

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA



ANALISIS VIBRACIONAL DE MAQUINAS ELECTRICAS

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR:

WARNER IVAN AIQUIPA JORGE

**PROMOCIÓN
2005- II**

**LIMA – PERÚ
2010**

ANALISIS VIBRACIONAL DE MAQUINAS ELECTRICAS

SUMARIO

En el presente informe se realiza la evaluación técnica económica de la aplicación del análisis vibracional en la reducción de costos de mantenimiento de grupos de una central termoeléctrica de 24 MW.

La justificación de la evaluación realizada tiene como propósito demostrar técnicamente la factibilidad de la postergación del mantenimiento mayor de los grupos, utilizando para ello, el monitoreo de la condición de los equipos basado en el análisis vibracional.

Como sustento teórico, se expone la técnica del análisis vibracional aplicada al diagnóstico de fallas en máquinas eléctricas y casos de aplicación real en diversas áreas de la industria.

PROLOGO

A través de los años ya sea por contacto directo o con empleo de algún dispositivo de naturaleza subjetiva, los operadores de máquinas han empleado técnicas de verificación auditiva "también subjetivas" para comprobar si el comportamiento de "su máquina" es normal o no.

De aquí que tradicionalmente y quizás en forma inconsciente, las vibraciones han sido utilizadas como un indicador del estado técnico de las máquinas y hasta hoy día, continúen siendo el fenómeno más representativo del análisis técnico de estas, pudiéndose a través de la medición de vibraciones, detectar fallos ya desarrollados o en periodo de desarrollo prematuro.

El personal responsable del mantenimiento debe tener un criterio muy especial sobre las horas de mantenimiento de un equipo, ya que estos están normalmente dados por el fabricante, basados en condiciones de trabajo extremas. Por lo que si no se aplica un criterio ajustado a la condición real del equipo, el costo de mantenimiento resulta innecesariamente excesivo.

El mantenimiento programado por el fabricante debe sólo ser indicativo, la verdadera condición de intervención debe ser decidida en base a técnicas y herramientas de predicción de condiciones, lo que sencillamente es la aplicación del mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional.

En el presente informe se expone la aplicación de la técnica del análisis vibracional en máquinas eléctricas y en áreas diversas de la industria y en particular, la aplicación del análisis vibracional para la justificación de la postergación de la ejecución del mantenimiento mayor de los grupos termoeléctricos Wartsila.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

De acuerdo a la política de mantenimiento entregada por el fabricante, los mantenimientos mayores de los grupos térmicos se realizaban en luego un número fijo de cantidades de horas de operación.

El propio fabricante indica que el mantenimiento necesario para el equipamiento depende principalmente de las condiciones de funcionamiento. Los programas indicados son valores orientativos solamente, recomendando que los períodos indicados no deban ser excedidos durante el período de garantía. Los períodos pueden ser alargados considerablemente si las condiciones influyentes en la operación pueden ser realmente controlados, medidos y tabulados adecuadamente, de tal manera que las decisiones técnicas que se asuman no comprometan de ninguna manera la confiabilidad del equipo, y se pueda realmente lograr una gestión exitosa en el mantenimiento, tanto técnica como económica.

Los costos de mantenimiento mayor repercuten considerablemente en el presupuesto operativo anual asignado, en tal sentido, resultaba imperioso justificar técnica y económicamente la ejecución del mantenimiento mayor a la cantidad exacta de horas de trabajo o postergarlo para dar prioridad a otras necesidades propias del área de mantenimiento.

Un cuidadoso seguimiento de los parámetros que intervienen para determinar la correcta operación de los equipos es fundamental para determinar el momento oportuno en que una reparación mayor debe ser realizada y de esta manera hacer eficientes los costes de mantenimiento de los grupos electrógenos.

Esta herramienta de GESTION de mantenimiento fue la alternativa para la reducción sustancial de costos en el mantenimiento de la Central Termoeléctrica Wartsila de Pucallpa, los análisis iniciales de las piezas recambiadas evidenciaban poco desgaste además de las revisiones de las condiciones antes del cambio evidenciaban que las presiones, temperaturas, rendimientos y otros estaban sobre el 90% de los requeridos como mínimos.

1.2 Objetivos

Exponer las técnicas del análisis vibracional aplicado al diagnóstico de fallas en máquinas eléctricas.

Presentar casos de aplicación del análisis vibracional de máquinas rotatorias en distintos campos de la industria.

Presentar la técnica de recopilación de datos, medición de parámetros, procesamiento de la información y diagnóstico de fallas en una central termoeléctrica.

Realizar una evaluación técnica económica de la aplicación de la técnica vibracional en la reducción de costos de mantenimiento de una central termoeléctrica.

Proponer un programa de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional detallando los recursos técnicos, humanos y económicos para su implementación.

1.3 Alcances

El presente informe detalla el procedimiento del análisis vibracional mediante la presentación de resultado de mediciones, procesamiento, diagnóstico y evaluación técnico económica aplicado en maquinarias típicas de la industria, analizando particularmente el caso de una central termoeléctrica de 24 MW.

INDICE

PROLOGO	1
CAPITULO I	
INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes	2
1.2 Objetivos	2
1.3 Alcances	3
CAPÍTULO II	
ANÁLISIS DE VIBRACIONES DE MÁQUINAS ELÉCTRICAS	
2.1 Introducción al análisis vibracional en máquinas eléctricas rotativas	4
2.1.1 Problemas eléctricos	4
2.1.2 Problemas con el rotor	5
2.1.3 Ubicación de puntos de medición en motores eléctricos	5
2.2 Corrimiento del centro magnético	5
2.3 Barras rotas del rotor	8
2.3.1 Defectos en el rotor	8
2.4 Cortocircuitos en bobinas	13
2.4.1 Cortocircuito entre espiras de bobinado	13
2.4.2 Defectos en el estator	14
2.5 Problemas de vibración en motores síncronos	15
2.6 Efecto sirena	16
CAPÍTULO III	
APLICACIONES INDUSTRIALES, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	
3.1 Elección de las herramientas adecuadas	18
3.1.1 Sensores de vibración	18
3.1.2 Colector de datos	19
3.1.3 Software para el análisis de los datos recogidos en campo	19
3.2 Análisis vibracional de una estación de bombas verticales	19
3.3 Análisis vibracional aplicado a instalaciones de una planta cementera	21
3.3.1 Trituradora	23
3.3.2 Faja transportadora	23

3.3.3	Molino de rodillos	24
3.3.4	Molino de bolas	25
3.3.5	Extractores	25
3.3.6	Horno	26
3.4	Aplicación del análisis vibracional en el diagnóstico de fallas en Turbinas a Vapor.	27
3.5	Análisis vibracional en una estación de compresores	28
3.5.1	Información general	28
3.5.2	Información del equipo	28
3.5.3	Configuración de la medición de vibraciones	28
3.5.4	Alarmas para medición de vibraciones	29
3.5.5	Esquema de indicación de puntos de medición	29
3.5.6	Registro de medición de vibraciones	30
3.5.7	Gráfica comparativa - Promedios Generales de Vibración - Motocompresor C5.	30

CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA DE LA APLICACIÓN DEL ANÁLISIS VIBRACIONAL EN GRUPOS DE UNA CENTRAL TERMOELECTRICA DE 24 MW

4.1	Características técnicas del equipamiento electromecánico involucrado del estudio.	32
4.2	Determinación de Costos de Mantenimiento	32
4.2.1	Términos y definiciones	32
4.2.2	Costo Fijo Anual de Mantenimiento	33
4.2.3	Costo Variable de Mantenimiento (CVM)	34
4.2.4	Costo de la Mano de Obra	37
4.2.5	Flujo de Costos Variables de Mantenimiento (FCVM)	39
4.2.6	Función de costos totales de mantenimiento (FCTM) versus horas de operación anual.	43
4.3	Análisis e interpretaciones de resultados de las vibraciones de los grupos de generación térmica de la Central Termoeléctrica de 24 MW.	44
4.3.1	Equipo analizador de vibraciones utilizado	44
4.3.2	Selección de medida	44
4.3.3	Rangos de la frecuencia	45
4.3.4	Ubicación de los puntos de medición	45
4.3.5	Registro de mediciones y gráficas de tendencias de los grupos térmicos	45
4.3.6	Diagnóstico del análisis de las vibraciones el conjunto motor – generador	66

4.4	Evaluación técnico económica del programa de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional aplicado a los grupos térmicos de la Central Termoeléctrica de 24 MW.	67
4.5	Determinación de costos y ahorros derivados de la implementación del plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional	69
4.5.1	Implementación del plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional	69
4.5.2	Justificación de Costos del sistema de MPD basado en el análisis vibracional.	71
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	74
	BIBLIOGRAFIA	76

CAPITULO II

ANALISIS DE VIBRACIONES DE MAQUINAS ELECTRICAS

2.1. Introducción al análisis vibracional en máquinas eléctricas rotativas

2.1.1 Problemas eléctricos

Las vibraciones en máquinas eléctricas como motores, generadores, pueden ser de naturaleza mecánica o eléctrica. Los más comunes problemas tales como desalineamiento, soltura, desbalance son de naturaleza mecánica. Los problemas eléctricos también aparecen en el espectro de vibración y pueden proveer información acerca de la naturaleza de los defectos. Los problemas eléctricos ocurren debido a la desigual distribución de las fuerzas magnéticas actuando en el rotor o estator. Estas se pueden deber a:

- a. Bobinas del rotor o estator en circuito abierto o en cortocircuito.
- b. Barras rotas del rotor.
- c. Fases desbalanceadas.
- d. Espaciamientos de aire desiguales.

Una técnica para identificar estas condiciones es mantener el analizador capturando el espectro FFT en modo online y luego desconectar la fuente de energía. Si el pico desaparece instantáneamente, la fuente del problema es de naturaleza eléctrica.

Por otro lado si ocurre una disminución gradual en la amplitud $1 \times$ es más probable que se trate de un problema mecánico. Esta técnica requiere precaución. [1]

Las amplitudes de caza son la primera indicación de un posible problema eléctrico en el motor. Entendiendo la naturaleza de estas vibraciones podremos asistir en identificar exactamente el defecto en una maquina eléctrica. Para tal fin es necesario entender los siguientes términos:

$$F_s = \left(\frac{2F_l}{p} \right) - \eta \quad (2.1)$$

$$F_p = F_s \times p \quad (2.2)$$

Donde:

F_s : frecuencia de deslizamiento

F_p : frecuencia de paso de polo

η : revoluciones por minuto RPM

F_l : frecuencia eléctrica (50/60 Hz)

p : número de polos

2.1.2 Problemas con el rotor

Normalmente cuatro clases de problemas pueden ocurrir en un rotor:

- a. Barras rotas
- b. Bobinas abiertas o en cortocircuito
- c. Rotor inclinado
- d. Rotor excéntrico

2.1.3 Ubicación de puntos de medición en motores eléctricos

Los motores horizontales descansan sobre un centro magnético generado por su campo eléctrico para posicionar el rotor en el plano axial (eje Z) entre los cojinetes de entrada y salida. Por lo tanto, la mayoría de los motores eléctricos son diseñados con dos cojinetes flotantes en lugar de la configuración normal incorporando un cojinete flotante y uno fijo.

Los motores verticales deben tener un punto axial de medición en el cojinete de entrada lo más próximo al acople y en dirección hacia arriba. Este punto de medición monitorea la fuerza axial hacia abajo creada por gravedad o carga anormal.

Los motores eléctricos no son diseñados para absorber lados de carga, tales como las inducidas por los accionamientos por faja. En aplicaciones donde las correas o fajas o otras cargas radiales son colocadas en el motor, el transductor primario radial (eje X) deberá ser orientado en la dirección opuesta a la carga inducida y el punto secundario radial (eje Y) deberá ser posicionado a 90 grados en la dirección de rotación. Si, por razones de seguridad, el transductor primario no puede ser posicionado en lado opuesto de la carga inducida, los dos transductores radiales deberán ser colocados a 45 grados o en el lado del plano de carga creado por la carga. [2]

Los motores totalmente encerrados, refrigerados por ventilador, y a prueba de explosión presentan dificultad cuando se intenta adquirir datos en el cojinete de salida.

Por diseño, el cojinete de salida no es accesible. El método óptimo para adquirir data es mediante el montaje permanente de un sensor en el compartimento del cojinete de salida y llevar los cables a una ubicación conveniente. Si esto no es posible, los puntos de medición X e Y deben situarse lo más cerca posible al housing de los cojinetes. Es necesario asegurar que allí existe un enlace mecánico directo a los rodamientos de salida. El uso de este enfoque resulta en alguna pérdida de fuerza de señal del amortiguamiento del conjunto motor-masa. No se debe obtener data del compartimento del ventilador.

2.2 Corrimiento del centro magnético

El rotor se debe suponer concéntrico con respecto al bobinado del estator. Si ese no es el caso, una fuerza magnética desbalanceada es generada y es dada por la siguiente fórmula:

$$F = \frac{KI^2}{g^2} \left(\frac{4e}{(1-e)^2} \right) \quad (2.3)$$

Donde:

I = Corriente del estator

g = Gap o brecha de aire entre estator y rotor

e = Excentricidad

De esta ecuación se puede observar que un incremento de la corriente y excentricidad pueden generar altas fuerzas magnéticas desbalanceadas. El lado más cercano del rotor será respectivamente atraído por el polo positivo y negativo, así que la fuerza variará dos veces durante un ciclo simple de corriente.

Esto puede afectar los rodamientos y por lo tanto, puede modular otras frecuencias presentes en el sistema.

Este efecto generalmente origina la aparición de bandas laterales de +/- 2 veces la frecuencia de deslizamiento alrededor de la frecuencia 1 X RPM causada por el desbalance.

Rotores excéntricos producen un espaciamiento de aire rotatorio variable entre el rotor y el estator el que induce vibraciones pulsantes (Éste es el fenómeno beat entre dos frecuencias, una es $2f_l$ y es la más cercana velocidad armónica). Este requiere un espectro de zoom para separar la $2f_l$ y la velocidad armónica. [3]

El rotor excéntrico genera $2f_l$ rodeado de bandas laterales de frecuencia de paso de polo. La frecuencia de paso de polo f_p aparece a baja frecuencia. (Figura 2.1)

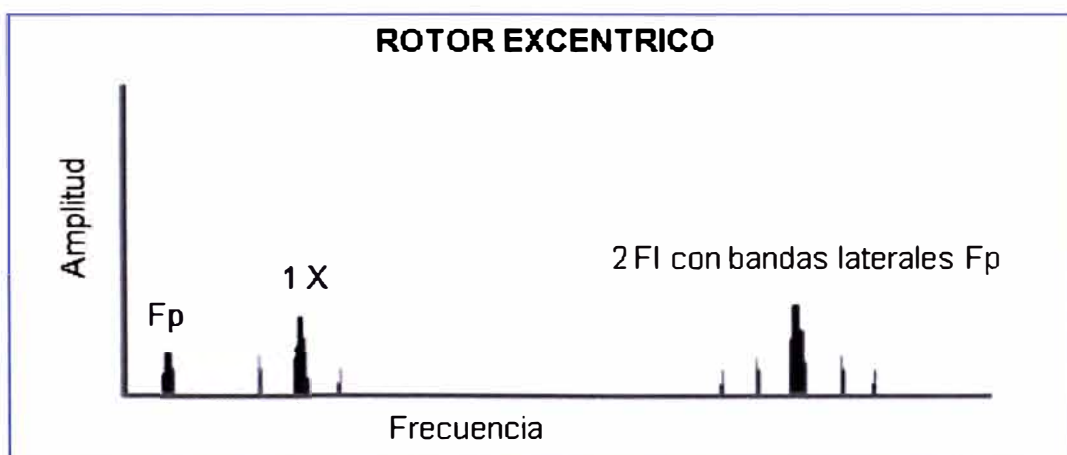


Fig. 2.1 Espectro característico de rotor excéntrico o corrimiento de centro magnético

Esta condición normalmente ocurre cuando el rotor no está posicionado en el centro magnético del estator en la dirección axial o lateral. Asimismo, esta condición podría ocurrir en la dirección radial cuando existe un espaciado de aire desigual entre el rotor y el estator.

Este problema no genera excesivo nivel de vibración y es usualmente desestimado debido a que los datos obtenidos no son procesados con suficiente resolución para identificar el problema.

La figura 2.2 contiene una ventana de 20 Hz alrededor de 60 Hz. Dicha data indica que el motor esta fuera de su centro magnético. Esta data contiene líneas espectrales con una frecuencia de línea de 60 Hz y una velocidad del motor de 59.5 Hz. La velocidad del motor tiene bandas laterales a una frecuencia de deslizamiento de 0.5 Hz veces el número de polos (2) $0.5 \times 2 = 1$ Hz. Las bandas laterales son 58.5, 60.5 y 61.5 Hz. Cabe notar que la frecuencia de la línea no tiene bandas laterales.

La figura 2.3 contiene ventanas de 20 Hz alrededor de 120 Hz. Esta data tiene suficiente resolución para verificar el segundo armónico de la velocidad del motor de 119 Hz, lo cual no es un problema. La frecuencia predominante es 120 Hz.

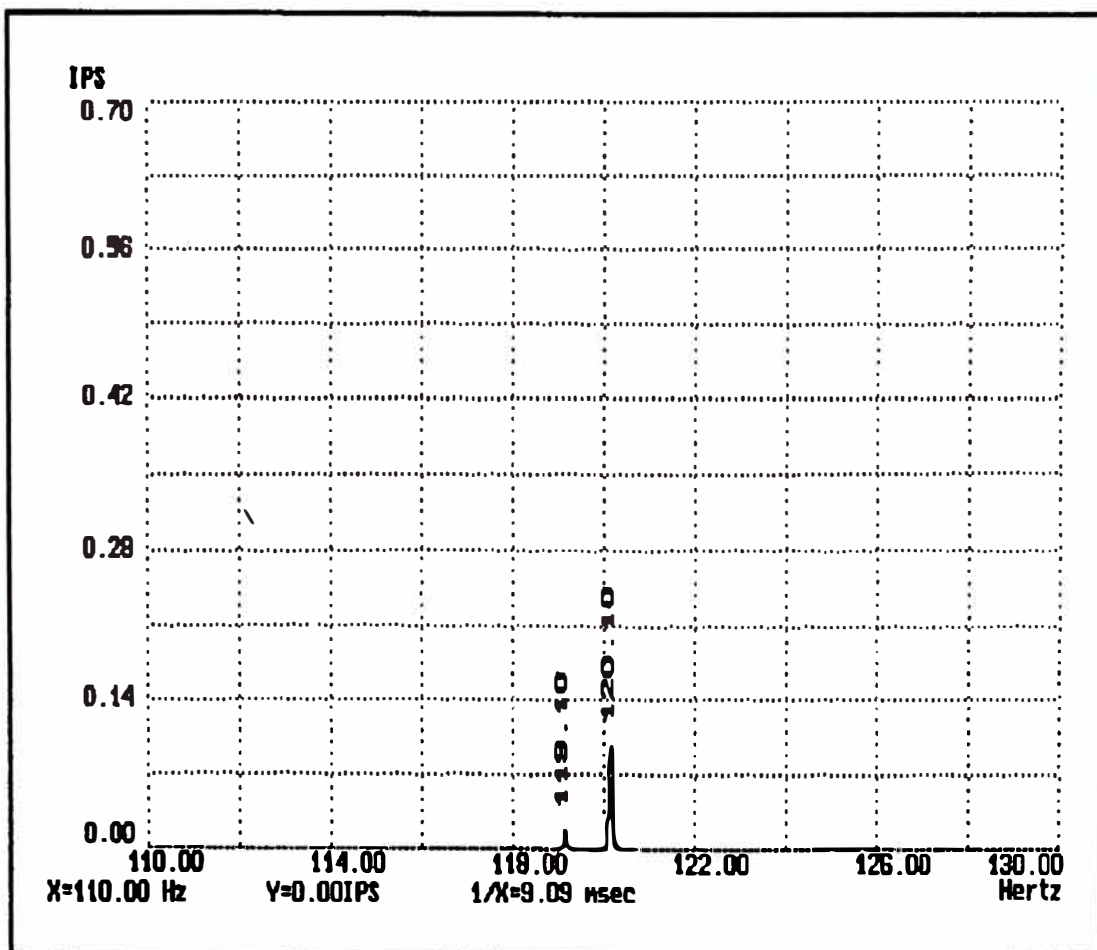


Fig. 2.2 Muestreo de 20 Hz alrededor de 60 Hz.

