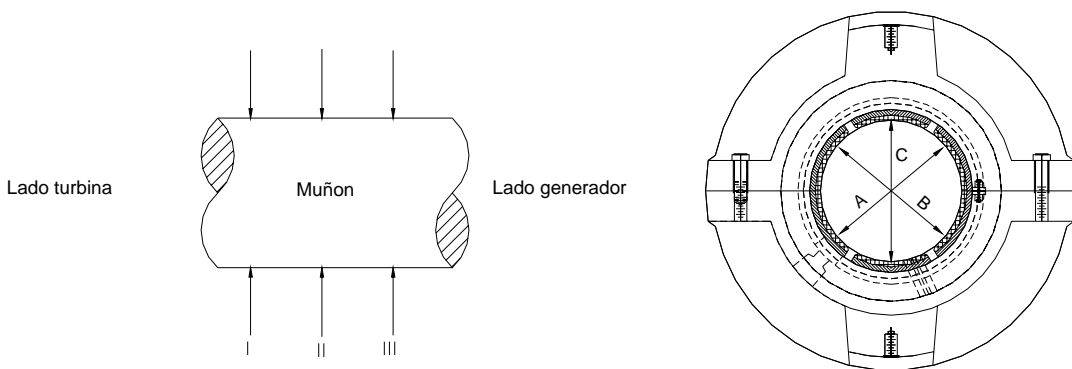
## Figura 78. Calibración de chumacera No.2

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 2

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	203.1746
II	203.1746
III	203.1746



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado turbina (I)		Centro (II)		Lado generador (III)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	203.4159	0.2413	203.3905	0.2159	203.4159	0.2413	0.310
B	203.4413	0.2667	203.4159	0.2413	203.4159	0.2413	0.310
C	203.4286	0.2540	203.4159	0.2413	203.3905	0.2159	0.310

Observaciones: Esta chumacera esta en bastante buen estado ya su holgura no sobrepasa los 0.31 mm.

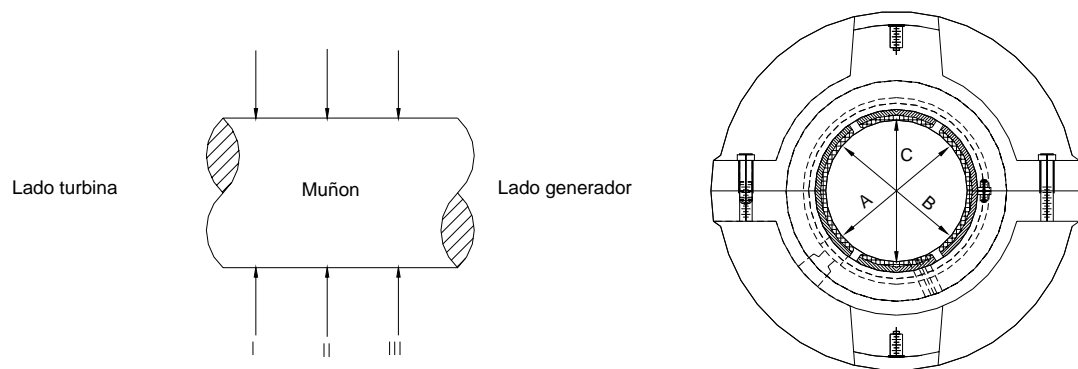
**Figura 79. Calibración de chumacera No.3**

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 3

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	203.1492
II	203.1492
III	203.1492



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado turbina (I)		Centro (II)		Lado generador (III)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	203.4413	0.2921	203.4286	0.2794	203.4286	0.2794	0.31
B	203.3778	0.2286	203.3778	0.2286	203.3651	0.2159	0.31
C	203.4413	0.2921	203.4413	0.2921	203.4540	0.3048	0.31

Observaciones: Esta chumacera esta en buen estado porque no sobrepasa el valor de 0.31 mm de holgura.

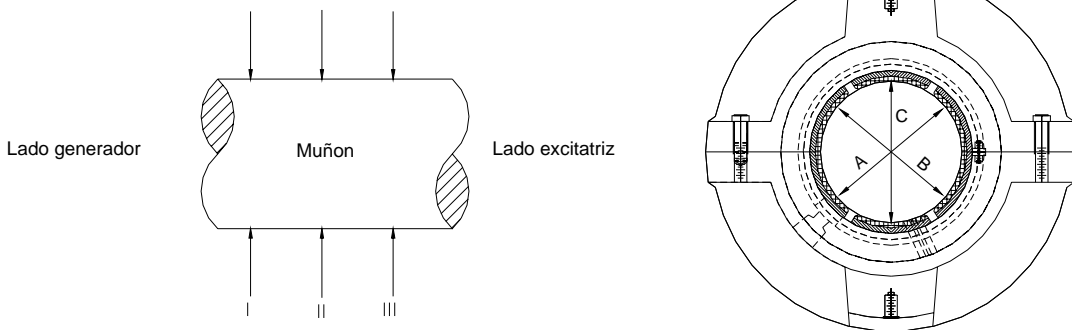
**Figura 80. Calibración de chumacera No.4**

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 4

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	203.1365
II	203.1492
III	203.1619



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado generador (I)		Centro (II)		Lado excitatriz (III)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	203.3270	0.1905	203.3270	0.1778	203.3905	0.2286	0.31
B	203.4286	0.2921	203.3778	0.2286	203.3778	0.2159	0.31
C	203.5556	0.4191	203.5556	0.4064	203.5556	0.3937	0.31

Observaciones: Esta chumacera será reemplazada por una nueva ya que su holgura sobre pasa el valor aceptable de 0.31 mm a lo largo de todo el muñón.