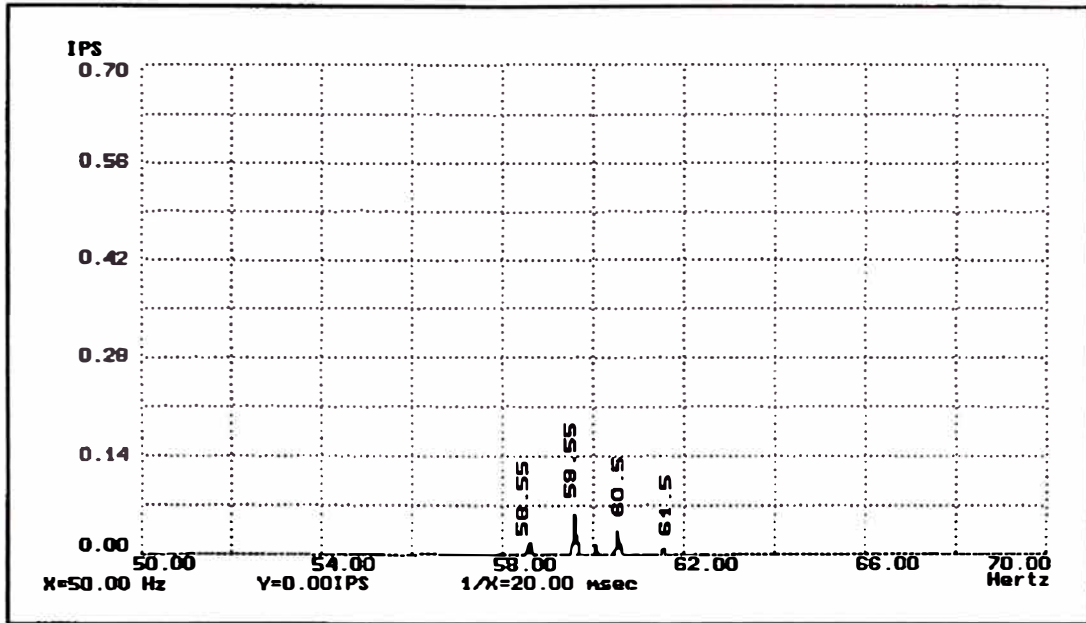


Fig. 2.3 Muestreo de 20 Hz alrededor de 120 Hz.

Esta condición de excentricidad del centro magnético se hace notoria en motores de 1800 a 3600 RPM.

Motores de velocidades menores a 1200 RPM pueden no ser afectados por la excentricidad del centro magnético debido a que los más altos armónicos de la velocidad del motor están cerca a 60 Hz. La frecuencia de 60 Hz puede aparecer como una frecuencia discreta cuando estos motores presentan la condición de excentricidad de centro magnético. [1]

El campo asimétrico del estator se manifiesta como consecuencia de:

- Corto-circuito del rotor
- Posición excéntrica del rotor
- Fuente de energía asimétrica
- Bobinado asimétrico

2.3 Barras rotas del rotor.

2.3.1 Defectos en el rotor

El campo magnético rotatorio del estator atraviesa con los conductores del rotor y crea voltaje a lo largo de la longitud de las barras.

Si la barra se encuentra en circuito abierto no fluye corriente y no se generan fuerzas.

Cuando la barra se encuentra en cortocircuito fluye una corriente que es proporcional a la velocidad e intensidad del campo magnético.

El campo creado en el rotor interactúa con el campo del estator para generar una fuerza sobre el rotor. A su vez, se desarrolla una fuerza contraria y de igual magnitud en el lado opuesto del rotor. Estas dos fuerzas generan el torque que acciona a la carga.

En caso que la corriente o el campo en cualquiera de los lados del rotor se interrumpa, las dos fuerzas se vuelven desiguales. Esto resulta en una fuerza radial que es la causa de la vibración. Una barra rota puede causar este tipo de fuerzas desbalanceadas. Las fuerzas rotan con el rotor con una constante carga más una carga que varía con 2 veces la frecuencia de deslizamiento.

Por lo tanto, las fuerzas actuantes sobre los rodamientos tendrán componentes de frecuencia a $1 \times \text{RPM}$ y $1 \times \text{RPM} \pm 2 \times$ frecuencia de deslizamiento.

Así que problemas tales como barras rotas, juntas defectuosas entre barras y anillos de cortocircuito y laminaciones del rotor en cortocircuito producirán alta vibración a $1 \times$ velocidad con bandas laterales de frecuencia de paso de polo. Adicionalmente, las barras rotas frecuentemente generan bandas laterales f_p alrededor de los armónicos de velocidad $3X$, $4X$ y $5X$ como se muestra en las figuras 2.4 y 2.5. [3]

El defecto de barras sueltas del rotor es indicado por bandas laterales de dos veces la frecuencia de la línea ($2f_l$) circundando la frecuencia de paso de barra del rotor (RBPF) y/o sus armónicos: (Figura 2.6)

$$\text{RBPF} = b \times \eta \quad (2.4)$$

Donde:

b : Número de barras del rotor

η : Revoluciones por minuto RPM

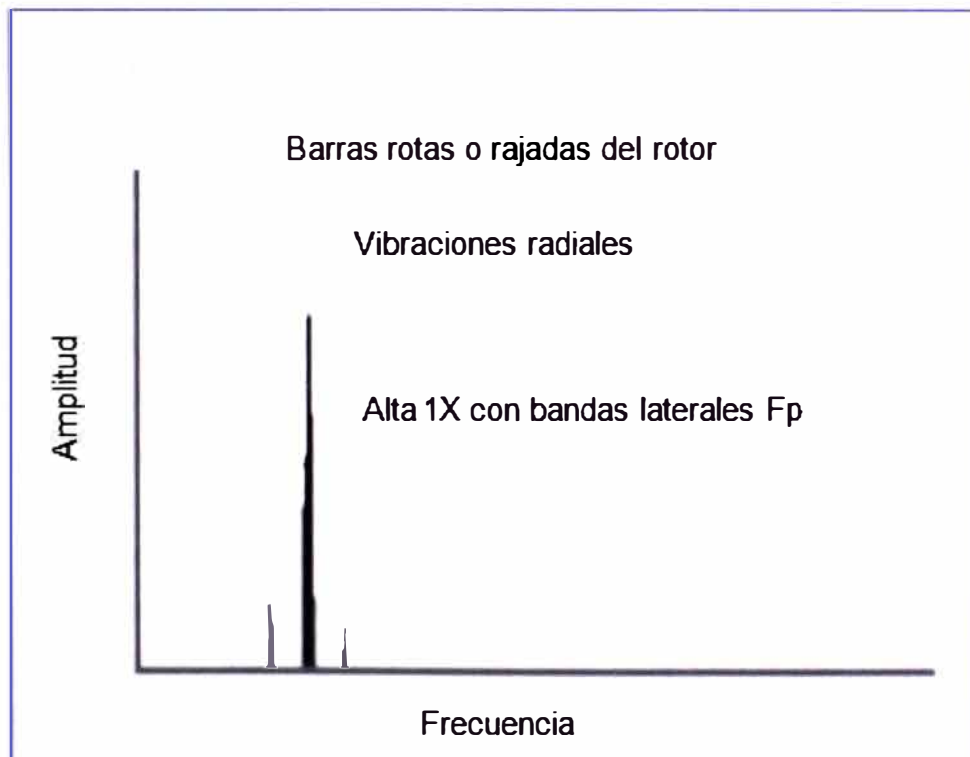


Fig. 2.4. Alta 1X con bandas laterales alrededor de f_p

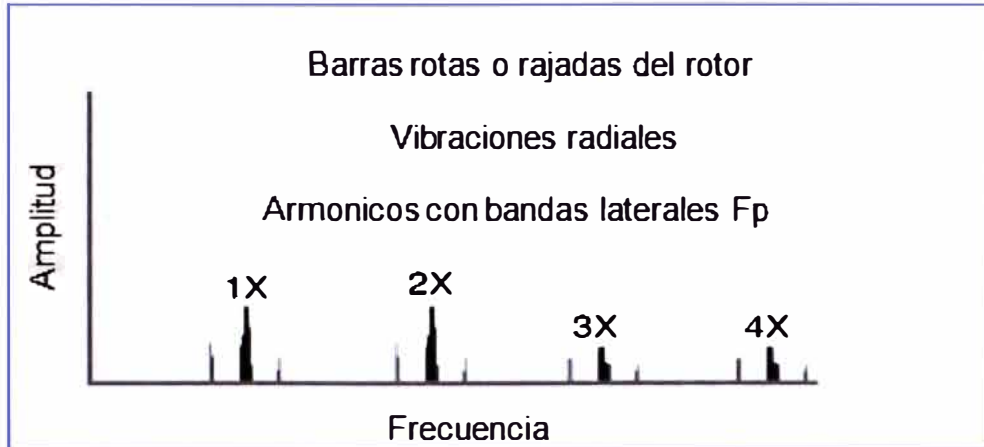


Fig. 2.5. Todos los armónicos con bandas laterales alrededor de f_p

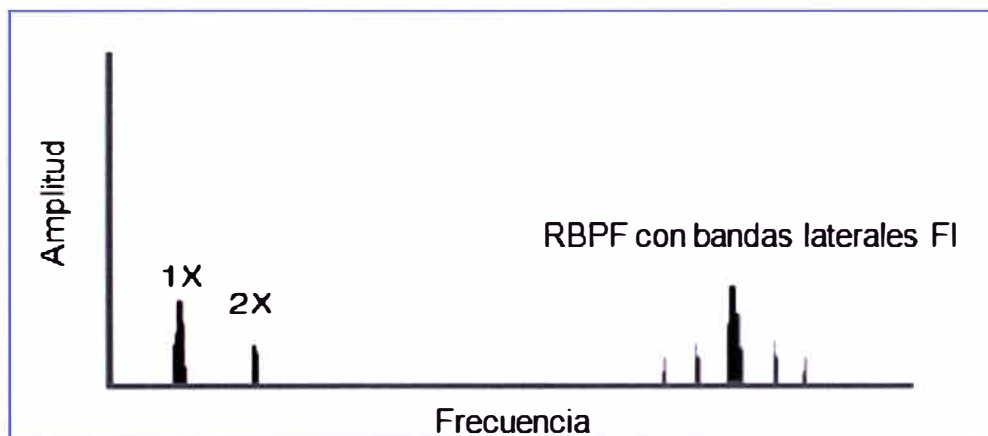


Fig. 2.6. Frecuencia de paso de barra del rotor

La figura 2.7 contiene data tomada de un motor que tiene una o más barras rotas del rotor. En el rango de 1000 Hz el diagnóstico puede ser soldadura o eje combado. La figura 2.8 contiene una ventana de 40 Hz alrededor de 60 Hz. La velocidad del motor es 59.5 Hz con bandas laterales de ± 0.9 Hz. La frecuencia de deslizamiento es $0.45 \text{ Hz} \times 2 \text{ polos} = 0.9 \text{ Hz}$. La banda lateral en 58.6 Hz tiene mayor amplitud que la velocidad del motor (59.5 Hz). Esto ocurre cuando la amplitud del modulador es más grande que la portadora. En este caso, reversa de fase ocurre y puede ser observado en la señal del tiempo. Esto podría indicar más de una barra rota.

La figura 2.9 es una ventana alrededor de 120 Hz. Dos veces la velocidad del motor es 119.1 Hz y bandas laterales de 0.9 Hz están presentes. Note también que la banda lateral a 118.2 Hz tiene una amplitud mayor que el segundo armónico de la velocidad del motor. La explicación anterior también aplica para este caso.

La figura 2.10 contiene data de un motor de 1200 RPM con barras rotas del rotor. La amplitud de la vibración es realmente alta y las bandas laterales son visibles en el rango de 100 Hz. La figura 2.11 contiene una ventana de 20 Hz alrededor de 20 Hz. Las bandas laterales son de 1.25 Hz. El ΔF es igual al deslizamiento de frecuencia por el número

de polos ($0.21 \text{ Hz} \times 6 = 1.26 \text{ Hz}$). La figura 2.12 contiene una ventana de 20 Hz alrededor del segundo armónico de la velocidad del motor. Las bandas laterales se representan por el producto de la frecuencia de deslizamiento por el número de polos. En este caso, la amplitud de los espectros a la velocidad del motor y del segundo armónico es más alta que las bandas laterales.

La figura 2.13 contiene la señal en el dominio del tiempo. El periodo de tiempo entre los puntos 1 y 2 es la velocidad del motor. El periodo entre los puntos 3 y 4 es el doble de la velocidad del motor y el periodo entre los puntos 5 y 6 es la frecuencia de deslizamiento por el número de polos.

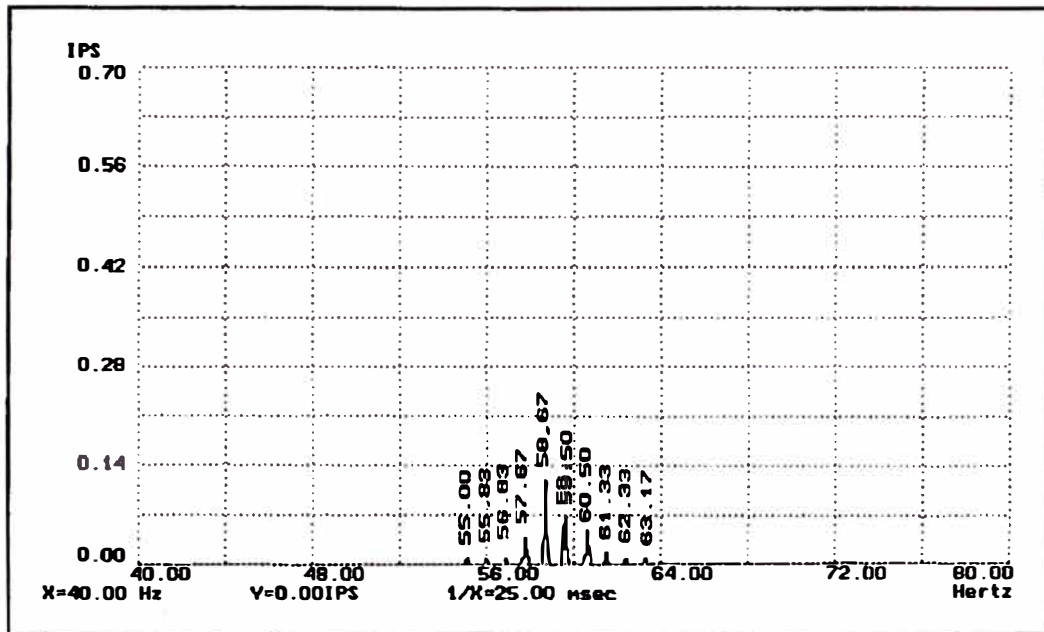


Fig. 2.7. Espectro de rotor con barras rotas

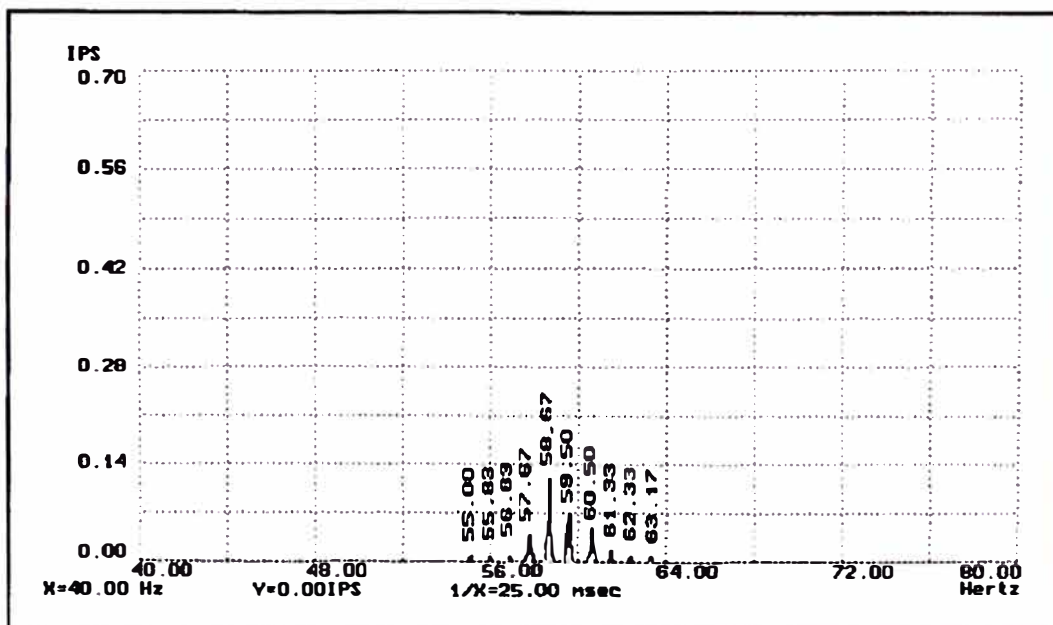


Fig. 2.8. Ventana de 40 Hz alrededor de 60 Hz

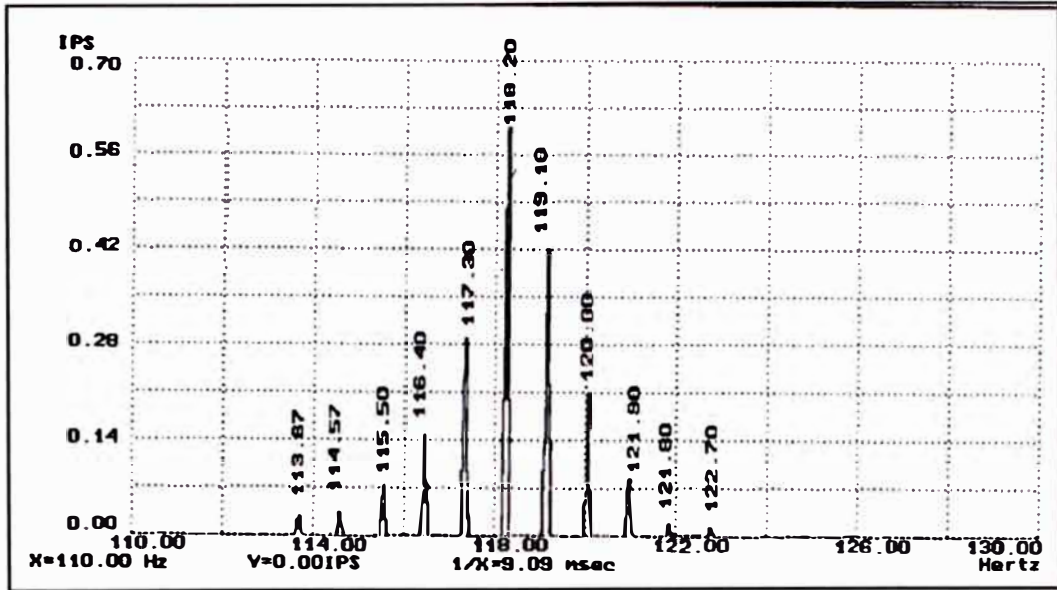


Fig. 2.9. Ventana de 20 Hz alrededor de 120 Hz

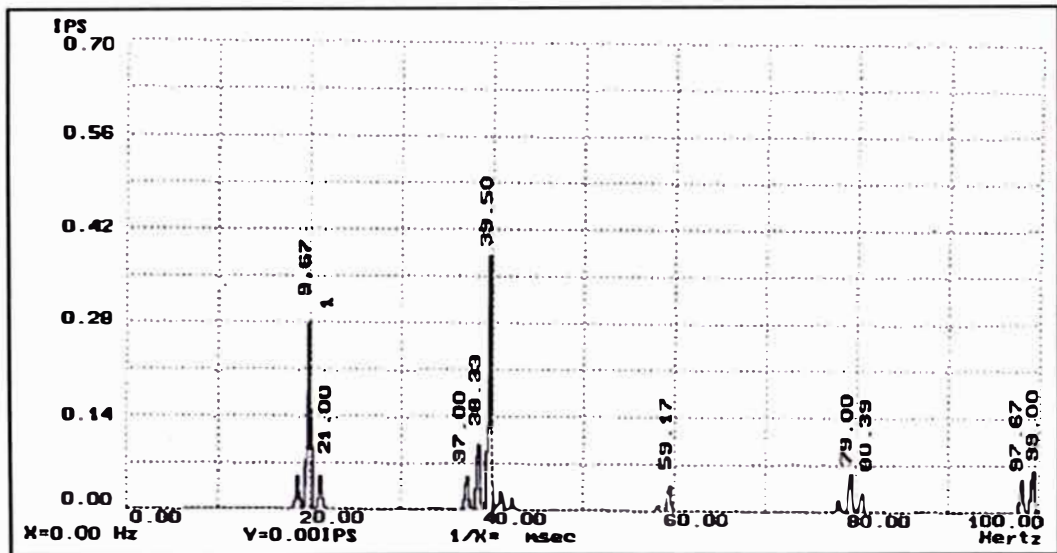


Fig. 2.10. Data de un motor de 1200 RPM con barras rotas del rotor

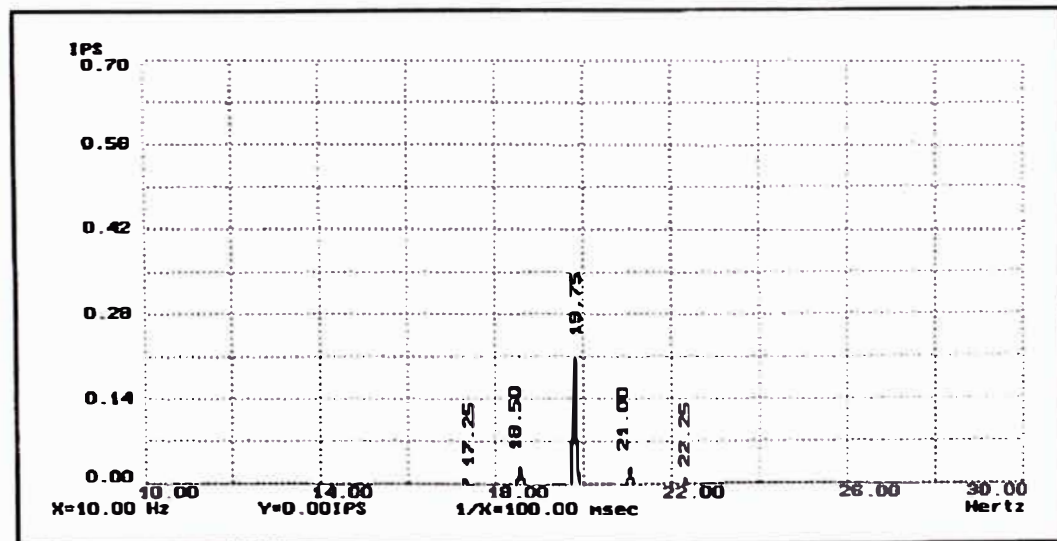


Fig. 2.11 Ventana de 20 Hz alrededor de 20 Hz

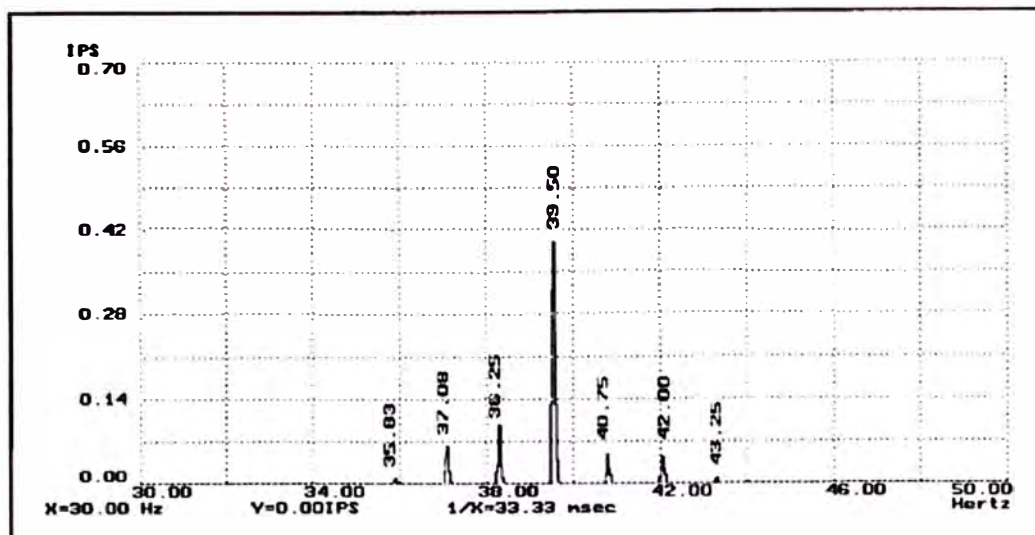


Fig. 2.12. Espectro de frecuencia de ventana de 20 Hz alrededor del segundo armónico de la velocidad del motor

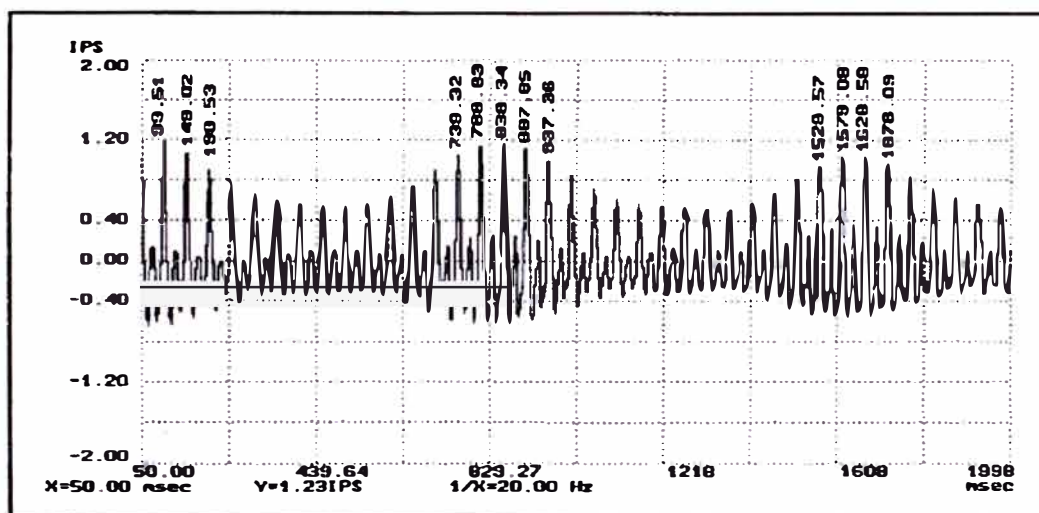


Fig. 2.13. Señal en el dominio del tiempo de un motor de 1200 RPM con barras rotas del rotor.

2.4. Cortocircuito en bobinas.

2.4.1 Cortocircuito entre espiras de bobinado.

Cuando ocurre cortocircuito entre espiras del devanado, la velocidad del motor se reduce. Cuando esto sucede, la frecuencia de deslizamiento se incrementa. La figura 2.14 contiene data de un motor de 1800 RPM que presenta cortocircuito entre espiras. La velocidad del motor es $29 \text{ Hz} \times 60 = 1740 \text{ RPM}$ y las bandas laterales son 4 Hz ($\Delta F = 4 \text{ Hz}$). Estas bandas laterales son iguales al producto del deslizamiento por el número de polos.

Los problemas descritos en los motores de inducción pueden ser resumidos como sigue:

- Motores con barras rotas de rotor y con cortocircuito entre espiras contienen bandas laterales iguales al producto de la frecuencia de deslizamiento por el número de polos

- alrededor de la velocidad del motor y armónicos.
- Motores con excentricidad de centro magnético normalmente contienen un espectro a 60 Hz.
 - Motores con barras rotas normalmente tienen altas amplitudes a la velocidad del motor y/o del segundo armónico.
 - Motores con corto circuito en bobinados tienen bajas velocidades y altos deslizamientos de frecuencia.

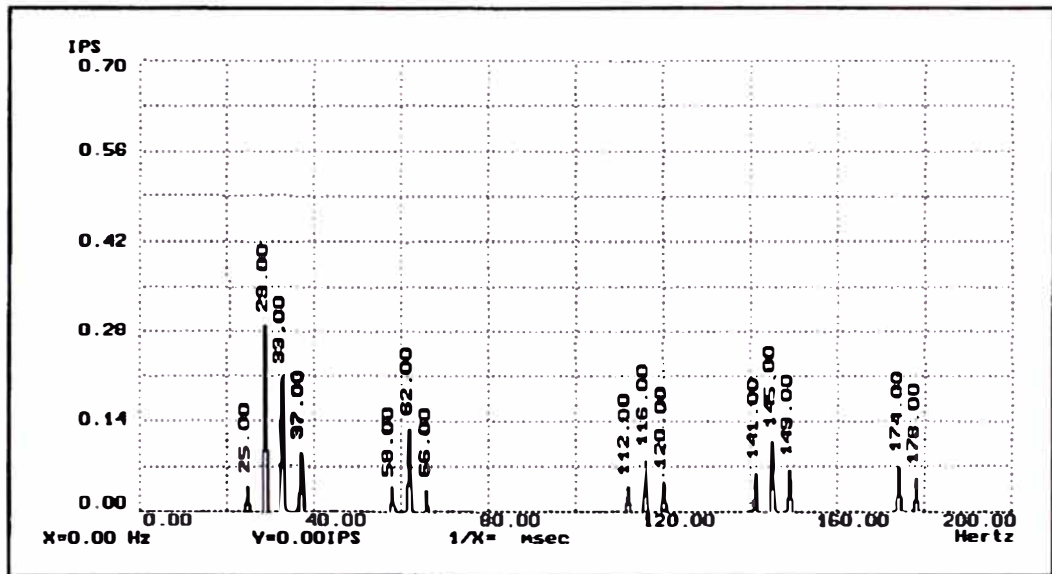


Figura 2.14. Espectro de frecuencia de un motor de 1800 RPM con cortocircuito entre espiras de bobinado.

2.4.2 Defectos en el estator

Un motor eléctrico de inducción comprende un juego de bobinados en el estator. El campo magnético causa fuerza alternante en el estator. Si existe soltura o debilidad de soportes en el estator, cada paso de polo ejerce un tirón. Esto genera dos veces la frecuencia de línea ($2f_l$) también conocida como núcleo suelto. Laminaciones del estator en cortocircuito causan desigualdad y puntos localizados de calor que pueden crecer significativamente en el tiempo. (Figura 2.15)

Problemas en el estator generan alta vibración a $2f_l$. La excentricidad produce distribución no uniforme de espaciado de aire entre el rotor y el estator lo que produce vibración muy direccional. El efecto de pie flojo y bases deformadas pueden generar un estator excéntrico.

2.4.3 Problemas de fase (conector suelto)

Problemas de fase debido a conectores sueltos o rotos pueden causar excesiva vibración a $2f_l$, lo cual tendrá bandas laterales alrededor y espaciadas a un tercio de la frecuencia

de línea ($1/3 f_l$) como se muestra en la figura 2.16. Niveles a $2f_l$ pueden exceder 25 mm/s si es dejado sin corregir.

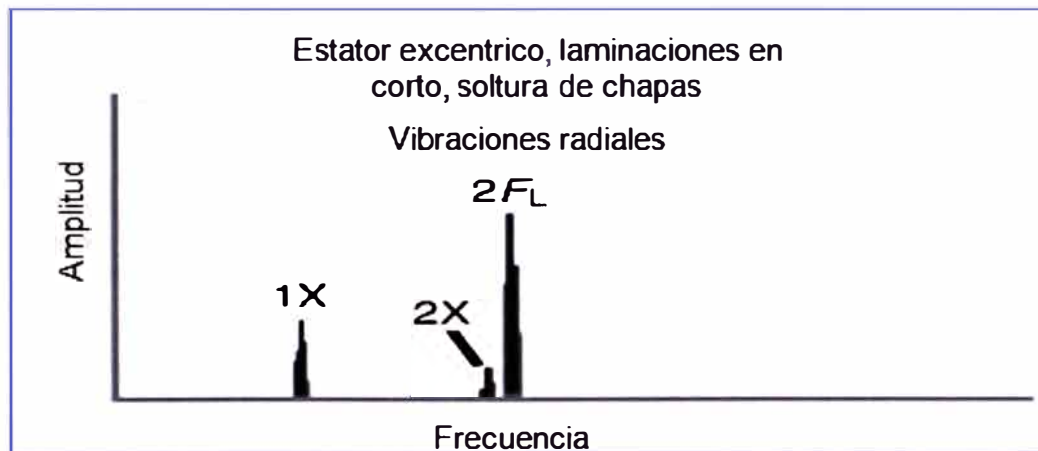


Figura 2.15. Espectro de defectos en laminaciones de estator

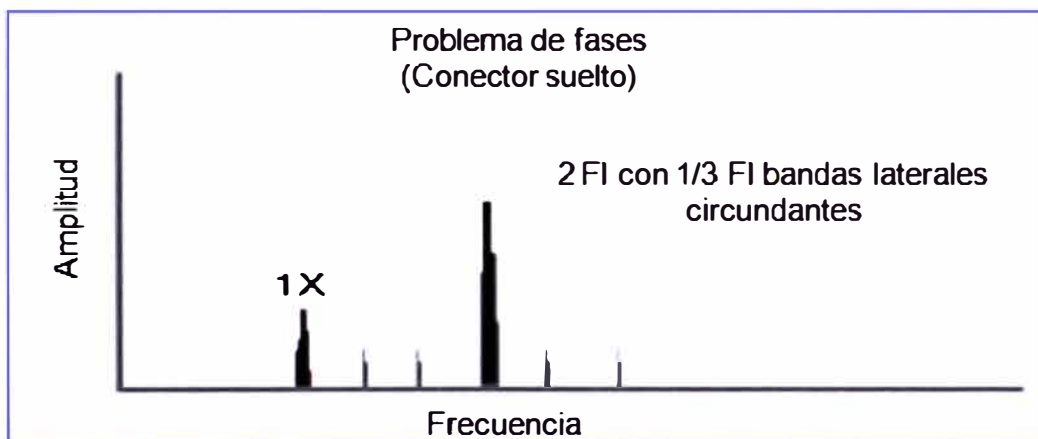


Figura 2.16. Espectro de problemas de fase (conector suelto)

2.5 Problemas de vibración en motores síncronos.

Bobinas sueltas en el estator de motores síncronos generaran altas vibraciones a la frecuencia de paso de bobina (CPF) definida como:

$$CPF = n \times \eta \quad (2.5)$$

Donde:

n : número de bobinas de estator = (número de polos) \times (número de bobinas/polo)

η : Revoluciones por minuto RPM

La frecuencia de paso de bobina será rodeada por bandas laterales de $1XRPM$.

Estos motores pueden vibrar a niveles significativos cuando ocurre un problema en la alimentación de energía o en la tarjeta de control. La frecuencia de estas vibraciones eléctricas en motores síncronos puede ocurrir a 60, 120, 180 o 360 y sus respectivos armónicos. En la figura 2.17 se aprecia el espectro de frecuencias de soldadura mecánica de bobinas.

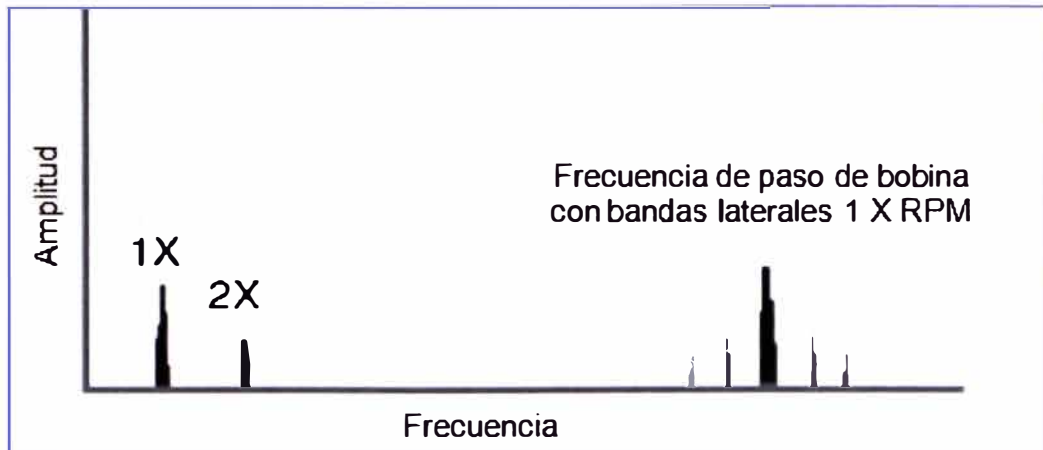


Fig. 2.17. Bobinas sueltas de estator en motores síncronos.

La figura 2.18 contiene data de un motor síncrono con un problema eléctrico. Este problema fue resuelto reemplazando una tarjeta del sistema de alimentación eléctrica.

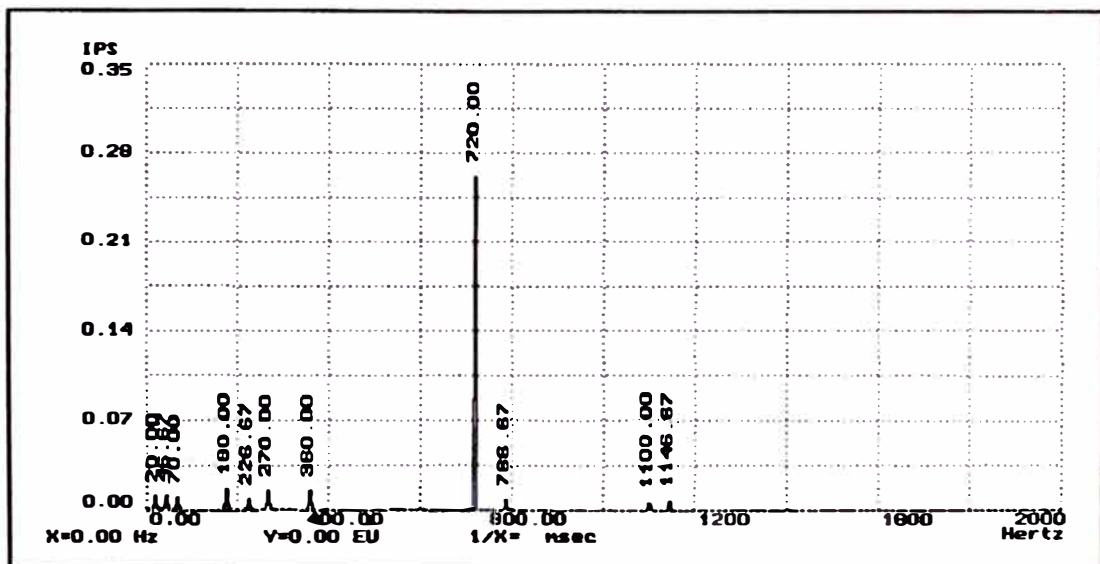


Fig. 2.18 Espectro de frecuencia de un motor síncrono con problema eléctrico.

2.6. Efecto sirena

El efecto sirena en motores ocurre como en cualquier otra sirena. Cuando un número de slots pasa sobre otros slots a la correcta velocidad y gap de aire se genera ruido. Esta frecuencia generada es múltiplo de la velocidad del motor. [1]

Si el rotor tiene 38 barras/slots y la velocidad es 1776 RPM (29.6 Hz), la frecuencia generada sería $38 \times 29.6 \text{ Hz} = 1124.8 \text{ Hz}$.

El efecto sirena puede ser detectado por encima de 120 dB (tolerancia máxima para el oído humano).

Un motor de 1800 RPM con 38 barras de rotor podría generar una frecuencia de 1124.8 Hz como se muestra en la figura 2.19. La diferencia entre frecuencias de bandas laterales es 29.6 Hz (velocidad del motor).

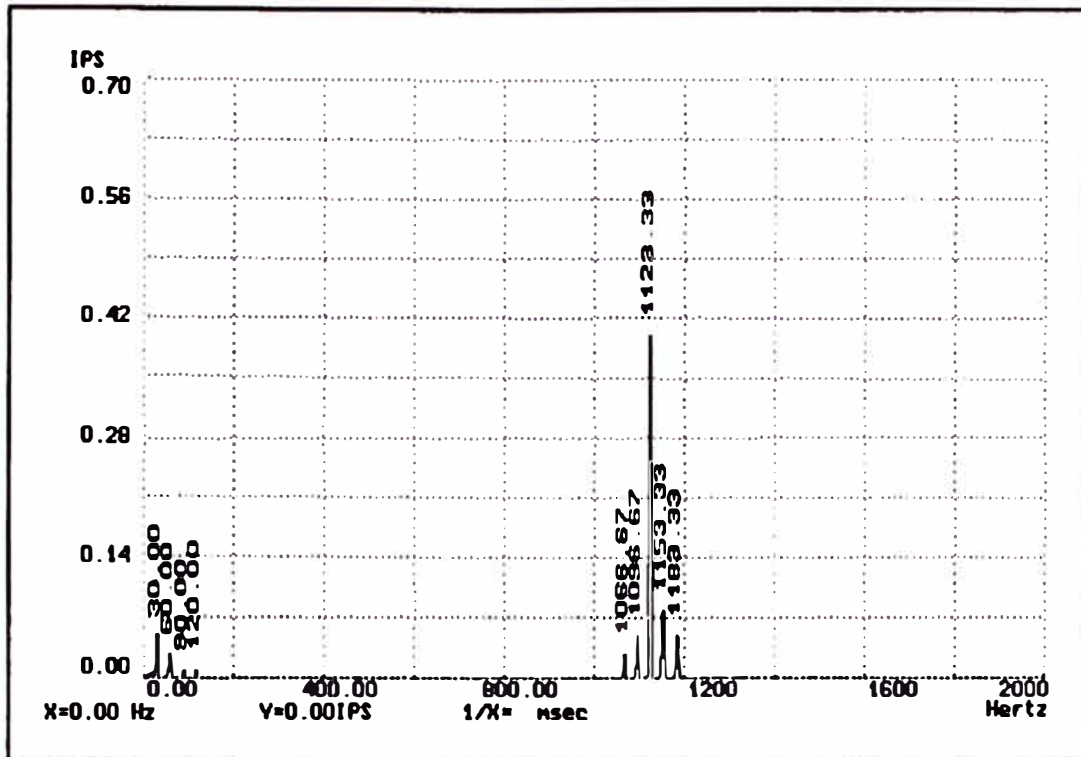


Fig. 2.19. Motor de 1800 RPM con 38 barras generando una frecuencia de 1124.8 Hz.

CAPITULO III

APLICACIONES INDUSTRIALES, ANALISIS E INTERPRETACION DE RESULTADOS

La aplicación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones, es una de las armas más formidables con la que puede contar cualquier empresa, sobre todo las de proceso continuo.

Esto se ve reflejado, en la disponibilidad de máquina y en la reducción de las paradas imprevistas, abaratando los costos de mantenimiento.

La detección de fallas, no solo depende de los equipos que se utilicen para la detección de las mismas, pueden ser estos los más caros y sofisticados, pero no es sino a través del correcto análisis de espectros, que se obtendrán buenos resultados.