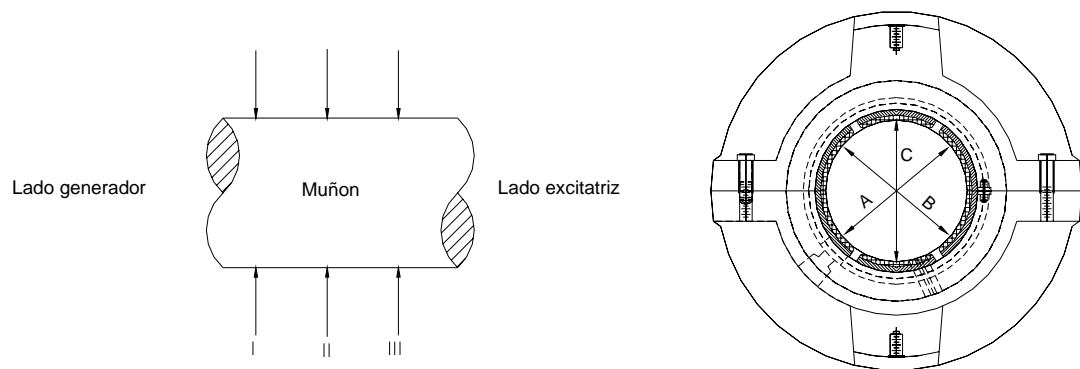
**Figura 81. Calibración de chumacera No.4 (nueva)**

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 4

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	203.1365
II	203.1492
III	203.1619



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado generador (I)		Centro (II)		Lado excitatriz (III)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	203.4286	0.2921	203.3524	0.2032	203.3270	0.1651	0.31
B	203.3524	0.2159	203.4286	0.2794	203.4540	0.2921	0.31
C	203.4286	0.2921	203.4286	0.2794	203.4540	0.2921	0.31

Observaciones: Estas son las medidas de la chumacera nueva que se instalara lugar de la que esta muy desgastada.

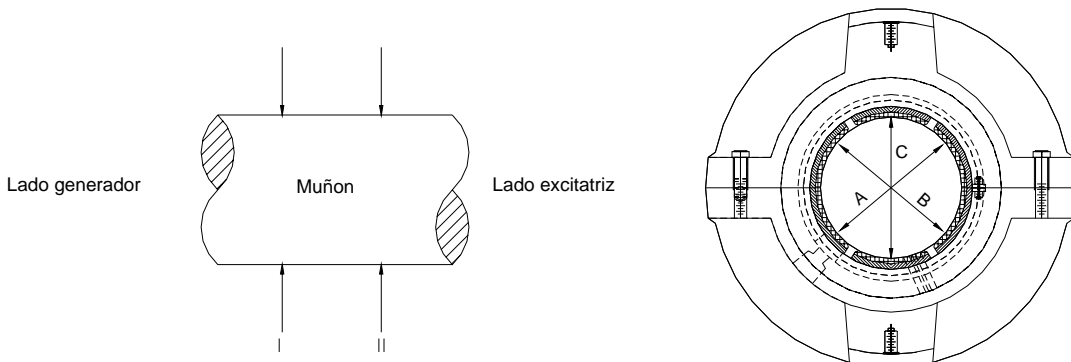
## Figura 82. Calibración de chumacera No.5

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 5

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	82.5246
II	82.5246



Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado generador (I)		Lado excitatriz (II)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	82.6516	0.1270	82.6643	0.1397	0.18
B	82.6643	0.1397	82.7024	0.1778	0.18
C	82.7151	0.1905	82.7024	0.1778	0.18

Observaciones: En esta chumacera se tiene un poco de desgaste pero no se cambiara, debido aun esta dentro del rango de operación permitido (0.18 mm) para este tamaño de chumaceras.

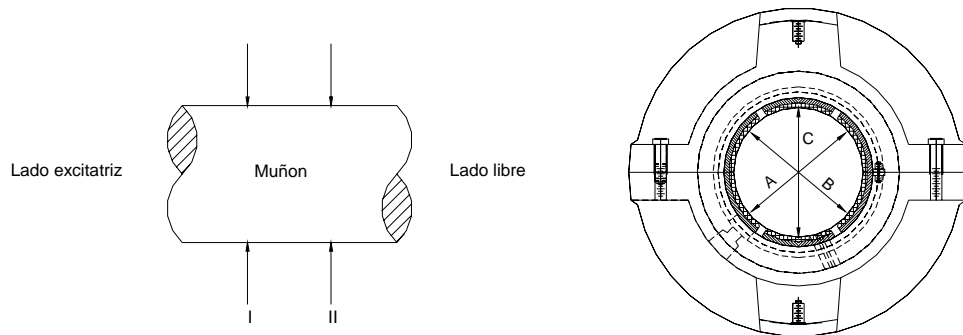
**Figura 83. Calibración de chumacera No.6**

Turbogenerador #: 3

Chumacera #: 6

Diámetro externo del muñón en milímetros:

	Diámetro externo
I	82.5246
II	82.5246



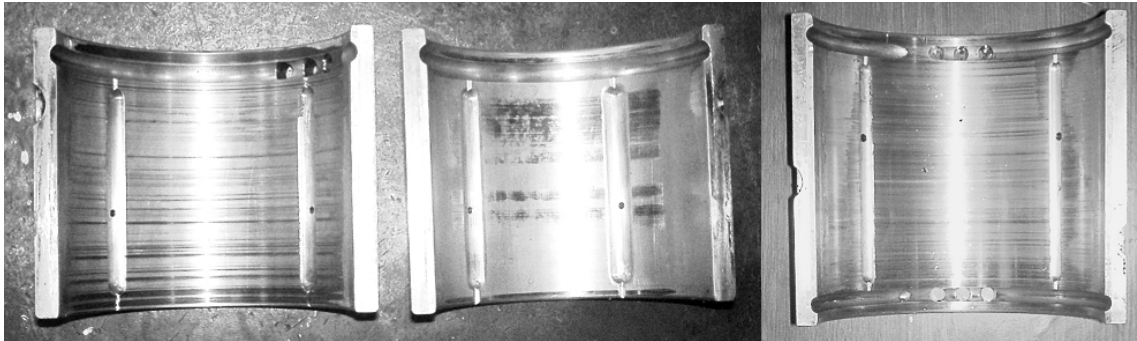
Diámetro interno de la chumacera en milímetros:

	Lado excitatriz (I)		Lado libre (II)		Holgura máxima
	Medida	Holgura	Medida	Holgura	
A	82.6670	0.1424	82.6643	0.1397	0.18
B	82.6643	0.1397	82.6670	0.1424	0.18
C	82.6670	0.1424	82.6643	0.1397	0.18

Observaciones: Esta chumacera esta en buen estado con una holgura dentro de lo permitido (0.18 mm).

En resumen podemos mencionar que ha excepción de la chumacera 4 que fue remplazada por una nueva debido a presentar demasiada holgura, todas las chumaceras están con un estado aceptable para la operación por lo que se procede a limpiarlas y colocarlas de nuevo. En la figura 84 se muestran varias tejas con desgaste.

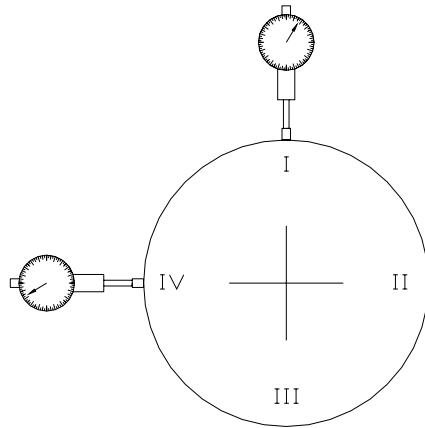
**Figura 84. Tejas de chumacera con diferentes grados de desgaste**



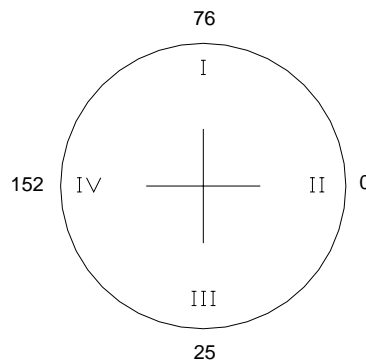
A continuación se procede a revisar el alineamiento del turbogenerador, el cual utiliza un acople rígido para la transmisión de potencia de la turbina al generador. Por lo tanto el valor máximo de desalineamiento permisible para 3600 rpm es de 50  $\mu\text{m}$ , como se menciona en el capítulo 4. Para medir el desalineamiento se utilizaron comparadores de carátula ubicados en la chumacera 4 tal y como se muestra en la siguiente figura.



**Figura 85. Ubicación de los comparadores en el muñón para medir el desalineamiento**

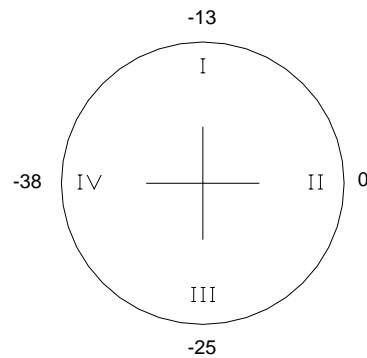


**Figura 86. Valores iniciales de alineamiento del turbogenerador**



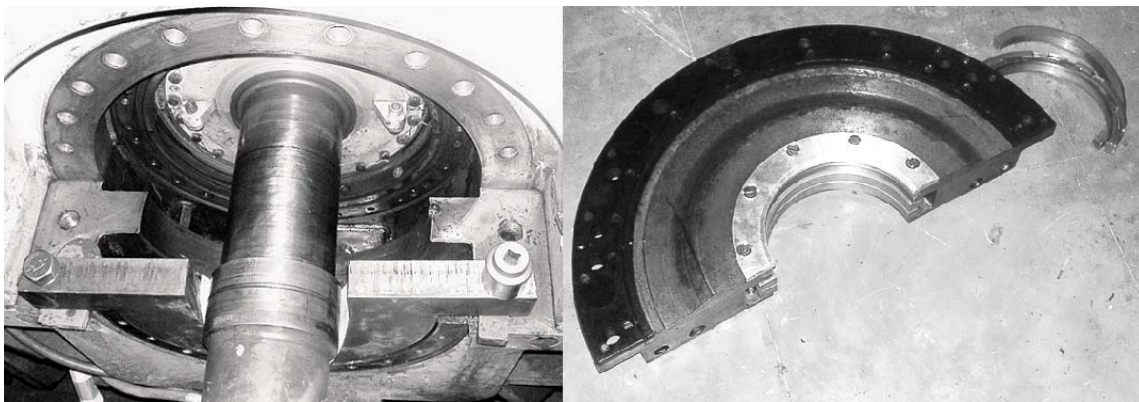
Como se puede observar en la figura anterior existe un desalineamiento mayor a  $50 \mu\text{m}$ , por lo que se procede a corregir esta situación obteniendo finalmente los valores siguientes:

**Figura 87. Valores finales de alineamiento en el turbogenerador**



Al revisar los sellos de hidrógeno del generador se encuentra que el sello que esta del lado de la chumacera 3 presenta desgaste por los que se procede a cambiarlo por uno nuevo.