3.1 Elección de las herramientas adecuadas

Como paso previo a la implementación de rutinas de control de vibración, debemos estudiar uno a uno los equipos, sobre los que vamos a trabajar, con el fin de determinar a qué tipo de falla pueden estar expuestos los mismos.

Tratándose de un conjunto bomba motor, por ejemplo, estamos expuestos a problemas de alineación, falla de los rodamientos, problemas eléctricos del motor, problemas en el impulsor, deficiencia de la lubricación, problemas de anclaje, etc. Este estudio previo, nos permitirá determinar la cantidad de puntos a medir en un equipo y la correcta elección de los parámetros de medición (velocidad, aceleración, desplazamiento).

Una vez realizado el análisis antes mencionado, tendremos una idea clara de que tipo de equipamiento, colector de datos, sensores y software, debemos utilizar para la implementación de nuestro programa de Mantenimiento Predictivo.

Dentro de los elementos a escoger para realizar una correcta medición tenemos: Sensores de vibración, Colectores de datos y Software para el análisis de los datos recogidos.

3.1.1 Sensores de vibración

Hoy en día se ha generalizado el uso de los acelerómetros, por su buena respuesta en frecuencia, robustez y bajo costo.

La sensibilidad del transductor a elegir, estará dada por el número de r.p.m del equipo.

Un sensor de 100 mV/g, se usará para máquinas de más de 500 r.p.m y un sensor de 500 mV/g, será utilizado en máquinas de bajas r.p.m.

3.1.2 Colector de datos

La elección del mismo va a depender, del método de detección de falla que deseemos utilizar, ya sea un análisis de FFT normal (Transformada rápida de Fourier), envolvente, señales en el tiempo, cepstrum. Además de la capacidad de memoria para almacenar datos en el campo que posea el colector, con una buena resolución.

Es recomendable contar con un equipo de dos canales para la realización de balanceos in-situ y diagnóstico en turbo máquinas.

3.1.3 Software para el análisis de los datos recogidos en campo

Este deberá tener la capacidad de procesar los datos tomados con el colector y a la vez brindarnos información adicional y fundamental para el análisis espectral, como por ejemplo gráficos en cascada, identificación de frecuencia de falla de rodamientos, porcentaje de aumento de los valores de vibración, etc.

Una vez montado nuestro sistema de mantenimiento predictivo, debemos comenzar a estudiar el comportamiento de cada uno de los equipos con el fin de determinar los niveles de vibración de cada uno de ellos, tomar correctamente la firma de máquina de cada uno, esto será determinante a la hora del análisis, también es recomendable conocer las condiciones del proceso para poder evaluar el comportamiento dinámico del equipo cuando estas varían.

Otro punto a tener en consideración es la evaluación del componente de máquina que falló una vez reemplazado, esto nos permitirá estimar en forma aproximada la vida útil que tendrá el mismo la próxima vez que comience a tener síntomas de deterioro, esto contribuirá a la mejor planificación de las paradas por mantenimiento. Cabe mencionar que un buen paso a seguir ante los primeros síntomas de falla de un componente de un equipo rotante es la posibilidad de un cambio del tipo de lubricante con el fin de alargar el período de rotura del componente; cuando esto ocurre es conveniente aumentar la periodicidad del monitoreo de condición del equipo.

Como ejemplo de lo antes mencionado podemos citar que ante la detección de pitting en un reductor se puede cambiar el aceite tradicional usado en el mismo por uno sintético de tercera generación, este tipo de aceite evitará que las picaduras sobre los flancos de los dientes sigan aumentando y provoque la rotura de los mismos.

3.2 Análisis vibracional de una estación de bombas verticales.

Se presenta el caso de una bomba multietapas vertical sumergida a 35 m de profundidad, a la cual se accede a la medición desde el motor de la misma. A través del análisis del espectro de frecuencia podemos llegar a determinar el estado de la bomba, a pesar de que no realizamos mediciones sobre la misma.

La detección de este tipo de fallas, se logra observando el espectro de velocidad. Las mediciones en este equipo fueron realizadas con un acelerómetro de 100mV/g.

En este espectro, podemos observar el comportamiento normal del equipo, con baja amplitud de picos sin otros detalles relevantes. Observemos que la 1/2 X de la velocidad de giro es de menor amplitud, que la frecuencia natural de giro. (Figura 3.1)

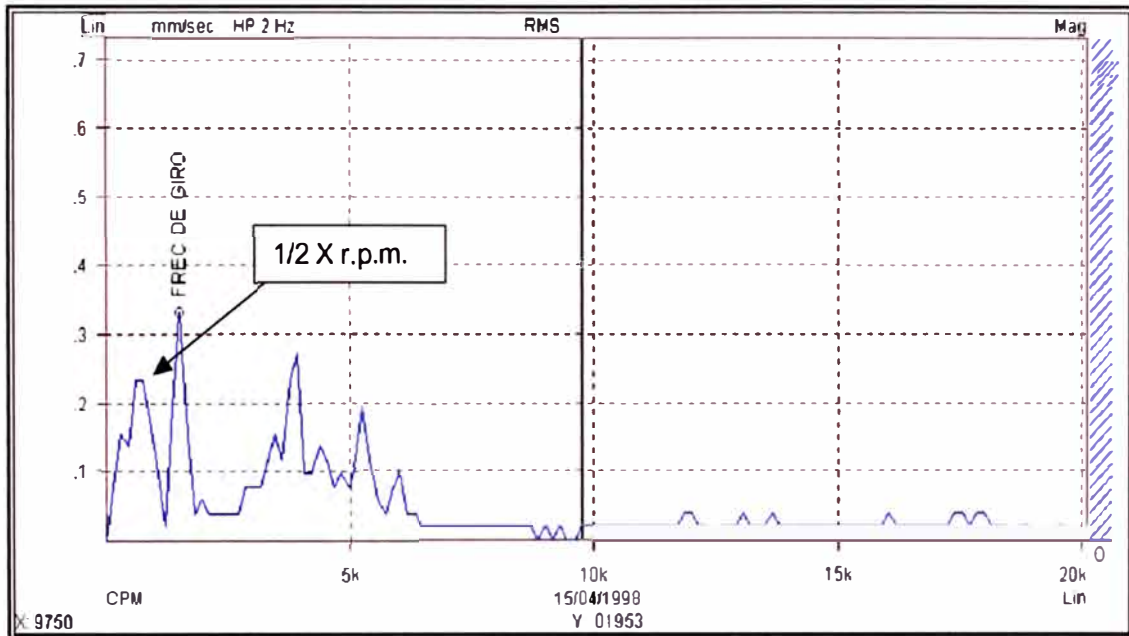


Figura 3.1. Espectro de caso de bombas

En el siguiente espectro del mismo equipo observemos como la 1/2 X r.p.m. supera en el rango de amplitud a la 1 X r.p.m, esto nos está indicando un aflojamiento mecánico en la bomba, ya sea holgura de cojinetes o desgaste en los bujes de bronce [1]. Este es un motor de 380 Kw, 1500 r.p.m. y sus rodamientos traseros son del tipo 7228 BCB. (Figura 3.2)

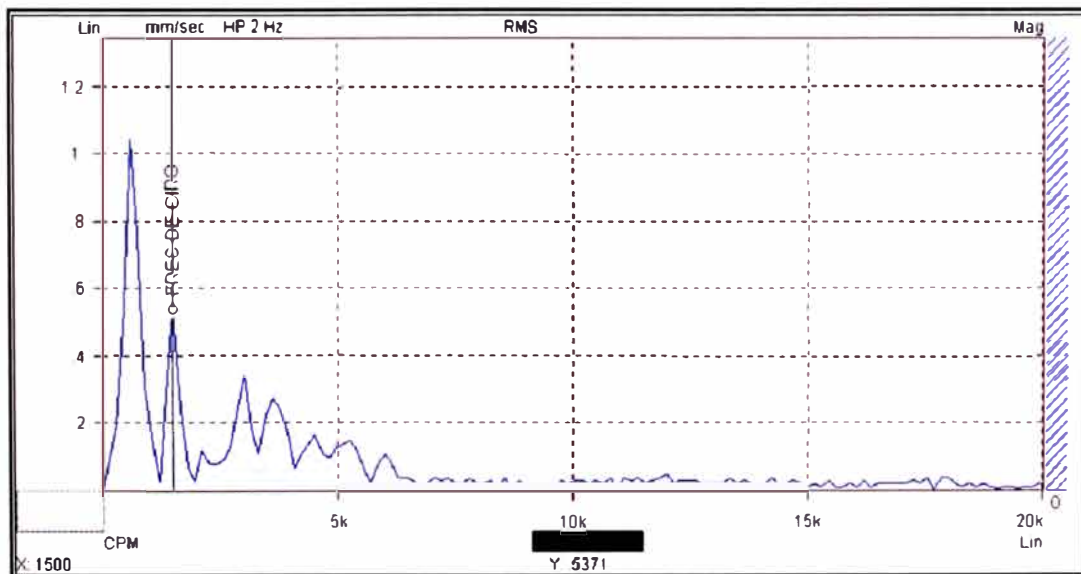


Figura 3.2. Espectro de caso de bombas.

3.3 Análisis vibracional aplicado a instalaciones de una planta cementera

Basado en el análisis de frecuencia una falla en la pista exterior del rodamiento de un ventilador separador fue diagnosticada en una planta cementera. (Figura 3.3)

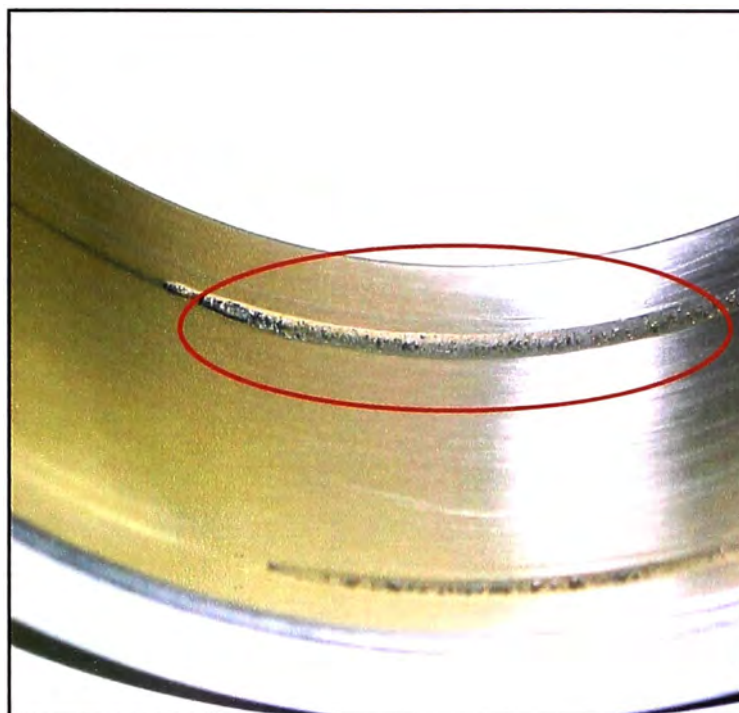


Figura 3.3. Daño en pista exterior de rodamiento.

Debido al monitoreo la reparación pudo ser postergada hasta la próxima parada de producción, la cual fue programada en dos semanas.

De no haberse implementado el programa de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional, el defecto encontrado en el rodamiento hubiera provocado daño en el soplador y en el motor.

La aplicación del mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional se tradujo en beneficios económicos para la empresa tal como se muestra en el siguiente cuadro:

Tabla 3.1 Costos comparativos de la aplicación del análisis vibracional

Costos del análisis vibracional USD		Costos del mantenimiento correctivo USD	
Material	800	Material	14800
Personal	1000	Personal	6000
Pérdida de producción	0	Pérdida de producción	96000
Total	1800	Total	116800
Monto ahorrado 115,000 USD			

Basado en mediciones fuera de línea en el accionamiento de refrigeración del sector de hornos, una falla en el rodamiento fue diagnosticado en la fase inicial y pudo ser reparado antes que ocurriera un daño sustancial. Figuras (3.4) y (3.5)

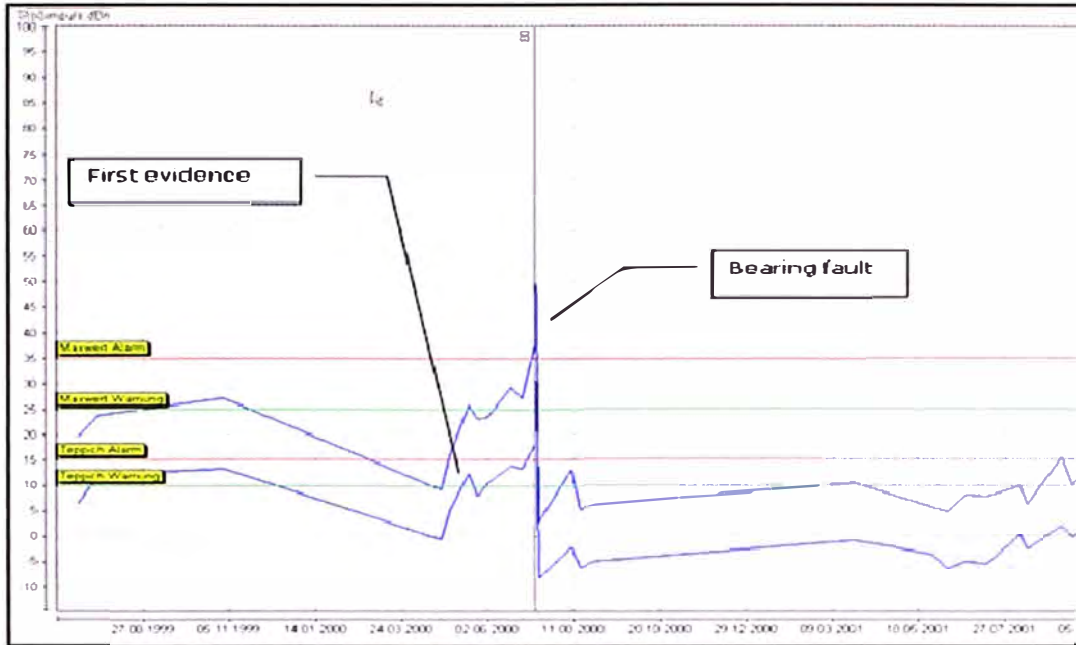


Figura 3.4. Espectro de daño prematuro en rodamiento



Figura 3.5. Daño prematuro en rodamiento

Los beneficios económicos de la aplicación del análisis vibracional se muestra en el siguiente cuadro:

Tabla 3.2 Costos comparativos de la aplicación del análisis vibracional

Costos del análisis vibracional USD		Costos del mantenimiento correctivo USD	
Material	150	Material	26700
Personal	1850	Personal	13300
Pérdida de producción	10000	Pérdida de producción	227000
Total	12000	Total	267000
Monto ahorrado 255,000			

En vista del beneficio económico obtenido con la implementación del análisis vibracional como herramienta importante para predecir fallas y diagnosticar con precisión la causa,

se han identificado los defectos típicos a la vez que se determinado la ubicación física de los puntos de medición según los distintos procesos en la fabricación del cemento:

3.3.1 Trituradora

a. Defectos típicos

- Daño en rodamientos
- Defectos de acoplamiento
- Frecuencia de engranaje
- Daños a la fundación debido a la alta carga de vibración (máximo 50 mm/s)

b. Ubicación de mediciones (Figura 3.6)

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor
- 5 : Caja reductora
- 6 : Rodillos

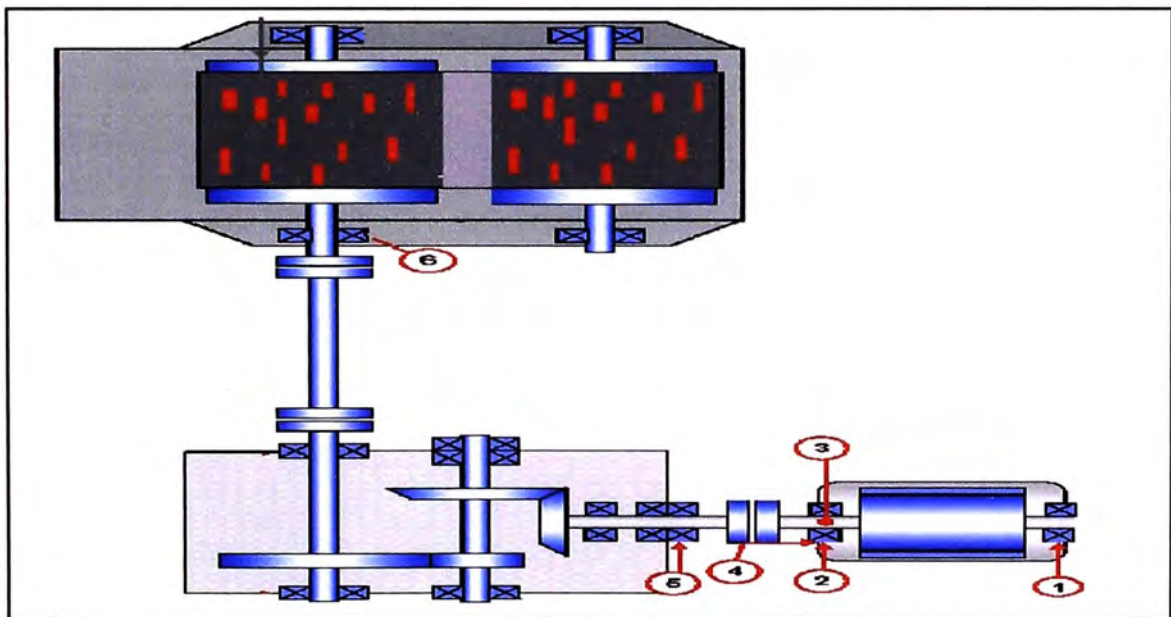


Fig. 3.6 Ubicación de puntos de medición en la trituradora.

3.3.2 Faja transportadora

a. Defectos típicos

- Daño en rodamientos
- Defectos de acoplamiento
- Frecuencia de engranaje
- Daños a la fundación debido a la alta carga de vibración (máximo 50 mm/s)

b. Ubicación de mediciones (Figura 3.7)

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor

- 5,6,7 : Caja reductora
- 8,9 : Rodillos del accionamiento
- 10,11 : Rodillos de flexion

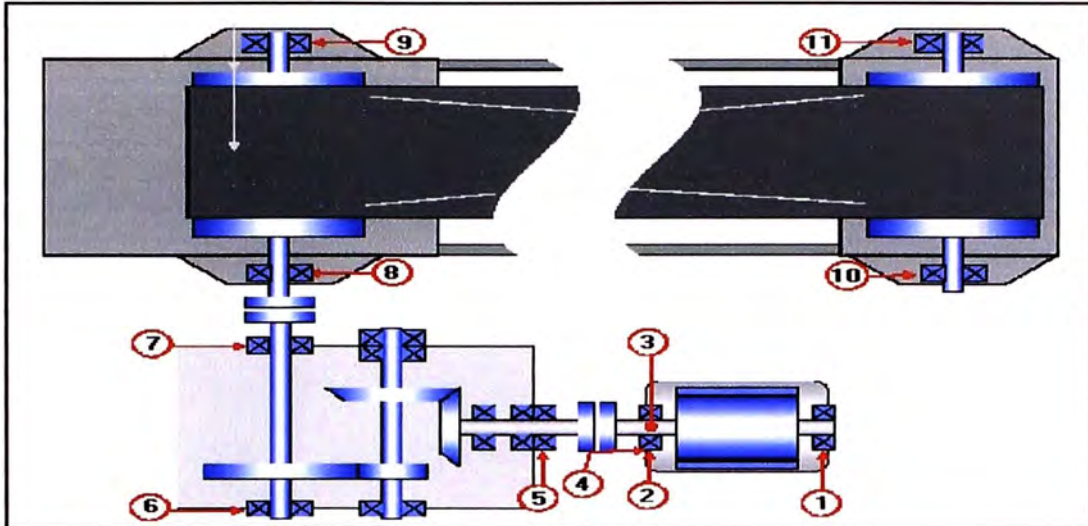


Fig. 3.7. Ubicación de puntos de medición en la faja transportadora.

3.3.3 Molino de rodillos

a. Defectos típicos

Daño en motor eléctrico: condición de rodamientos, desbalance, desalineamiento, problemas eléctricos. Caja reductora: frecuencia de engrane del piñón. [1]

b. Ubicación de mediciones (Figura 3.8)

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor
- 5,6 : Entrada de caja reductora
- 7,8 : Rodamiento del bisel de la caja reductora
- 9,10 : Etapa planetaria de caja reductora

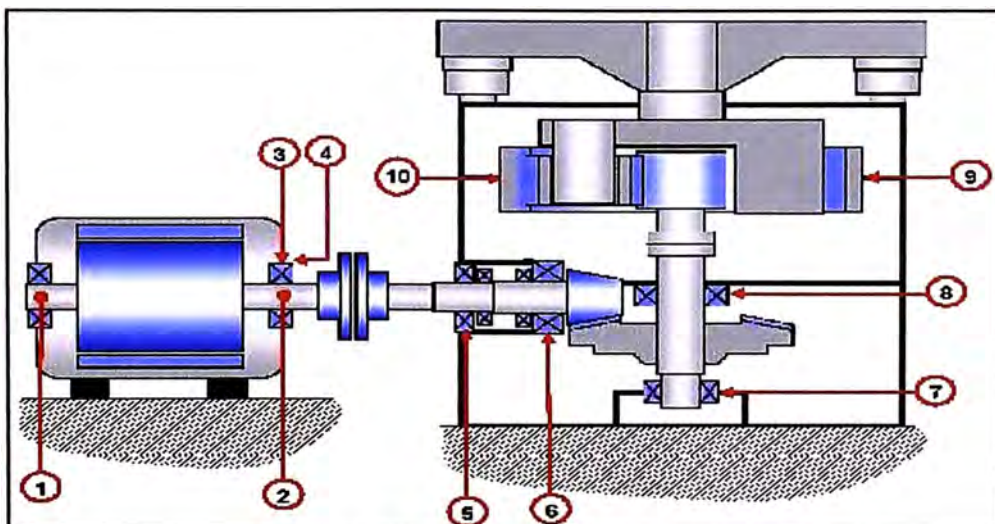


Fig.3.8 Ubicación de puntos de medición en el molino de rodillos.