**Figura 88. Sellos de hidrógeno del generador**



Finalmente se realiza la limpieza del generador y luego se procede a armar todas las partes revisadas del turbogenerador así como sus ajustes finales para dejarlo listo para operar.



## **7. ANÁLISIS DE VIBRACIONES POSTERIOR AL MANTENIMIENTO DEL TURBOGENERADOR**

Después de realizar el mantenimiento descrito en el capítulo anterior, se procede a monitorear de nuevo las vibraciones para conocer la condición de operación del turbogenerador y comprobar la efectividad de los trabajos realizados. Las mediciones se hicieron bajo las mismas condiciones de operación, instrumentos y ubicaciones descritas en el capítulo 5.

### **7.1 Resultados del análisis final de vibraciones**

Los resultados de la tabla VIII muestran una disminución significativa de las vibraciones en el turbogenerador. Se puede observar que la chumacera del lado de baja de la turbina, la cual se había identificado como la más crítica presenta una gran mejora en sus vibraciones, disminuyendo entre un 50 a 65%. Actualmente la mayor vibración del turbogenerador se sigue manifestando en la chumacera 2 en el eje x, sin embargo esta vibración esta ahora dentro el rango aceptable. Debido a esto la necesidad de balancear la máquina desaparece y se decide dejarla operando en estas condiciones.

**Tabla VIII. Comparativo de vibraciones en el turbogenerador**

Puntos de medición	Antes			Después		
	Amplitud filtrada ( $\mu\text{m}$ )	Ángulo de fase	Amplitud directa ( $\mu\text{m}$ )	Amplitud filtrada ( $\mu\text{m}$ )	Ángulo de fase	Amplitud directa ( $\mu\text{m}$ )
1x	20	337	22	9	23	10
1y	10	307	15	10	10	13
2x	50	165	52	25	166	26
2y	37	107	38	13	103	14
3x	22	24	24	12	69	13
3y	17	305	19	3	-	4
4x	4	-	6	14	322	14
4y	24	225	23	12	220	11
5x	3	-	4	3	-	4
5y	4	-	4	4	-	4
6x	4	-	4	11	122	11
6y	4	-	4	7	171	7

## 7.2 Diagnóstico del estado final del turbogenerador

Las figuras presentadas a continuación se agregan únicamente como una referencia, ya que por el estado de operación actual del turbogenerador no es necesario realizar otro diagnóstico.

**Figura 89. Diagrama de órbitas múltiples de la chumacera 2**

COMPANY : INGENIO PANTALEON  
PLANT : TURBOS CONDENSING  
JOB REFERENCE: MONITOREO DE UNIDAD  
MACHINE TRAIN: TURBOGENERADOR 3  
Machine: UNIDAD 3 Ch# 3 VIB.ABS.CHUM.2X 45 deg.  
Machine: UNIDAD 3 Ch# 4 VIB.ABS.CHUM.2Y 315 deg.  
29 MAR 04 09:17:13.5 to 29 MAR 04 09:30:46.5 Steady State Uncomp

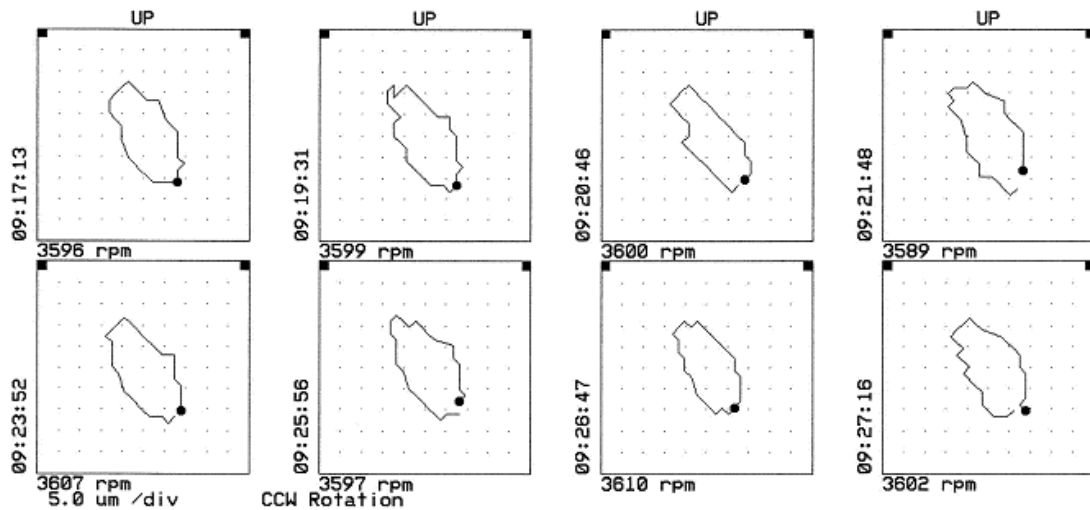
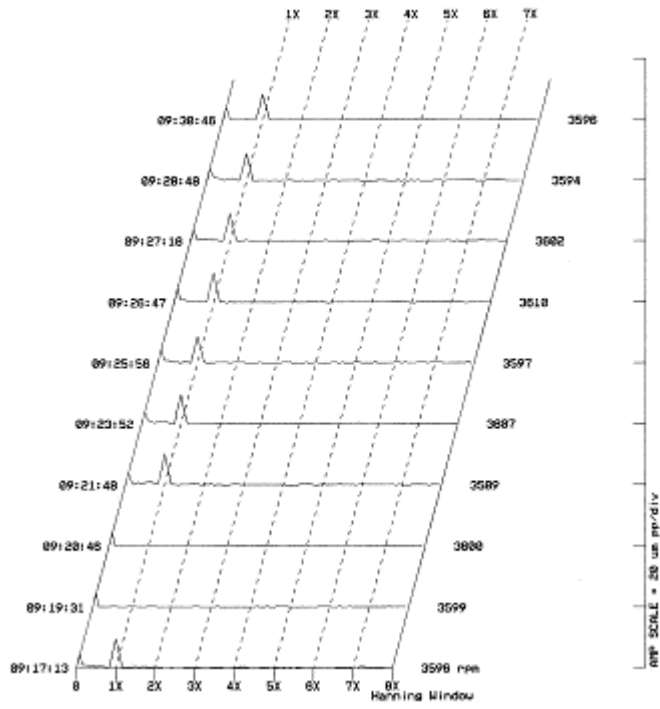
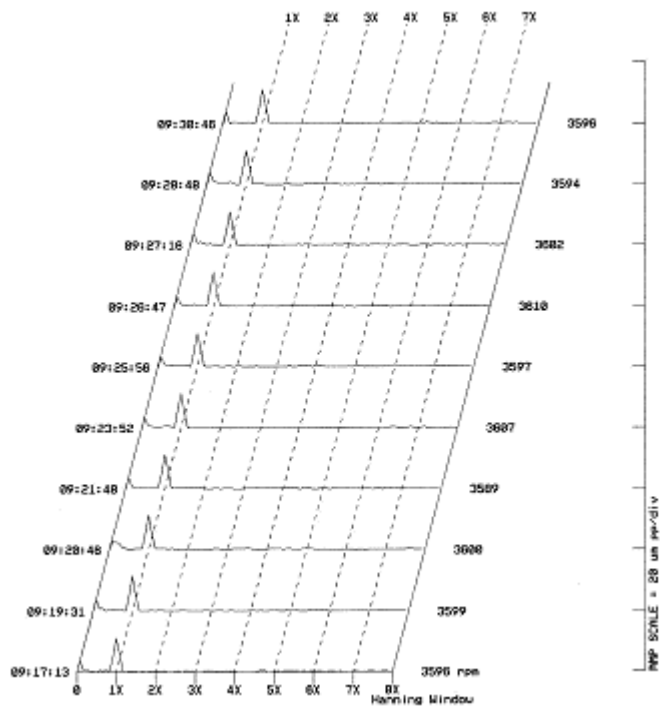


Figura 90. Diagrama de cascada de la chumacera 1 (a) X, (b) Y



(a)



(b)



Figura 91. Diagrama de cascada de la chumacera 2 (a) X, (b) Y

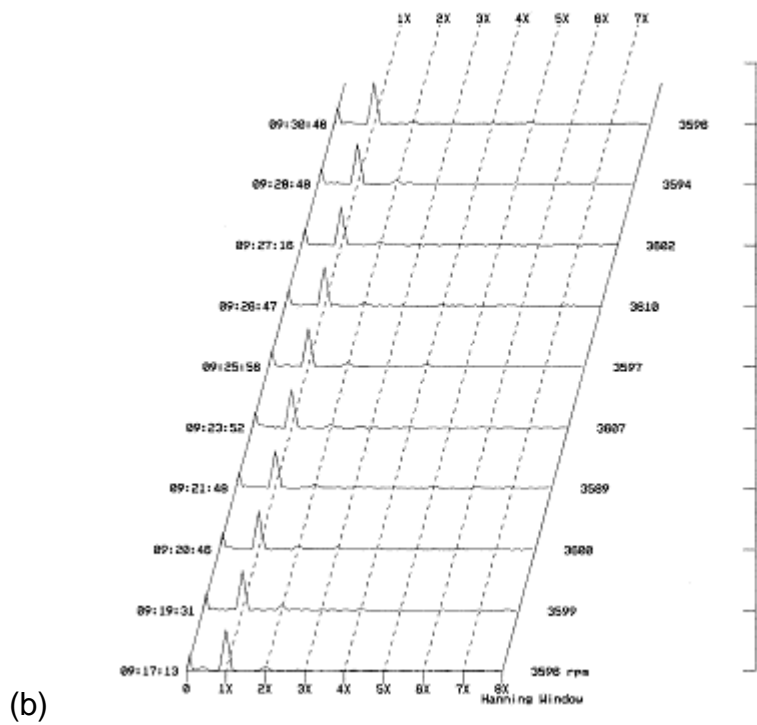
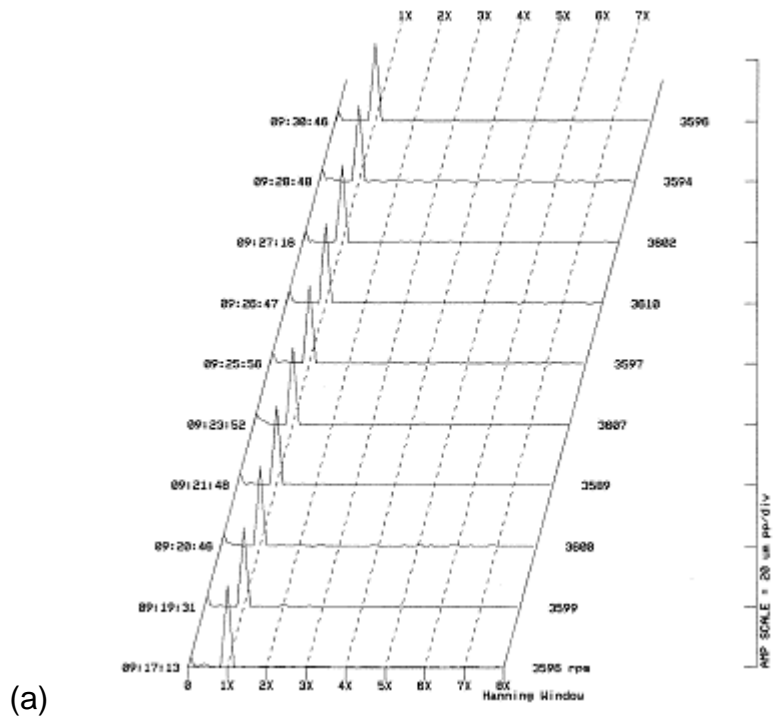