3.3.4 Molino de bolas

a. Defectos típicos

Daño en motor eléctrico: condición de rodamientos, desbalance, desalineamiento, problemas eléctricos.

Caja reductora: frecuencia de engrane del piñón

b. Ubicación de mediciones (Figura 3.9)

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor
- 5,6 : Etapa planetaria de caja reductora
- 7,8 : Chumaceras del molino

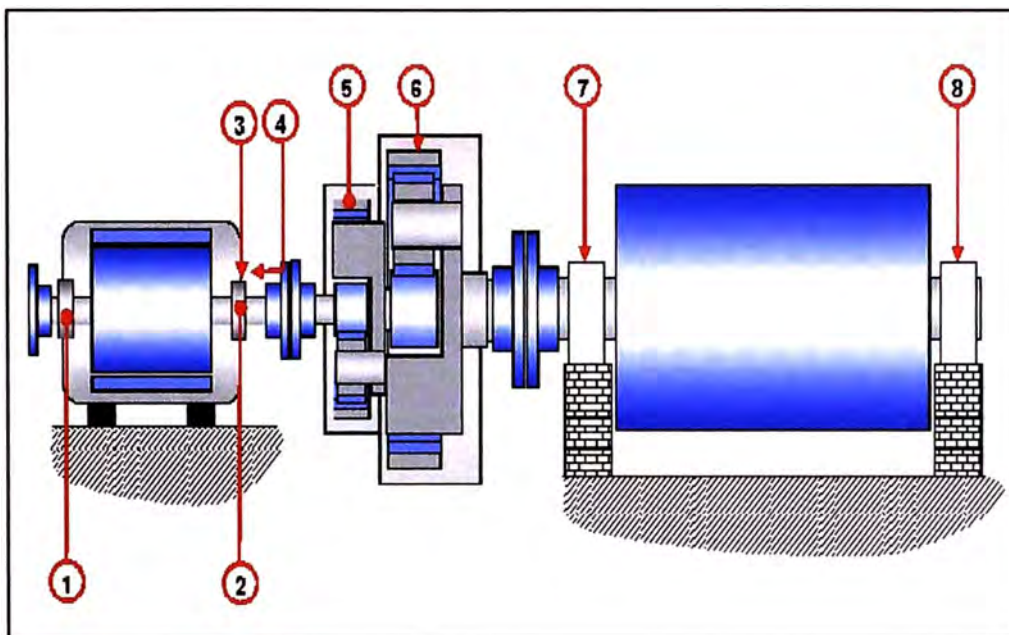


Fig. 3.9 Ubicación de puntos de medición en el molino de bolas.

3.3.5 Extractores

a. Defectos típicos

Daño en motor eléctrico: condición de rodamientos, desbalance, desalineamiento, problemas eléctricos.

b. Ubicación de mediciones

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor
- 5,6 : Condición de rodamientos del ventilador

En la figura 3.10 se observa la distribución de los puntos de medición en el motor eléctrico y en los rodamientos del ventilador.

Cada vez que se efectúen las mediciones se debe procurar realizarlas en las mismas condiciones de trabajo en que se realizaron las mediciones anteriores.

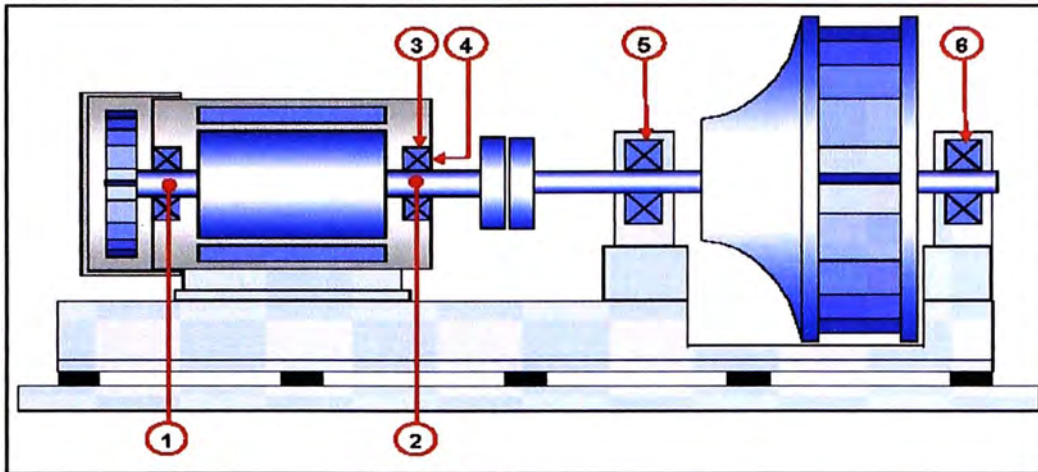


Fig. 3.10 Ubicación de puntos de medición en el sistema ventilador.

3.3.6 Horno

a. Defectos típicos

Daño en motor eléctrico: condición de rodamientos, desbalance, desalineamiento, problemas eléctricos.

Caja reductora: desbalance, desalineamiento, frecuencia de engranaje de primer y tercer estado, condición de vibración del eje de entrada, eje primario y eje de salida.

Accionamiento del piñón: frecuencia de engrane del piñón.

b. Ubicación de mediciones (Figura 3.11)

- 1,2 : Motor, condición de rodamiento
- 3,4 : Vibración de motor
- 5,6 : Eje de entrada de caja reductora
- 7,8 : Eje de salida de caja reductora
- 9,10,11 : Eje intermedio de caja reductora
- 12,13 : Vibración del horno

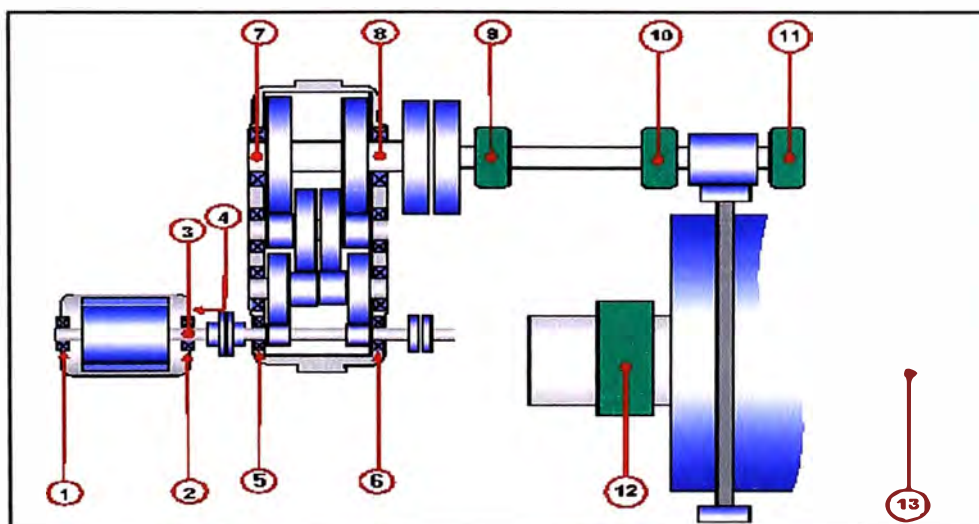


Fig. 3.11. Ubicación de puntos de medición en el sistema del horno.

3.4 Aplicación del análisis vibracional en el diagnóstico de fallas en Turbinas a Vapor.

Las turbinas a vapor requieren de especial atención debido a las altas velocidades involucradas, extrema temperatura y livianos rotores. Estos factores contribuyen al arqueo del rotor.

Un limitado número de problemas pueden ocurrir en turbinas, tales como soltura mecánica, desbalance, desalineamiento, resonancia y fricciones. Los datos son recopilados exclusivamente con sondas de proximidad aunque también deberían ser tomados con acelerómetros permanentemente montados. Una fricción en una turbina puede generar altas frecuencias cuyo valor sea aproximadamente igual al producto del número de alabes por la velocidad de giro. Los datos de la figura 3.12 fueron tomados en la dirección axial de la carcasa de la turbina.

La frecuencia de 1224 Hz es generado por el golpeteo o fricción de los alabes 25.5 veces por cada revolución. La diferencia de frecuencia de 48 Hz de las bandas laterales indica que la frecuencia es modulada por la velocidad de la turbina. La frecuencia de 880 Hz indica que la unidad rotante no está golpeando o friccionando el mismo número de veces por revolución. Se nota que 0.1 IPS a 1224 Hz es igual a 0.03 mils de desplazamiento y 1.99 g de aceleración [1]. Este problema no hubiera sido posible ser identificado con medición de desplazamiento.

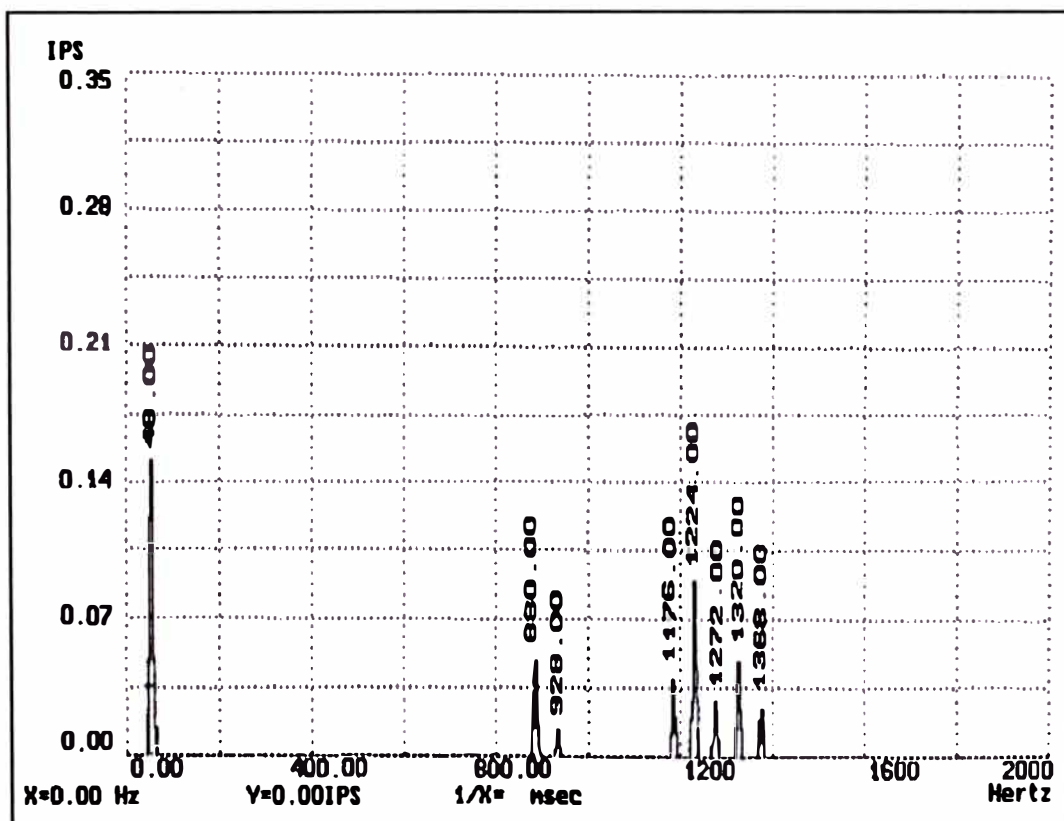


Fig. 3.12 Datos tomados en la dirección axial de la carcasa de la turbina.

3.5 Análisis vibracional de una estación de compresores

A continuación se muestra el reporte de inspección de análisis vibracional realizado a un equipo reciprocante cuyo resultado indica que el equipo se encuentra en condiciones normales de operación. Los valores aceptables de vibración con el cual el equipo se considera que trabaja sin peligro se han establecido según lo establece la norma ISO 2372 para máquinas clase III con masas montadas sobre fundaciones rígidas las cuales son relativamente resistentes en la dirección de las mediciones de vibración modificada con la experiencia adquirida de las inspecciones previas.

3.5.1 Información general

Tabla 3.3 Datos generales del equipo.

Equipo	Motocompresor C5
Tipo de equipo	Motor de combustión interna acoplado a compresor de gas
Uso	Sistema de compresión de gas (Booster)
Locación	Estación de compresores Peña Negra 30
Instrumentos de medición	Colector de datos de performance y analizador de vibraciones Windrock 6310-MA

3.5.2 Información del equipo

Tabla 3.4 Especificaciones técnicas del equipo

Motor		Compresor	
Marca	Caterpillar	Marca	Garden Denver
Modelo	CAT 3506	Modelo	Tornillo
RPM	1800	Numero de cilindros	1
Potencia		Potencia	108 HP
N de cilindros	6	Presión Succión	12.5 psi
Temperatura del agua	190 F	Presión Intermedia	N/A
Presión de aceite	67 psi	Presión Descarga	31 psi

3.5.3 Configuración de la medición de vibraciones

En la siguiente tabla se muestran los valores de ajuste de parámetros del equipo analizador de vibraciones Windrock 6310-MA:

Tabla 3.5 Parámetros de equipo analizador de vibraciones

Tipo de detección	Velocidad
Detección	Pico/RMS
Escala Maxima	15 KHz
Sensibilidad Captador	10 mV/EU
Frecuencia baja a omitir	120 CPM
RPM	1800
Líneas de espectro	800
Tipo de medición	Overall/FFT/Tiempo
Numero de medias	4
Ventana	Hanning
Unidades de eje	CPM-mm/s / CPM-Gs
Modo de visualización	Overall/FFT/Tiempo

3.5.4 Alarmas para medición de vibraciones

Tabla 3.6 Ajuste de niveles de alarma

Alarma Alta Velocidad	9 mm/s
Alarma Alta Aceleración	2 Gs
Alarma Peligro Velocidad	13 mm/s
Alarma Peligro Aceleración	4 Gs

3.5.5 Esquema de indicación de puntos de medición

La distribución de puntos de medición se muestra en la figura 3.13.

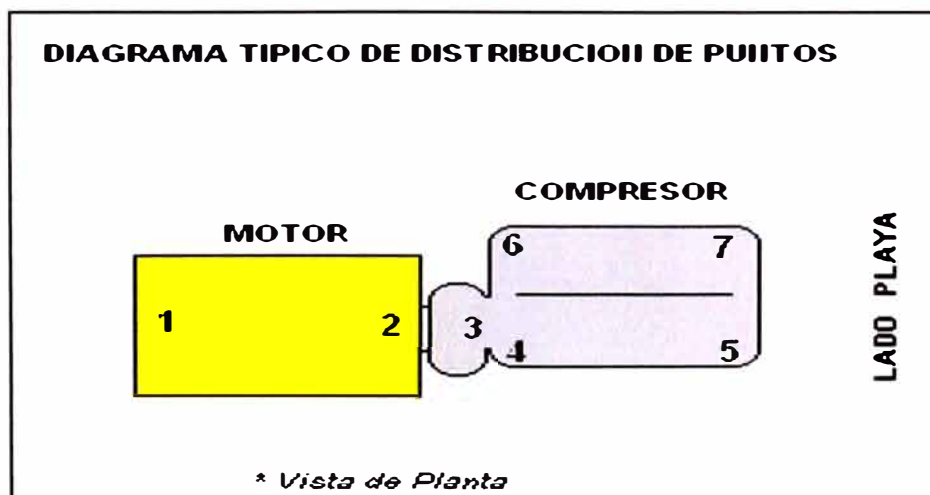


Fig. 3.13 Distribución de puntos de medición

3.5.6 Registro de medición de vibraciones

Tabla 3.7 Plantilla de puntos de medición.

Punto N1 Sentido Horizontal	6.134	Punto N5 Sentido Horizontal	2.753
Punto N1 Sentido Vertical	8.528	Punto N5 Sentido Vertical	2.443
Punto N1 Sentido Axial	3.860	Punto N5 Sentido Axial	3.583
Punto N2 Sentido Horizontal	3.759	Punto N6 Sentido Horizontal	2.299
Punto N2 Sentido Vertical	2.310	Punto N6 Sentido Vertical	1.725
Punto N2 Sentido Axial	1.818	Punto N6 Sentido Axial	3.461
Punto N3 Sentido Horizontal	3.122	Punto N7 Sentido Horizontal	2.173
Punto N3 Sentido Vertical	2.915	Punto N7 Sentido Vertical	2.128
Punto N3 Sentido Axial	3.425	Punto N7 Sentido Axial	3.915
Punto N4 Sentido Horizontal	2.741	Punto N8 Sentido Horizontal	N/A
Punto N4 Sentido Vertical	2.976	Punto N8 Sentido Vertical	N/A
Punto N4 Sentido Axial	3.583	Punto N8 Sentido Axial	N/A

3.5.7 Grafica comparativa-Promedios Generales de Vibración-Motocompresor C5

En la gráfica de la figura 3.14 se aprecia la tendencia de las mediciones de velocidad en mm/s. Se puede observar que la evolución en el tiempo de las mediciones no alcanza el valor de alarma y las variaciones súbitas se deben a distintas condiciones de trabajo.

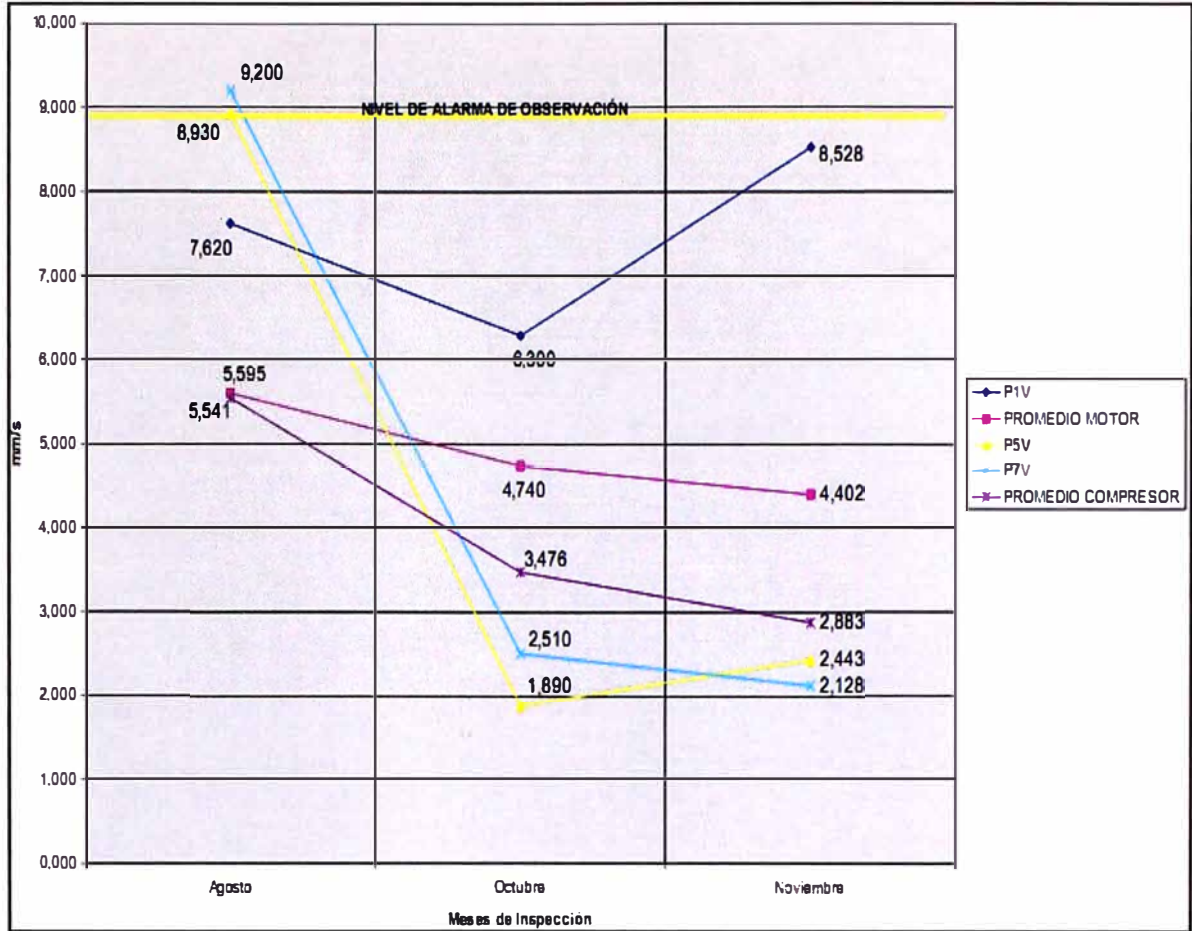


Fig. 3.14 Gráfica de tendencias de valores de vibraciones

CAPITULO IV

EVALUACION TECNICA ECONOMICA DE LA APLICACIÓN DEL ANALISIS VIBRACIONAL EN GRUPOS DE UNA CENTRAL TERMOELECTRICA DE 24 MW

4.1 Características técnicas del equipamiento electromecánico involucrado del estudio.

En la siguiente tabla se muestran las características técnicas principales de las unidades de generación de la Central Térmica en estudio:

Tabla 4.1 Características técnicas de los grupos termoeléctricos

DESCRIPCION	UNIDAD	GRUPOS WARTSILA			
GRUPO		N° 1	N° 2	N° 3	N° 4
MOTOR					
Fabricante		WARTSILA	WARTSILA	WARTSILA	WARTSILA
Tipo		18V32	18V33	18V34	18V35
Serie		7284	7284	7284	7284
Año de Fabricación		1996	1996	1996	1996
Año de puesta en servicio		1996	1996	1996	1996
Potencia Nominal	kW	6340	6340	6340	6340
Velocidad	r.p.m	720	720	720	720
Tipo de combustible utilizado		R6-D2	R6-D2	R6-D2	R6-D2
GENERADOR ELECTRICO					
Fabricante		ABB INDUSTRY	ABB INDUSTRY	ABB INDUSTRY	ABB INDUSTRY
Tipo		HSG 900xU10	HSG 900xU11	HSG 900xU12	HSG 900xU13
Potencia Nominal	kVA	8000	8000	8000	8000
Tension Nominal	V	10500	10500	10500	10500
Corriente Nominal	A	439	439	439	439
Factor de Potencia		0.8	0.8	0.8	0.8
Frecuencia	hz	60	60	60	60

4.2 Determinación de Costos de Mantenimiento

4.2.1 Términos y definiciones.

a. Costos Fijos

Son los costos en que incurre la empresa de generación, aunque ésta no produzca un solo KWh. Estos costos no varían con la energía producida, es decir son independientes de los KWh producidos.

b. Costos Variables

Son los costos que dependen de la energía producida (KWh); o las horas de operación reales o equivalentes según se trata de unidades con motores diesel y turbinas a vapor o turbinas a gas respectivamente.

c. Costo Fijo Anual de Mantenimiento (CFAM)

Es el intercepto de la regresión lineal de las anualidades del costo total de mantenimiento en función de la producción anual de energía de la unidad con las ordenadas; para todas las simulaciones de las operaciones consideradas.

d. Costo Variable de Mantenimiento (CVM)

La pendiente de la regresión lineal de las anualidades del costo total de mantenimiento en función de la producción anual de energía de la unidad para todas las simulaciones de las operaciones consideradas, será considerada como el costo variable de mantenimiento CVM de la unidad.