Figura 92. Diagrama de cascada de la chumacera 3 (a) X, (b) Y

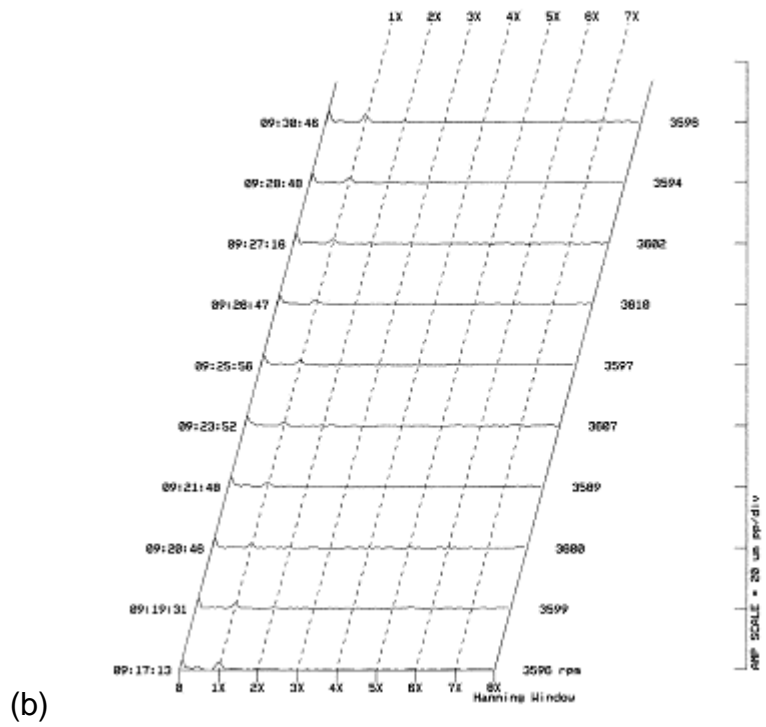
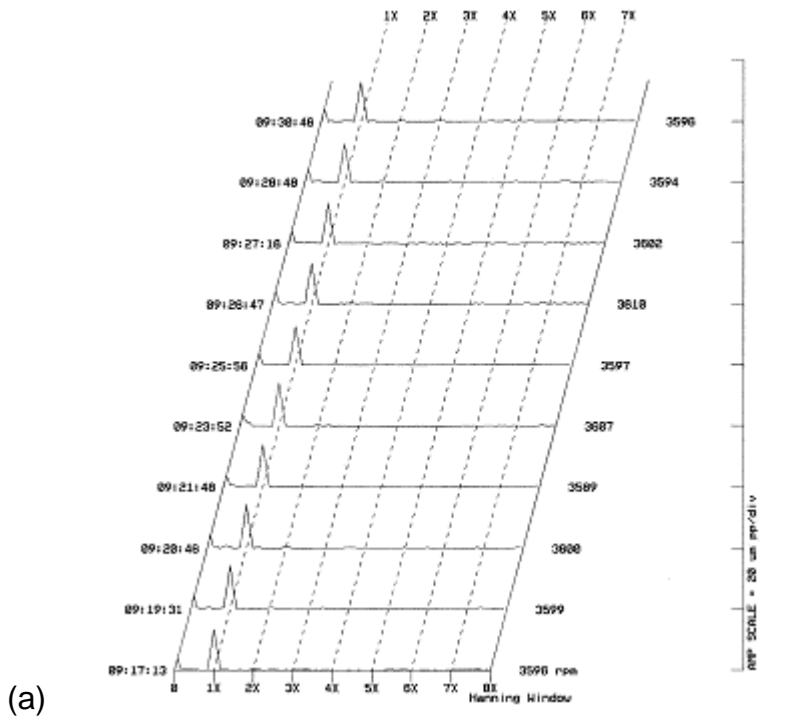
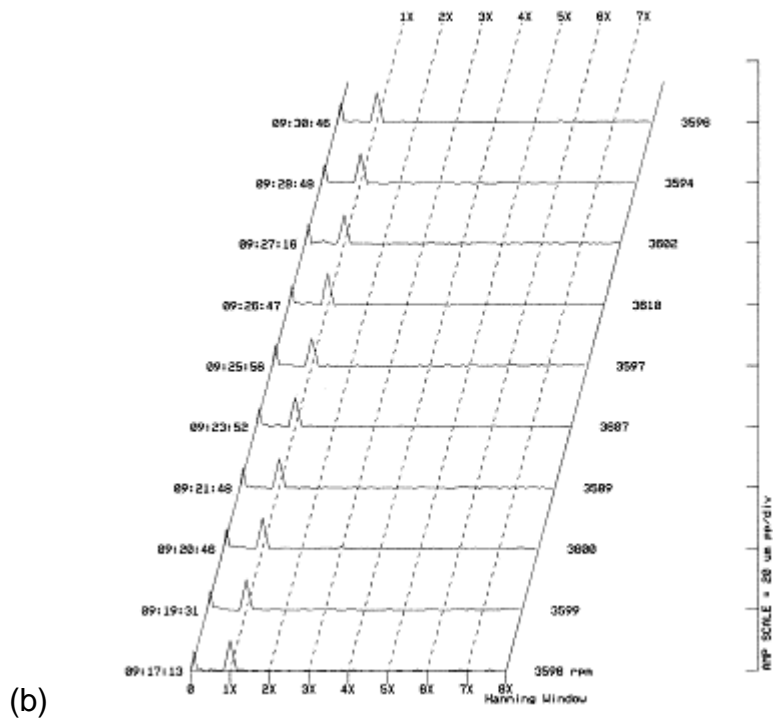
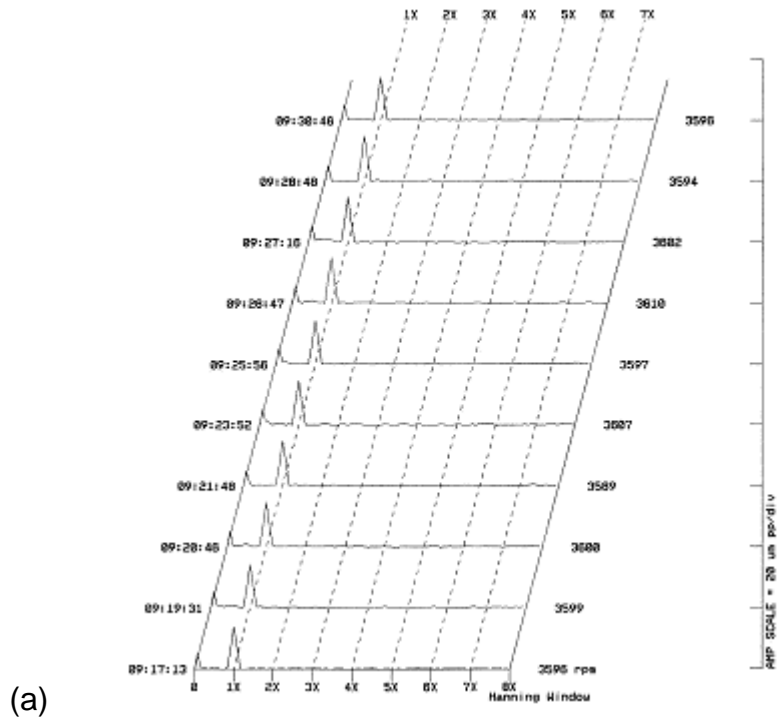