En el caso de unidades de generación donde el contador considere también la variable “número de arranques” el CVM final será el promedio ponderado por número de arranques de los CVM calculados para cada familia de simulación de horas de operación determinada para cada número de arranques anuales específico.

4.2.2 Costo Fijo Anual de Mantenimiento

Para la determinación del Costo fijo anual de mantenimiento referencial se tomó la información estadística obtenida de la planta.

Se procedió a clasificar los datos estadísticos de los años citados, agrupándolos en Costos Fijos Anuales y Costos Variables Anuales, expresando los montos en Dólares Americanos (US\$), a la tasa promedio anual correspondiente al año y mes en que se hicieron los desembolsos.

El resultado de la operación descrita anteriormente, se muestra en resumen en las tablas siguientes:

Tabla 4.2 Estructura de costos fijos anuales

DESCRIPCION	COSTO ANUAL (US\$/año)				
	2006	2007	2008	2009	PROMEDIO
Ferretería	265	84	3714	770	1208
Herramientas e instrumentos	9808	768	4382	704	3915
Perfiles, planchas, tuberías y accesorios	336	24	368	1047	444
Pinturas, barnices, productos químicos	27541	340	29390	2160	14858

Reparación y mantenimiento de otras instalaciones eléctricas	0	345	217	8635	2299
Repuestos y mantenimiento de otros equipos	2002	2192	2686	5685	3141
Soldadura y materiales para soldar	0	39	280	179	125
Implementos de seguridad	0	0	329	14	86

Tabla 4.3 Estructura de costos variables

DESCRIPCION	COSTO ANUAL (US\$/año)				
	2006	2007	2008	2009	PROMEDIO
Mantenimiento y repuestos mecánicos del grupo Wartsila	227204	109510	113582	17646	116985
Honorarios por asesoría	0	16572	1125	0	4424
Lubricantes	70600	19554	96794	27370	53579
Materiales y repuestos mecánicos	316	1336	5	315	493
Materiales y repuestos eléctricos	21416	19364	6915	2610	12576
Reparación y mantenimiento de equipo de generación	78173	58	5413	6056	22425

Cabe resaltar, que los costos arriba descritos, están referidos a la operación de la central como conjunto y no a cada grupo por separado.

Tabla 4.4 Resumen estadístico de operación

RESUMEN ESTADISTICO DE OPERACIÓN DE PLANTA (W1 +W2+W3+W4)			
AÑO	CFM	CVM	CT
2006	39953	397708	437661
2007	3792	166393	170185
2008	41368	223834	265202
2009	19194	53996	73190

De la tabla anterior, solamente usaremos los datos referentes al Costo Fijo de Mantenimiento Anual; los Costos Variables y Totales sólo se mantienen como referencia y éstas serán determinadas usando otra metodología que se describe más adelante.

Teniendo en cuenta los datos de la tabla anterior, tendremos que en promedio, la central tendrá como Costo Fijo de Mantenimiento US\$ 26 077 por año. Si consideramos que los costos fijos son atribuibles a cada equipo equitativamente, tendríamos que el Costo Fijo de Mantenimiento para cada unidad de generación asciende a US\$ 6 519 anuales.

4.2.3 Costo Variable de Mantenimiento (CVM)

Lo primero que se ha determinado es la Política de Mantenimiento de las unidades de generación; para lo cual se recurrió al programa de mantenimiento sugerida por el fabricante de motores WARTSILA.

A continuación se indica en la tabla 4.5, la Política de Mantenimiento considerada para los grupos; en la que se indica las distintas categorías de mantenimiento, los períodos de mantenimiento y el contador (horas de operación) consideradas para fines del estudio.

Tabla 4.5 Política de mantenimiento

Intervalo (Horas)	Categoría de mantenimiento	Tipos
1000	MENOR	M1000
2000		M2000
4000		M4000
8000		M8000
16000	INTERMEDIO	M16000
24000		M24000
48000	MAYOR	M48000
64000		M64000

Los mantenimientos de menos de 1 000 horas se han considerado como mantenimientos de rutina dentro de los costos fijos anuales.

Para los tipos de mantenimiento M1000 al M48000 (excluyendo el M8000), se han hallado los costos equivalentes en repuestos, sumando los montos atribuibles a los cambios de repuestos según intervalos de operación. Los resultados se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 4.6 Costos por categorías de mantenimiento

Categoría de mantenimiento	Tipos	Costo en repuestos (US \$)
MENOR	M1000	1202
	M2000	2915
	M4000	5779
INTERMEDIO	M16000	61834
	M24000	114036
MAYOR	M48000	407775

Cabe mencionar que los costos registrados en la tabla corresponden únicamente a los repuestos utilizados en el mantenimiento del motor primo. Para determinar el costo que representarían los repuestos por la parte del generador, utilizamos la información

obtenida del mantenimiento mayor, que comprende tanto la parte mecánica como la eléctrica. De esa información podemos obtener una proporción, la cual supondremos constante para todos los tipos de mantenimiento y se aprecia en la tabla 4.7.

Tabla 4.7 Relación de costos de mantenimiento

Relación de costos de repuestos mantto mecánico-mantto eléctrico	
Costo de mantenimiento mecánico 48000 H-MM (US\$)	368938
Costo de mantenimiento eléctrico 48000 H-MM (US\$)	38837
Relación ME/MM	10.53%

Con esta proporción, procedemos a calcular el monto equivalente al mantenimiento eléctrico para cada tipo de mantenimiento, obteniendo lo siguiente:

Tabla 4.8. Costos de repuestos para mantenimiento del generador

Categoría de mantenimiento	Tipos	Costos en repuestos (US \$)
Menor	M1000	1329
	M2000	3222
	M4000	6387
Intermedio	M16000	68343
	M24000	126040
Mayor	M48000	407775

Con la información obtenida en la tabla mostrada, procedemos a calcular por regresión los montos atribuibles a los mantenimientos M8000 y M64000. Esto debido a que por una parte, la suma de los repuestos que se deben reemplazar a las 8 000 horas, excede por mucho a los tipos de mantenimiento inmediatamente superior e inferior (M4000 y M16000). Respecto al mantenimiento M64000 se procede de esta manera, debido a que no hay información de costos o repuestos, ya que a la fecha, aún no se ha ejecutado esta categoría de mantenimiento (Overhaul).

Tabla 4.9 Costos de repuestos para las distintas categorías de mantenimiento

Categoría de mantenimiento	Tipos	Costo en repuestos (US \$)
MENOR	M1000	1329
	M2000	3222
	M4000	6387
	M8000	24254
INTERMEDIO	M16000	68343

	M24000	126040
MAYOR	M48000	407775
	M64000	541217

A continuación, en la figura 4.1 se muestra la regresión que se ha utilizado para determinar los costos de los mantenimientos correspondientes a las 8 000 y 64 000 horas de operación.

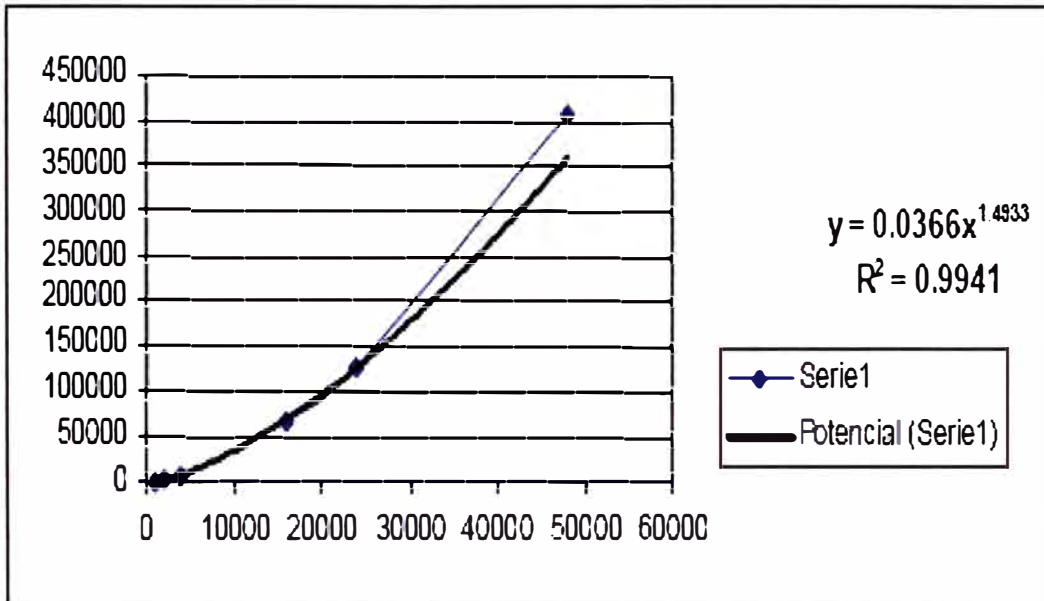


Figura 4.1 Gráfica de regresión lineal de los costos de mantenimiento

4.2.4 Costo de la Mano de Obra

Para la determinación del costo por mano de obra especializada se tomo como referencia las tarifas del contrato con el proveedor del servicio de mantenimiento mayor:

Tabla 4.10 Costo de mantenimiento de 16000 horas

Mantenimiento mayor de 16000 horas (M16000)			
Actividad	Precio Unitario Mano de obra	Horas	Costo US \$
Viaje	44.00	8	352.00
Supervision (Lunes a Viernes)	60.00	80	4800.00
Sobretiempo A (Sábados y horas que excedan las 8 horas)	70.00	30	2100.00
Sobretiempo B (Domingos y feriados)	92.00	10	920.00
Hotel y estadía diaria	70.00	12	840.00
Costo Total US \$			9012.00

Tabla 4.11 Costo de mantenimiento de 24000 horas

Mantenimiento mayor de 24000 horas (M24000)			
Actividad	Precio Unitario Mano de obra	Horas	Costo US \$
Viaje	44.00	8	352.00
Supervision (Lunes a Viernes)	65.00	112	7280.00
Sobretiempo A (Sábados y horas que excedan las 8 horas)	75.00	16	1200.00
Sobretiempo B (Domingos y feriados)	90.00	16	1440.00
Hotel y estadía diaria	80.00	18	1440.00
Costo Total US \$			11712.00

Tabla 4.12 Costo de mantenimiento de 64000 horas

Mantenimiento mayor de 64000 horas (M64000)			
Actividad	Precio Unitario Mano de obra	Horas	Costo US \$
Viaje	44.00	8	352.00
Supervision (Lunes a Viernes)	65.00	220	14300.00
Sobretiempo A (Sábados y horas que excedan las 8 horas)	75.00	40	3000.00
Sobretiempo B (Domingos y feriados)	90.00	40	3600.00
Hotel y estadía diaria	80.00	30	2400.00
Costo Total US \$			23652.00

Tabla 4.13 Costo de mantenimiento de 48000 horas

Mantenimiento mayor de 48000 horas (M48000)			
Actividad	Precio Unitario Mano de obra	Horas	Costo US \$
Viaje	44.00	8	352.00
Supervision (Lunes a Viernes)	65.00	80	5200.00
Sobretiempo A (Sábados y horas que excedan las 8 horas)	75.00	30	2250.00
Sobretiempo B (Domingos y feriados)	90.00	10	900.00
Hotel y estadía diaria	80.00	12	960.00
Costo Total US \$			9662.00

Además de esta información, se obtuvo también los costos referidos al mantenimiento de los turbocompresores (realizados cada 48000 horas).

El costo por el mantenimiento de 48 000 horas se halló de la siguiente forma:

Costo de mantenimiento del turbo4: US\$ 6 420.00

Costo por el mantenimiento cada unidad5: US\$ 13 982.00

Total: US\$ 20 402.00

En resumen, los costos de mano obra son los que se indican en el cuadro siguiente, en ella se ha considerado además que los costos atribuibles a la categoría de mantenimiento Menor (M1000, M2000, M4000 y M8000), se considerarán despreciables, debido a que básicamente es el personal de planta quién realiza dichos trabajos de mantenimiento.

Tabla 4.14 Costos de mano de obra

Intervalo	Categoría de mantenimiento	Tipos	Costo en repuestos (US\$)	Costo Mano de Obra (US\$)	Total (US\$)
1000	MENOR	M1000	1329	0	1329
2000		M2000	3222	0	3222
4000		M4000	6387	0	6387
8000		M8000	24254	0	24254
16000	INTERMEDIO	M16000	68343	9662	78005
24000		M24000	126040	11712	137752
48000	MAYOR	M48000	407775	20402	428177
64000		M64000	541217	23652	564869

4.2.5 Flujo de Costos Variables de Mantenimiento (FCVM)

Para tres escenarios y determinación del Valor Actual y la Anualidad de los costos variables se requiere simular la operación de la central bajo diferentes condiciones, basadas en las horas de operación anual. Para nuestro caso, simularemos 3 casos, que consideramos base:

- Para 5500 horas de operación anuales, corresponde aproximadamente a una máxima producción anual promedio de las unidades.
- Para 2500 horas de operación anuales, corresponde aproximadamente a una mínima producción anual promedio de las unidades.
- Para 1500 horas de operación anuales, como caso probable debido a la mayor participación de las centrales a gas en el sistema que obligaría a operar a estas unidades sólo en casos de emergencia.

También se hace una simulación para dos casos extremos de operación:

- Para 1 000 horas de operación anuales y,

– Para 8 000 horas de operación anuales.

Para tales casos, primero hallaremos los flujos de mantenimiento a lo largo de los 20 años de análisis, mostrando el número de mantenimientos (por tipo), a realizar en cada año, para si después asignarle su respectivo costo.

Tabla 4.15 Flujo – Escenario 1000 horas anuales

N°	AÑO	HO	FLUJOS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO (US\$): CASO 1000 HORAS ANUALES								TOTAL	VALOR PRESENTE
			M1000	M2000	M4000	M8000	M16000	M24000	M48000	M64000		
			1329	3222	6387	24254	78905	137752	428177	564869		
1	2009	0 - 1000	1								1329	1186
2	2010	1000 - 2000	1	1							4550	3627
3	2011	2000 - 3000	1								1329	946
4	2012	3000 - 4000	1	1	1						10938	6951
5	2013	4000 - 5000	1								1329	754
6	2014	5000 - 6000	1	1							4550	2305
7	2015	6000 - 7000	1								1329	601
8	2016	7000 - 8000	1	1	1	1					35192	14213
9	2017	8000 - 9000	1								1329	479
10	2018	9000 - 10000	1	1							4550	1465
11	2019	10000 - 11000	1								1329	382
12	2020	11000 - 12000	1	1	1						10938	2807
13	2021	12000 - 13000	1								1329	304
14	2022	13000 - 14000	1	1							4550	931
15	2023	14000 - 15000	1								1329	243
16	2024	15000 - 16000	1	1	1	1	1				113197	18465
17	2025	16000 - 17000	1								1329	194
18	2026	17000 - 18000	1	1							4550	592
19	2027	18000 - 19000	1								1329	154
20	2028	19000 - 20000	1	1	1						10938	1134

Luego de hallar los costos totales por año de operación (para cada escenario), procedemos a llevar dicho monto a valor actual, para luego hallar la anualidad correspondiente a dicho escenario de operación. Así tenemos los siguientes resultados:

Tabla 4.16 Flujo – Escenario 1500 horas anuales

N°	AÑO	HO	FLUJOS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO (US\$): CASO 1500 HORAS ANUALES								TOTAL	VALOR PRESENTE
			M1000	M2000	M4000	M8000	M16000	M24000	M48000	M64000		
			1329	3222	6387	24254	78905	137752	428177	564869		
1	2009	0 - 1500	1								1329	1186
2	2010	1500 - 3000	1	1							4550	3627
3	2011	3000 - 4500	1	1	1						10938	7785
4	2012	4500 - 6000	1	1							4550	2892
5	2013	6000 - 7500	1								1329	754
6	2014	7500 - 9000	1	1	1	1					35192	17829
7	2015	9000 - 10500	1	1							4550	2058
8	2016	10500 - 12000	1	1	1						10938	4417
9	2017	12000 - 13500	1								1329	479
10	2018	13500 - 15000	1	1							4550	1465
11	2019	15000 - 16500	1	1	1	1	1				113197	32541
12	2020	16500 - 18000	1	1							4550	1168
13	2021	18000 - 19500	1								1329	304
14	2022	19500 - 21000	1	1	1						10938	2238
15	2023	21000 - 22500	1	1							4550	831
16	2024	22500 - 24000	1	1	1	1	1				172944	28211
17	2025	24000 - 25500	1								1329	194
18	2026	25500 - 27000	1	1							4550	592
19	2027	27000 - 28500	1	1	1						10938	1270
20	2028	28500 - 30000	1	1							4550	472

Tabla 4.17 Flujo – Escenario 2500 horas anuales

N°	AÑO	HO	FLUJOS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO (US\$): CASO 2500 HORAS ANUALES								TOTAL	VALOR PRESENTE
			M1000	M2000	M4000	M8000	M16000	M24000	M48000	M64000		
			1329	3222	6387	24254	78005	137752	428177	564869		
1	2009	0 - 2500	2	1							5879	5249
2	2010	2500 - 5000	3	1	1						13595	10838
3	2011	5000 - 7500	2	1							5879	4185
4	2012	7500 - 10000	3	2	1	1					41071	26101
5	2013	10000 - 12500	2	1	1						12266	6960
6	2014	12500 - 15000	3	1							7208	3652
7	2015	15000 - 17500	2	1	1	1	1				114526	51806
8	2016	17500 - 20000	3	2	1						16816	6792
9	2017	20000 - 22500	2	1							5879	2120
10	2018	22500 - 25000	3	1	1	1		1			175601	56539
11	2019	25000 - 27500	2	1							5879	1690
12	2020	27500 - 30000	3	2	1						16816	4316
13	2021	30000 - 32500	2	1	1	1	1				114526	26246
14	2022	32500 - 35000	3	1							7208	1475
15	2023	35000 - 37500	2	1	1						12266	2241
16	2024	37500 - 40000	3	2	1	1					41071	6700
17	2025	40000 - 42500	2	1							5879	856
18	2026	42500 - 45000	3	1	1						13595	1768
19	2027	45000 - 47500	2	1							5879	683
20	2028	47500 - 50000	3	2	1	1	1	1	1		685005	71012

Tabla 4.18 Flujo – Escenario 5500 horas anuales

N°	AÑO	HO	FLUJOS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO (US\$): CASO 5500 HORAS ANUALES								TOTAL	VALOR PRESENTE
			M1000	M2000	M4000	M8000	M16000	M24000	M48000	M64000		
			1329	3222	6387	24254	78005	137752	428177	564869		
1	2009	0 - 5500	5	2	1						19474	17387
2	2010	5500 - 11000	6	3	1	1					48278	38487
3	2011	11000 - 16500	5	3	2	1	1				131342	93487
4	2012	16500 - 22000	6	3	1						24024	15268
5	2013	22000 - 27500	5	2	1	1		1			181480	102977
6	2014	27500 - 33000	6	3	2	1	1				132671	67215
7	2015	33000 - 38500	5	3	1						22695	10266
8	2016	38500 - 44000	6	3	2	1					54666	22078
9	2017	44000 - 49500	5	2	1	1	1	1			687662	247978
10	2018	49500 - 55000	6	3	1						24024	7735
11	2019	55000 - 60500	5	3	2	1					53337	15333
12	2020	60500 - 66000	6	3	1	1	1			1	691153	177402
13	2021	66000 - 71500	5	2	1						19474	4463
14	2022	71500 - 77000	6	3	2	1		1			192417	39372
15	2023	77000 - 82500	5	3	1	1	1				124955	22829
16	2024	82500 - 88000	6	3	2	1					54666	8917
17	2025	88000 - 93500	5	2	1						19474	2836
18	2026	93500 - 99000	6	3	1	1	1	1			632212	90015
19	2027	99000 - 104500	5	3	2	1					53337	6193
20	2028	104500 - 110000	6	3	1						24024	2491

Tabla 4.19 Flujo – Escenario 8000 horas anuales

N°	AÑO	HO	FLUJOS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO (US\$): CASO 8000 HORAS ANUALES								TOTAL	VALOR PRESENTE
			M1800	M2800	M4800	M8000	M16000	M24000	M48000	M64000		
			0	0	0	0	0	0	0	0		
1	2009	0 - 8000	8	4	2	1					60544	54058
2	2010	8000 - 16000	8	4	2	1	1				138550	110451
3	2011	16000 - 24000	8	4	2	1		1			198296	141143
4	2012	24000 - 32000	8	4	2	1	1				138550	88051
5	2013	32000 - 40000	8	4	2	1					60544	34355
6	2014	40000 - 48000	8	4	2	1	1	1			704479	356911
7	2015	48000 - 56000	8	4	2	1					60544	27387
8	2016	56000 - 64000	8	4	2	1	1			1	703419	284099
9	2017	64000 - 72000	8	4	2	1		1			198296	71508
10	2018	72000 - 80000	8	4	2	1	1				138550	44609
11	2019	80000 - 88000	8	4	2	1					60544	17405
12	2020	88000 - 96000	8	4	2	1	1	1			704479	180822
13	2021	96000 - 104000	8	4	2	1					60544	13875
14	2022	104000 - 112000	8	4	2	1	1				138550	28350
15	2023	112000 - 120000	8	4	2	1		1			198296	36228
16	2024	120000 - 128000	8	4	2	1	1			1	703419	114743
17	2025	128000 - 136000	8	4	2	1					60544	8818
18	2026	136000 - 144000	8	4	2	1	1	1	1		704479	91610
19	2027	144000 - 152000	8	4	2	1					60544	7030
20	2028	152000 - 160000	8	4	2	1	1				138550	14363

Tabla 4.20 Anualidad de los costos variables de mantenimiento (ACVM) para cada escenario de operación simulados

Escenario	Horas de operación por año	ACVM
Escenario 1	1000	7729
Escenario 2	1500	14769
Escenario 3	2500	38989
Escenario 4	5500	132905
Escenario 5	8000	231050

Procedemos a ajustar los valores calculados, de acuerdo a la premisa de que para cero horas de operación, el costo variable también debe ser cero. Este criterio se muestra en el siguiente gráfico:

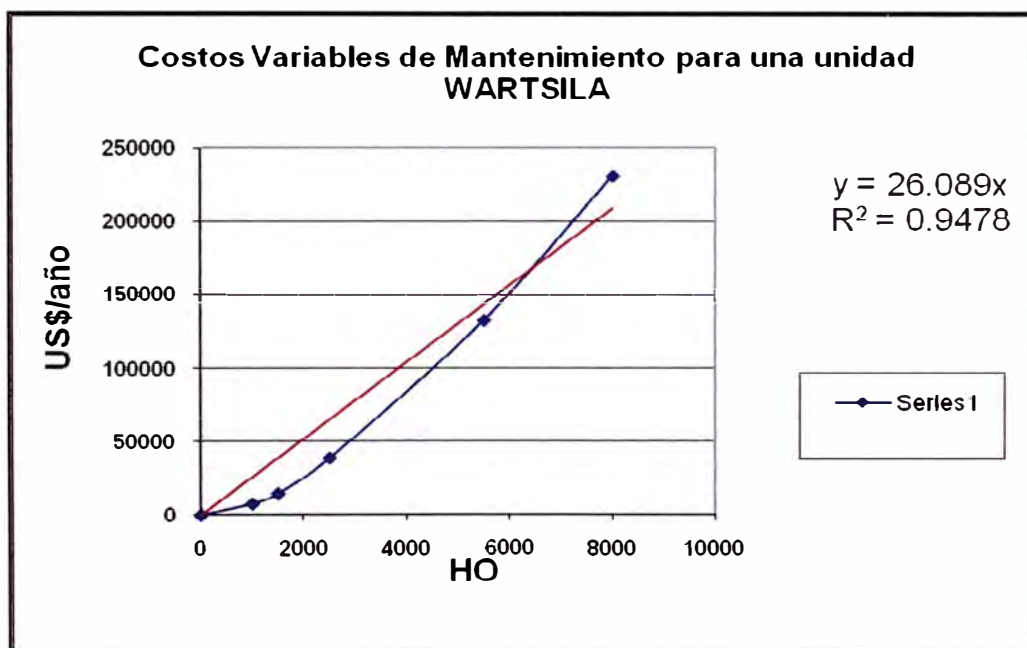


Fig. 4.2 Curva de variación de los costos variables de mantenimiento

Los valores ahora ajustados, se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.21. Anualidad de los costos variables de mantenimiento (ACVM) ajustados para cada escenario de operación simulado

Escenario	Horas de operación Anual	ACVM	ACVM-Ajustado (US\$/ano)
Escenario 1	1000	7729	26089
Escenario 2	1500	14769	39134
Escenario 3	2500	38989	65223

Escenario 4	5500	132905	143490
Escenario 5	8000	231050	208712

4.2.6 Función de costos totales de mantenimiento (FCTM) versus horas de operación anual

Como se aprecia en la figura 4.2, con los datos de costo variable corregidos, procedemos a elaborar la curva de Función de Costos Totales de Mantenimiento (FCTM) versus horas de operación anual; para esto debemos considerar que los Costos Totales de Mantenimiento son el resultado de la suma de los Costos Fijos de Mantenimiento más los Costos Variables de Mantenimiento para las diferentes horas de operación. Es decir:

$$CTM = CFAM + ACVM \quad (4.1)$$

Como vimos anteriormente, el Costo Fijo Anual de Mantenimiento (CFAM) para cada unidad de generación asciende a US\$ 6 519 anuales. Si a este valor le sumamos los valores correspondientes a la Anualidad de los Costos Variables de Mantenimiento para cada intervalo de operación, tendríamos lo mostrado en la siguiente tabla:

Tabla 4.22 Costo anual de mantenimiento (CTAM)

Costo Total	HO/año	US\$/año
Escenario 1	1000	32608
Escenario 2	1500	45653
Escenario 3	2500	71742
Escenario 4	5500	150009
Escenario 5	8000	215231

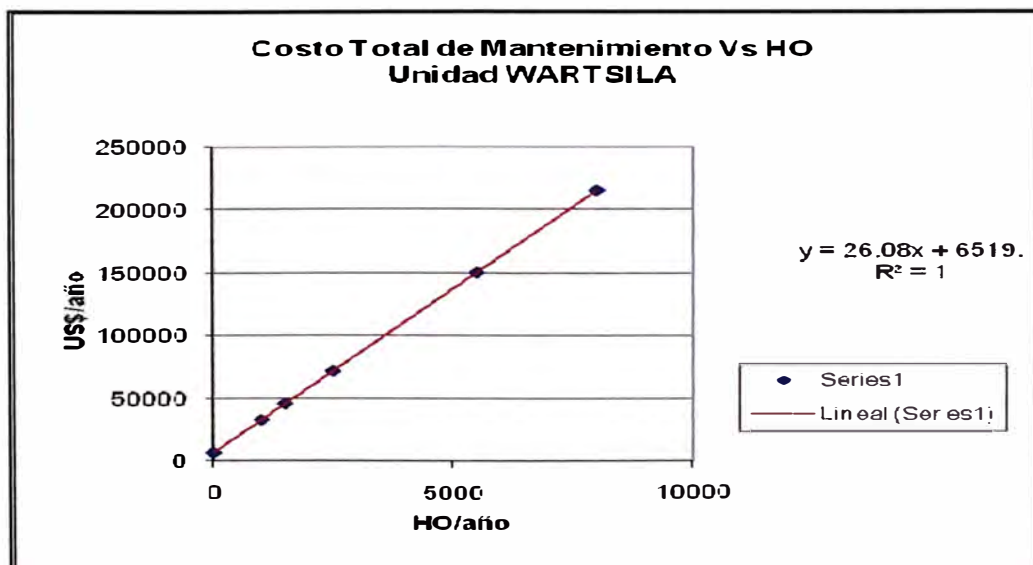


Fig. 4.2. Curva de Costos Totales de Mantenimiento

4.3 Análisis e interpretación de resultados de las vibraciones de los grupos de generación térmica de la Central Termoeléctrica de 24 MW.

4.3.1 Equipo analizador de vibraciones utilizado

El equipo utilizado para la recolección, registro y análisis de las mediciones de vibraciones en el conjunto generador – motor fue el analizador VIBSCANNER del fabricante PRUFTECHNIK.

4.3.2 Selección de medida

De acuerdo a valores recomendados por el fabricante del equipo analizador y según las exigencias técnicas para la correcta toma de datos, se ajusto los valores mostrados:

Tabla 4.23 Parámetros de ajuste de equipo analizador

Tipo de detección	Velocidad
Detección	Pico/RMS
Escala Máxima	15 KHz
Sensibilidad Captador	10 mV/EU
Frecuencia baja a omitir	120 CPM
RPM	1800
Líneas de espectro	800
Tipo de medición	Overall/FFT/Tiempo
Número de medias	4
Ventana	Hanning
Unidades de eje	CPM-mm/s / CPM-Gs
Modo de visualización	Overall/FFT/Tiempo

4.3.3 Rangos de la frecuencia

Tabla 4.24 Ajuste de umbral de medición

Vibración del eje	10 x RPM
Caja de engranajes	3 x GMF
Rodamientos	10 x BPF1
Bomba	3 x VP
Motor	3 X 2FL
Ventilador	3 x BP

4.3.4 Ubicación de los puntos de medición

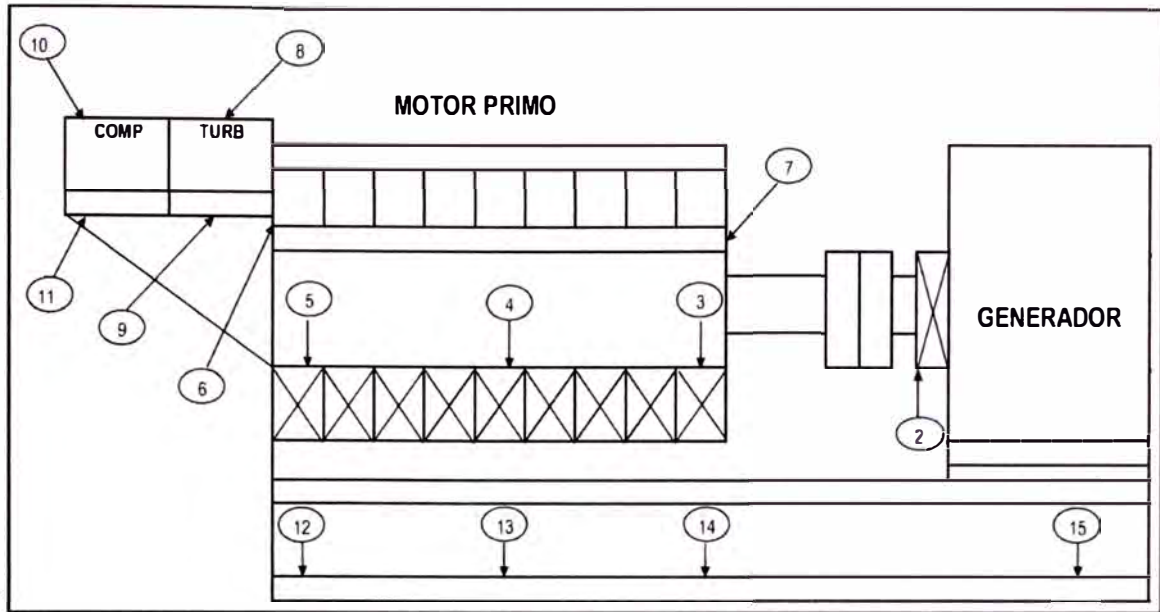


Fig. 4.3. Ubicación de puntos de medición

4.3.5 Registro de mediciones y gráficas de tendencias de los grupos térmicos

a) Grupo Wartsila N° 1

- Medición de vibraciones del conjunto generador – motor

Tabla 4.25 Medición de vibraciones totales – Grupo Wartsila 01

MONITOREO DE VIBRACIONES TOTALES - GRUPO TERMICO WARTSILA 01																			
CARGA (MW)		5,500	5,500	5,500	5,500	VACIO	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,200	5,600	5,500	
HORAS DE OPERACIÓN		39.968	40.026	40.094	40.620	41.149	41.162	41.320	41.483	41.604	43.120	43.629	43.845	44.344	45.381	46.039	46.298		
FECHA		15/04/2008	22/05/2008	09/06/2008	30/07/2008	30/08/2008	03/09/2008	15/09/2008	22/09/2008	15/10/2008	14/04/2008	11/05/2008	20/05/2008	11/06/2008	26/07/2008	23/08/2008	03/09/2008		
FRECUENCIA (Hrs.)			58	68	526	529	13	158	163	121	1.516	509	216	499	1.037	60	259		
COMPONENTE	PT O	POS	VIBRACION RMS (mm / seg.)																
			GENERADOR	1	H	10	10	11	10	9	9	10	10	9	10	10	10	10	10
V	12	12			12	12	12	12	12	12	12	12	12	14	14	13	13	14	14
A	8	7			7	7	8	9	7	9	7	8	9	9	7	8	11	10	
2	H	8		8	8	7	6	5,5	8	8	5	8	9	9	8	7	9	10	

1	-A	V	12														1,4	1	
		A	5															1	1
BASE A - 2	13 -A	H	7														1,2	1,4	
		V	8														1	1	
		A	5														1	1	
BASE A - 3	14 -A	H	8														1,2	1,5	
		V	7														1	1	
		A	4														1	1	
BASE A - 4	15 -A	H	6														1,2	1	
		V	9														1	1	
		A	4														1	1	
MOTOR	3-B	H															7	7	
		V															6,5	8	
		A															4	3,5	
	4-B	H																7	7
		V																10	11
		A																3	3
	5-B	H																5,3	6
		V																15	17
		A																3	3,5
	6-B	H																5	6
		V																12	17
		A																6,5	6
	7-B	H																11	10
		V																7	9
		A																8	5,5
	TURBO COMPRESOR	8-B	H	10	10	9	10	8	10	10	10	10	12	12	12	12	12	14	15
			V	22	18	18	12	20	18	18	16	20	22	20	22	20	22	20	20
			A	14	14	16	14	26	14	14	18	14	18	16	16	14	14	16	16
	BASE DEL TURBO	9-B	H	6	7	7	7	4,5	6	6	8	6	10	7	7	7	9	7	8
			V	16	16	14	18	20	18	16	16	18	20	20	20	18	22	20	22

		A	12	14	12	11	10	10	10	12	12	12	12	12	10	12	12	11
COMPRESOR	10-B	H	12	14	16	20	10	16	12	20	14	14	16	16	14	16	18	16
		V	20	22	30	30	30	26	25	30	26	30	28	30	28	28	32	32
		A	20	14	16	18	14	14	14	20	18	14	16	16	16	14	18	17
BASE DEL COMPRESOR	11-B	H	10	9	10	12	7	8	8	10	8	8	9	10	10	9	9	10
		V	14	20	18	16	22	20	20	18	20	22	22	24	22	26	26	24
		A	10	12	12	14	10	10	10	16	12	12	12	12	10	12	11	11
BASE A - 1	12-B	H															1	1,6
		V															1	1
		A															1	1
BASE A - 2	13-B	H															1	1
		V															1	1
		A															1	1
BASE A - 3	14-B	H															1,6	2
		V															1	1
		A															1	1
BASE A - 4	15-B	H															1,6	1,4
		V															1	1
		A															1	1