Figura 93. Diagrama de cascada de la chumacera 4 (a) X, (b) Y





## CONCLUSIONES

1. El turbogenerador estudiado es una máquina compleja, debido a la gran cantidad de accesorios y partes que posee con el fin de hacerla más eficiente y segura. Sin embargo, su principio de operación es muy sencillo, el cual es transformar la energía térmica del vapor de agua en energía mecánica por medio de la turbina y, luego, en energía eléctrica con la ayuda del generador.
2. El mantenimiento predictivo es el seguimiento del estado de una máquina durante su operación, mediante la captación de ciertas señales que sufren una modificación de su magnitud, dependiendo del tipo de falla, el lugar en que se produce y su gravedad. Las técnicas más utilizadas son: el análisis de lubricante, la termografía y el análisis de vibraciones, cada una de las cuales puede ser utilizada con diferente grado de éxito dependiendo de las características propias de cada máquina.
3. La medición constante de las vibraciones mecánicas es una herramienta muy importante para conocer el estado real de operación en máquinas rotativas. Sin embargo, el análisis de vibraciones es una herramienta mucho más poderosa utilizada para el diagnóstico de fallas, principalmente, en sus etapas iniciales o incluso antes que las mismas ocurran.

4. Existen diferentes tipos de gráficas utilizadas para el diagnóstico de vibraciones, sin embargo, la más valiosa y la que provee mayor información es el espectro de frecuencias, la cual se obtiene con bastante certeza y exactitud por medio de la Transformada Rápida de Fourier.
5. Al medir las vibraciones en el turbogenerador de 22 MW, se pudo determinar que el mismo estaba operando en una condición de alarma que, si bien no representaba inmediatamente un problema grave, era necesario identificar la causa del mal funcionamiento para corregirlo durante el mantenimiento programado. Por medio del análisis de vibraciones se logra diagnosticar como causas probables de la vibración anormal: el daño de alguna o varias chumaceras, así como el posible desalineamiento o incluso desbalance del turbogenerador.
6. Durante los trabajos de mantenimiento realizados se pudo comprobar que la chumacera # 4 del turbogenerador presentaba un desgaste excesivo por lo que se procedió a sustituirla por una en buen estado, además, al revisar el alineamiento entre los ejes de la turbina y el rotor del generador se encontró un desalineamiento mayor a lo permitido por lo que, también, se corrigió esta situación. Estos resultados comprueban la efectividad del análisis de vibraciones como herramienta de diagnóstico.
7. Con la medición de vibraciones posterior al mantenimiento realizado se observó la disminución de las vibraciones en los puntos más críticos entre un 50 y 65% esto significa que el turbogenerador se encuentra ahora en un estado de operación aceptable y comprueba la efectividad de los trabajos de mantenimiento realizados.

## RECOMENDACIONES

1. Se debe tener especial cuidado al aplicar los criterios de severidad de vibraciones, ya que, cada uno tiene condiciones específicas de aplicación y se debe estar seguro que corresponde al tipo de medición utilizada, las características de la vibración que se miden y al tipo de máquina que se monitorea. Todo esto debe ser tomado en cuenta por el analista para evitar obtener conclusiones erróneas.
2. Hay que notar que el desbalance dinámico identificado, inicialmente como una posible causa de la vibración, únicamente, puede medirse y corregirse cuando la máquina esta en operación, es por esto que se dejó como última opción, después de realizar el mantenimiento programado. Debido a que las vibraciones disminuyeron a valores aceptables, ya no fue necesario trabajar en el balanceo del turbogenerador pues se asume que el desbalance identificado era una consecuencia de los problemas encontrados y no la causa de la vibración. En cambio, si las vibraciones no hubieran disminuido después del mantenimiento se hubiera requerido el balanceo dinámico del turbogenerador, pues, se había descartado cualquier otra posibilidad.
3. A través de los resultados obtenidos, se puede justificar la importancia de mantener un monitoreo constante de las vibraciones, especialmente, en máquinas grandes, de alto costo y que operan, continuamente, como es el caso de turbogenerador analizado. Vale la pena mencionar que a pesar del alto costo de la instrumentación necesaria para realizar estos análisis o la contratación del servicio, se justifica al conocer el estado real de

operación de este tipo de equipos. Así como garantizar su operación estable y segura para beneficio de las instalaciones industriales y el personal operativo.



## BIBLIOGRAFÍA

1. Askeland, Donald R. **La ciencia e ingeniería de los materiales**. México: Editorial Grupo editorial de iberoamérica, 1995.
2. Au – Yang, M. K. **Vibration of power and process plant components**. New York: Editorial ASME Press, 2001.
3. Barón, Benito. **Instrumentación**. Venezuela: Editorial ULA, s.a.
4. Beards, C. F. **Engineering Vibration. Analysis with application to control systems**. New York: Editorial Halsted Press, 1996.
5. Beer, Ferdinand P y Russell Johnston. **Mecánica vectorial para ingenieros, dinámica**. 5ª ed. México: Editorial Mc Graw Hill, 1990.
6. Bently Nevada. **ADRE 3**. Revista *Testing diagnostic equipment*. (EEUU): 1,3,4. 1992.
7. Bloch, Heinz, P. **Improving machinery reliability**. 3ª ed. (Colección *Practical machinery management for process plant*, volumen 1). Texas: Editorial Gulf Publishing, 1998.
8. Brüel & Kjær. **Measuring vibration**. (Denmark): 4,5,6,7,9,27. 1982.
9. Daintith, John. **Diccionario de física**. (Colección Llave de la ciencia). s.l. Editorial Grupo editorial Norma educativa, 1992.
10. De Silva, Clarence. **Vibration: fundamentals and practice**. New York: Editorial Crc Press, 2000.
11. Dekker, Earl Logan Jr. **Handbook of turbomachinery**. Arizona: Editorial Marcel Dekker, 1995.
12. Den Hartog, J. P. **Mechanical vibrations**. New York: Editorial Dover Publications, 1985.
13. Dimarogonas, Andrew. **Vibration for engineers**. 2ª ed. EEUU: Editorial Prentice-Hall, 1996.

14. Enríquez Harper, Gilberto. **Curso de máquinas sincronas**. México: Editorial Limusa, 1992.
15. Fox, Robert W. y Alan T. Mc Donald. **Introducción a la mecánica de fluidos**. 4ª ed. México: Editorial Mc Graw Hill, 1995.
16. Fygueroa S, Simón J. **Mantenimiento de motores diesel**. Venezuela: Editorial Talleres gráficos universitarios, 1997.
17. General Electric. **Steam turbine generator manual, GEI-67214**. EEUU. s.e., s.a.
18. Gill, Dennis G. **Ecuaciones diferenciales con aplicaciones**. 3ª ed. México: Editorial Grupo Editorial Iberoamerica, 1996.
19. Harker, Ralph. **Generalized methods of vibration analysis**. New York: Editorial Willey Interscience, s.a.
20. Huang, Francis F. **Ingeniería termodinámica**. 2ª ed. México: Editorial CECSA, 1994.
21. Huang, T.C. **Mecánica para ingenieros, dinámica**. México: Editorial Representaciones y servicios de ingeniería, 1987.
22. Japikse, David y Nicholas C. Baines. **Introduction to turbomachinery**. New York: Editorial Concepts ETI, 1994.
23. Kibbe, Richard R. y otros. **Manual de máquinas herramientas**. (volúmenes 1 y 2). México: Editorial Limusa, 1989.
24. Kulichevsky, R y otros. **Medición y análisis de vibraciones: una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en máquinas**. (Argentina): 2,3. s.a.
25. **Machinery planned maintenance and condition monitoring**. Revista *Ship right procedures overview*. (London): 14,17,24,34,35. 2002.
26. Marks. **Manual del ingeniero mecánico**. 9ª ed. Colombia: Editorial Mc Graw Hill, 1997.
27. Mitchell, John, S. **Machinery analysis and monitoring**. Oklahoma: Editorial Penn Well Books, 1981.

28. Moretti, Peter M. **Modern vibrations primer**. New York: Editorial Crc Press, 2000.
29. Piotrowski, John. **Shaft alignment handbook**. 2<sup>a</sup> ed. New York: Editorial Marcel Dekker, 1995.
30. Resnick, Robert y otros. **Física vol. 1**. 3<sup>a</sup> ed. México: Editorial CECSA, 1993.
31. Saavedra, Pedro Nelson. **La medición y análisis de las vibraciones como técnica de equipos y componentes, aplicaciones, normativas y certificación**. (Chile): 2,4,6. s.a.
32. Severns, W. H. y otros. **La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases**. España: Reverte, 1994.
33. Thomson, William. **Teoría de vibraciones**. México: Editorial Prentice-Hall, 1982.
34. Wark, Kenneth Jr. **Termodinámica**. 5<sup>a</sup> ed. México: Editorial Mc Graw Hill, 1995.
35. **¿Que son las vibraciones mecánicas?**. Revista La guía metas. (Mexico): 4. 2003.