- Gráficas de tendencia de las mediciones de vibraciones

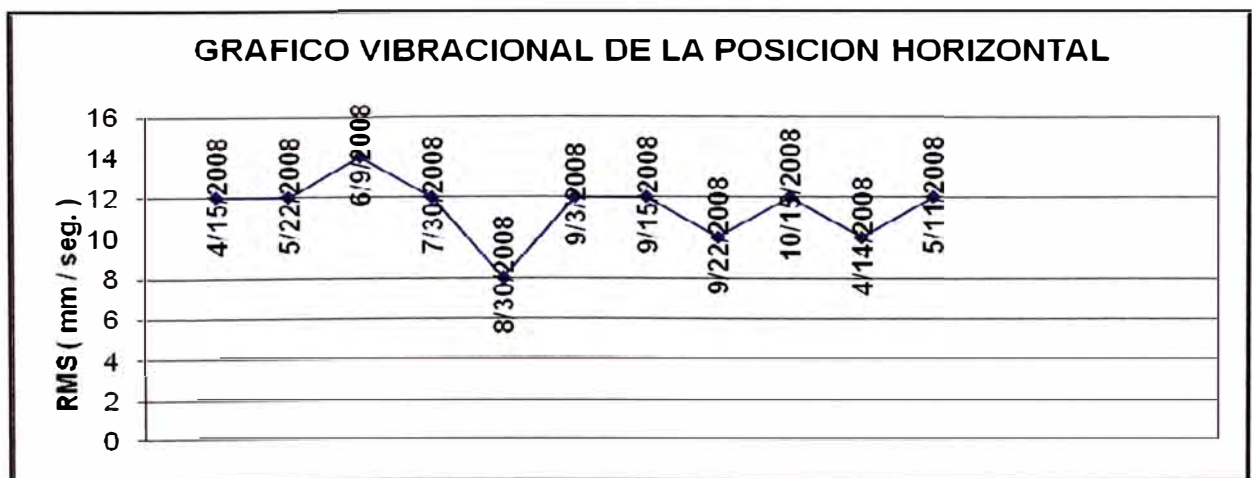


Figura 4.4 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Horizontal

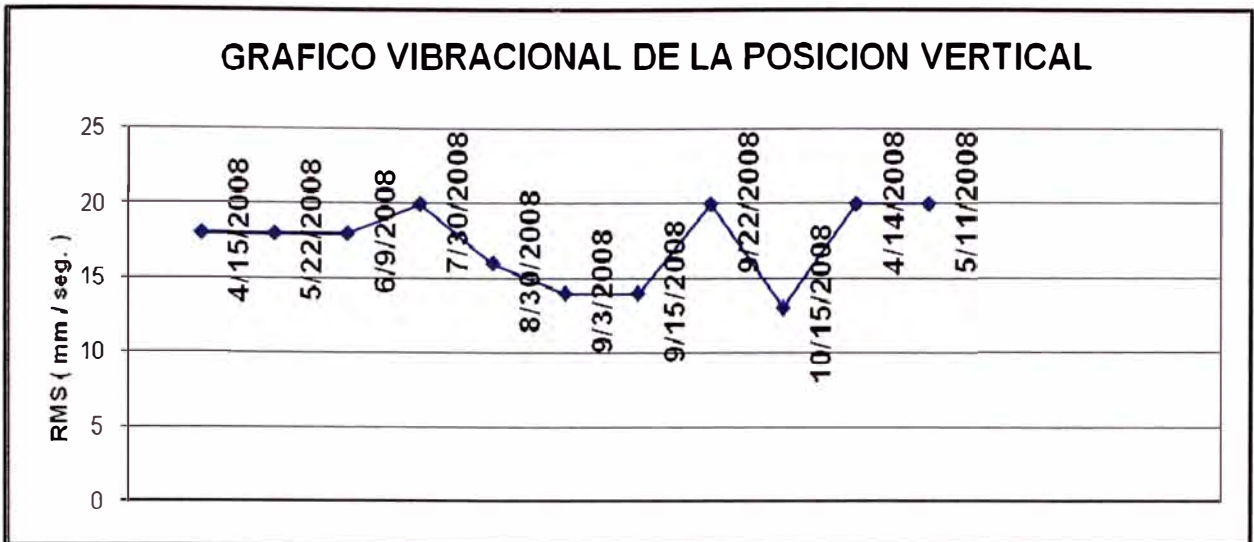


Figura 4.5 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Vertical

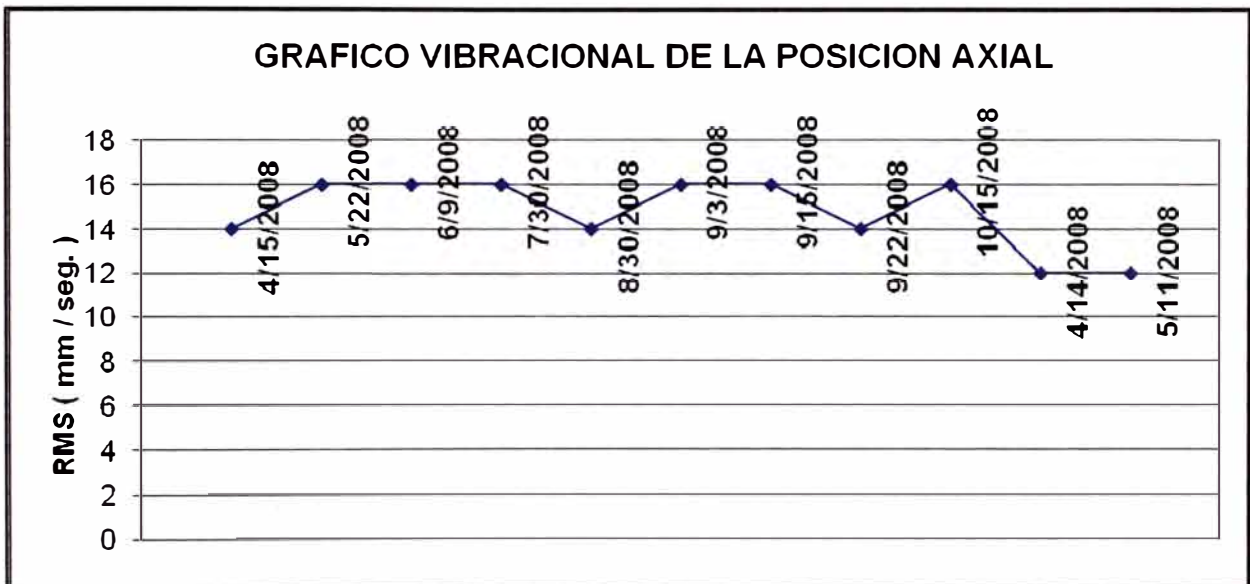


Figura 4.6 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Axial

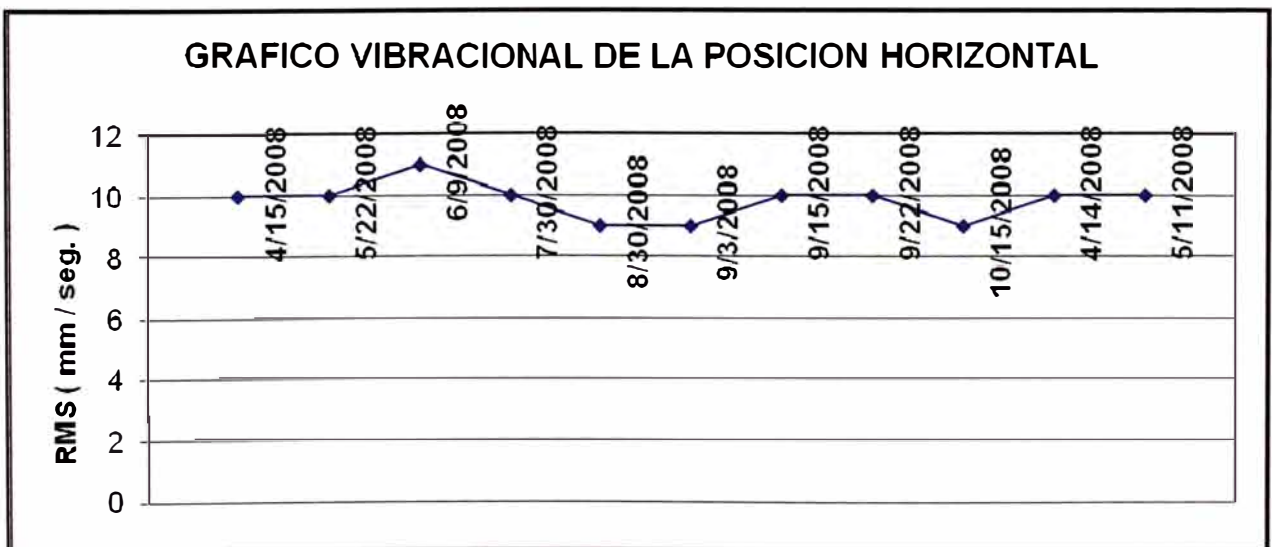


Figura 4.7 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Horizontal

- Gráficas de tendencia de las mediciones de vibraciones

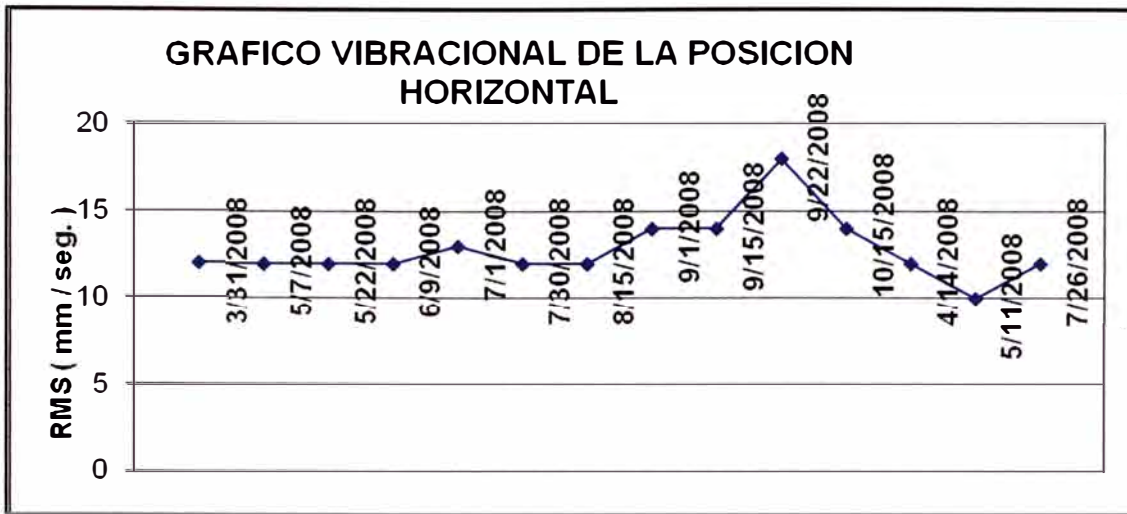


Figura 4.10 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Horizontal

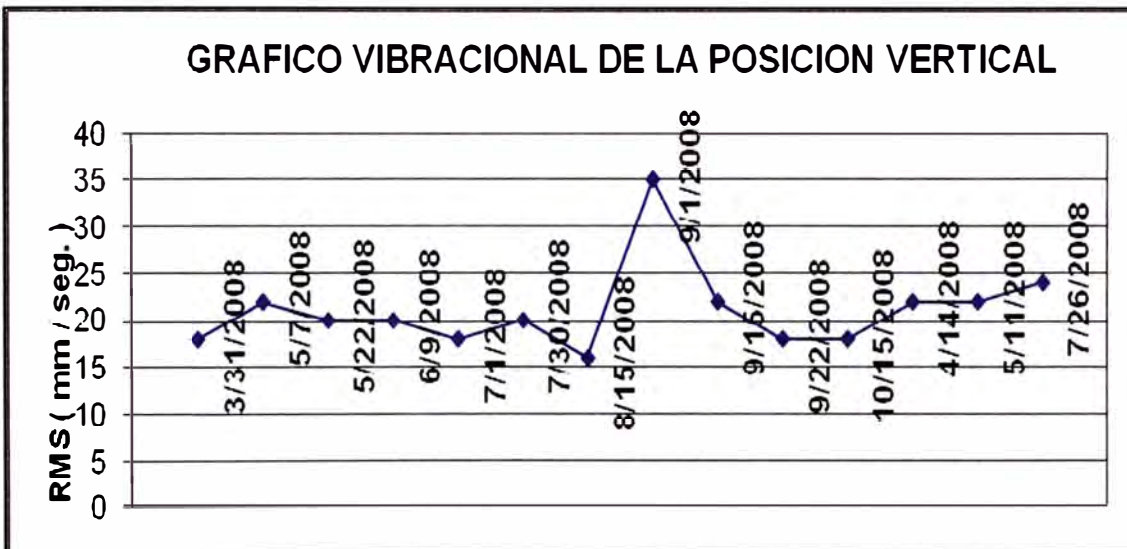


Figura 4.11 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Vertical

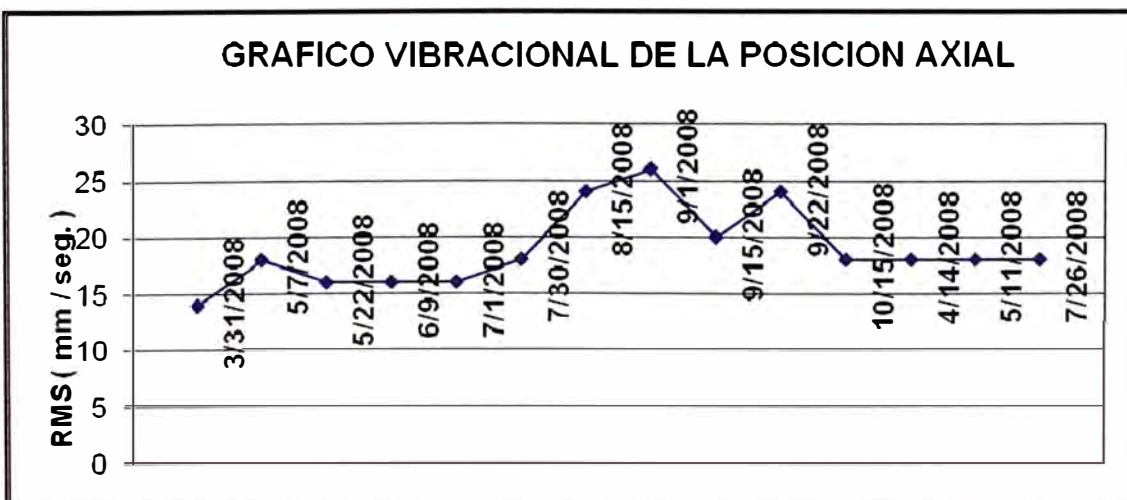


Figura 4.12 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Axial

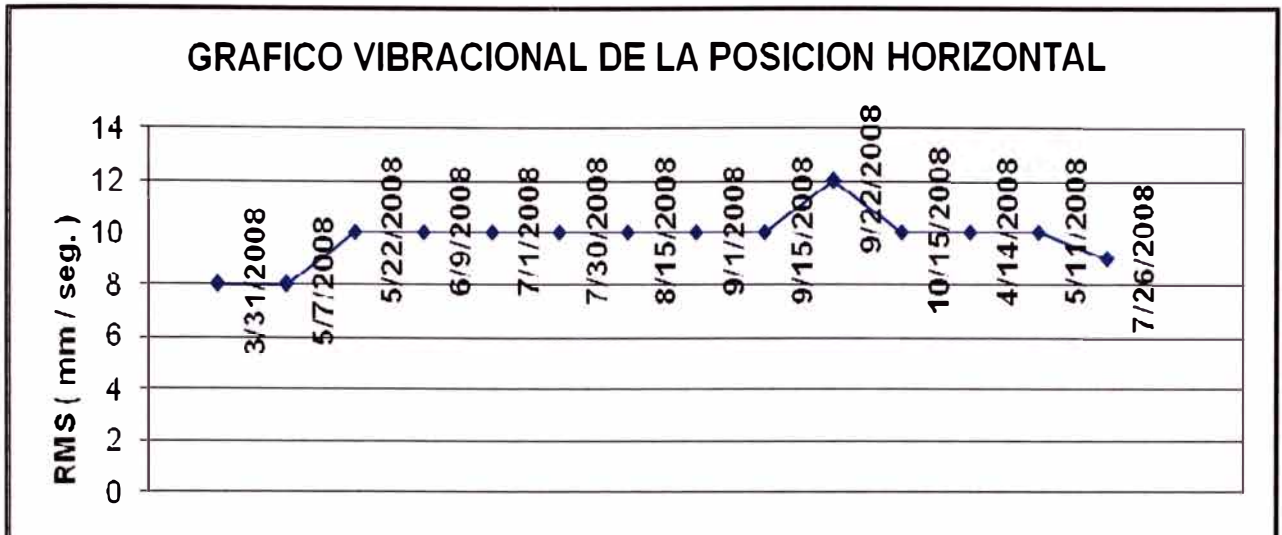


Figura 4.13 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Horizontal

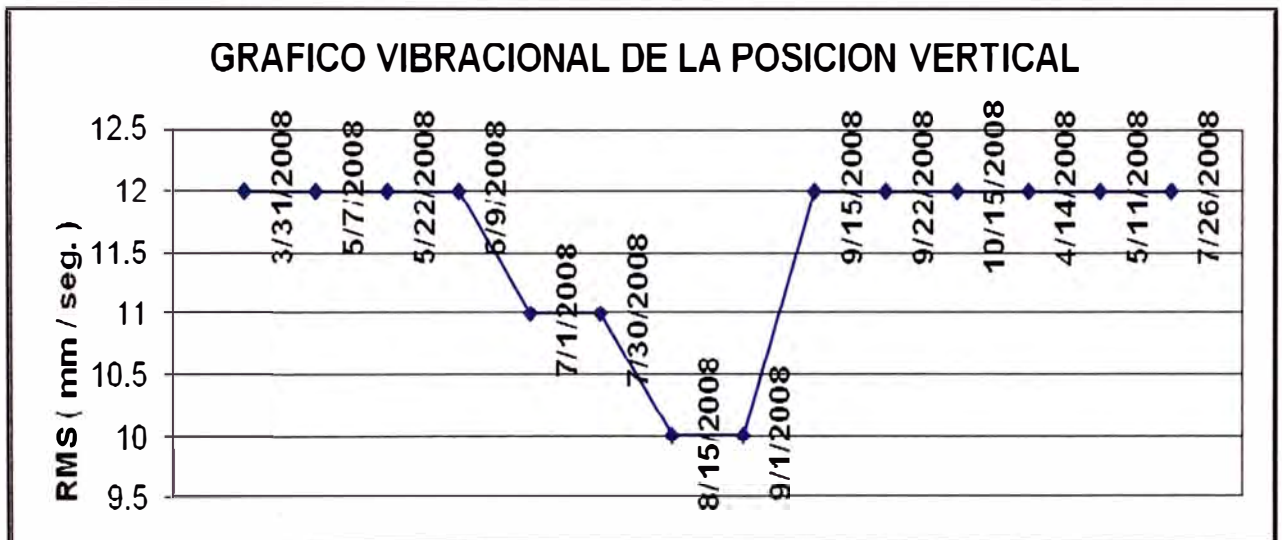


Figura 4.14 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Vertical

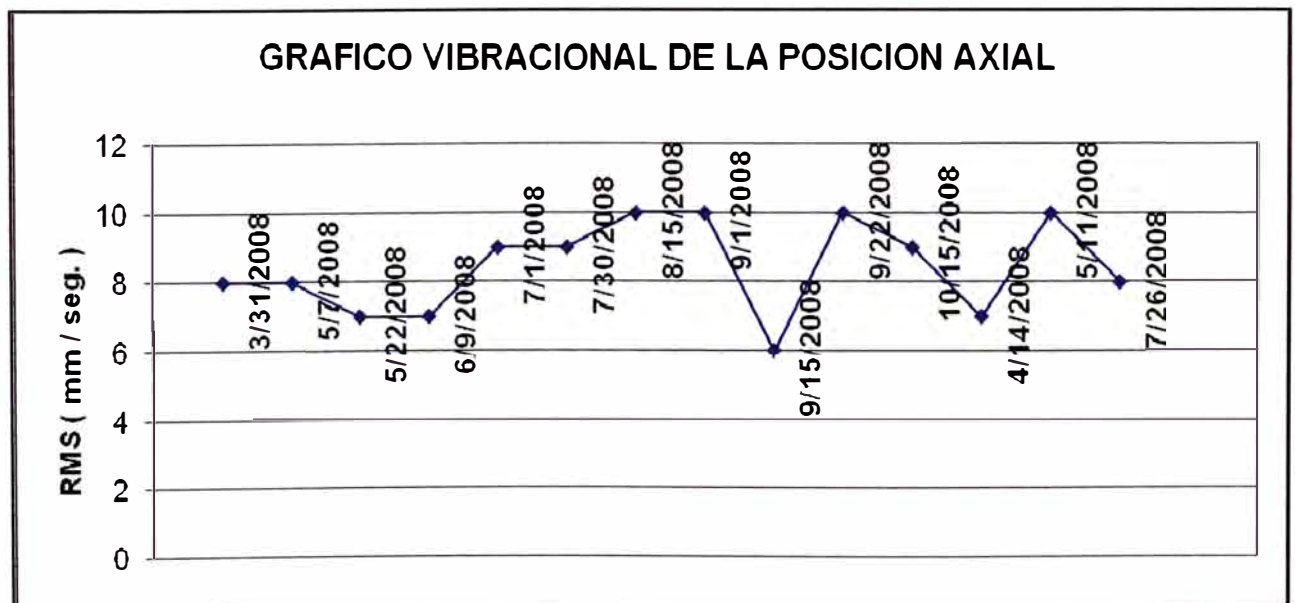


Figura 4.15 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Axial

c) Grupo Wartsila N° 3

- Medición de vibraciones del conjunto generador – motor

Tabla 4.27 Medición de vibraciones totales – Grupo Wartsila 03

MONITOREO DE VIBRACIONES TOTALES - GRUPO TERMICO WARTSILA 03															
CARGA (MW)			5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500
HORAS DE OPERACIÓN			35.038	35.117	35.595	36.501	36.805	38.219	38.803	38.993	39.501	40.441	41.076	41.301	41.597
FECHA			22/05/2008	10/06/2008	30/07/2008	22/09/2008	21/10/2008	14/04/2008	13/05/2008	20/05/2008	11/06/2008	27/07/2008	23/08/2008	03/09/2008	17/09/2008
FRECUENCIA (Hrs.)				79	478	906	304	1.414	584	190	508	940	635	225	296
COMPONENTE	PTO	POS	VIBRACIONES (mm / seg.)												
GENERADOR	1	H	7	7	9	12	10	9	10	10	9	12	10	10	12
		V	11	11,5	12	14	14	14	14	18	15	18	16	16	14
		A	9	8	10	12	10	10	9	10	10	9	16	14	9
	2	H	6	5	6	8	8	7	7	9	6	8	9	8	9
		V	9	9	9	9	9	10	8	10	9	10	8	10	8
		A	7	7	7	8	7	10	8	9	7	8,5	6	10	6
MOTOR	3 - A	H											7	7	7
		V											7	9	9
		A											2,8	3	3
	4 - A	H											7	8	9
		V											6	5,5	5
		A											2,7	3	3
	5 - A	H											4,5	5	5
		V											9	9	9

		A											2,8	2,8	3
	6 - A	H											8	9	9
		V											18	20	20
		A												7	9
	7 - A	H											20	12	16
		V											19	20	20
		A												8	11
TURBO COMPRESOR	8 - A	H	12	10	12	10	10	10	10	10	10	12	12	11	10
		V	16	12	14	12	12	12	14	16	12	14	15	14	14
		A	14	12	12	10	12	12	12	14	12	14	15	15	12
BASE DEL TURBO	9 - A	H	7	8	7	9	8	7	8	8	7	10	7	7	7
		V	14	12	12	14	12	12	13	14	12	12	14	14	14
		A	8	8	10	10	8	9	8	16	9	8	9	9	9
COMPRESOR	10 - A	H	12	12	14	18	16	12	12	12	14	14	14	14	12
		V	20	18	14	20	16	22	18	22	20	18	20	20	20
		A	12	12	12	14	14	14	12	14	12	10	15	16	14
BASE DEL COMPRESOR	11 - A	H	9	8	10	8	9	9	8	10	9	10	10	9	9
		V	16	12	16	14	14	16	14	18	16	12	16	16	16
		A	7	10	8	8	8	8	8	10	9	9	9	9	9
BASE A - 1	12 - A	H											1,6	1,2	1
		V											1	1	1
		A											1	1	1
BASE A - 2	13 - A	H											1,4	1	1
		V											1	1	1
		A											1	1	1
BASE A - 3	14 - A	H											1,5	1	1
		V											1	1	1
		A											1	1	1
BASE A - 4	15 - A	H											1	1	1
		V											1	1	1
		A											1	1	1
MOTOR	3 - B	H											7	7	7

		V											5,5	8	9
		A											3	3,5	4
	4 - B	H											7	8	8
		V											4	4,5	5
		A											2,8	3	4
	5 - B	H											4,5	5	5
		V											8	8	9
		A											2,8	3	3
	6 - B	H											9	9	9
		V											20	20	20
		A											9	8	8
	7 - B	H											15	16	14
		V											27	2	2
		A											4,5	7	6
TURBO COMPRESOR	8 - B	H	10	10	12	12	10	10	10	10	10	10	11	10	10
		V	12	11	16	10	10	12	12	14	10	12	14	14	10
		A	12	16	12	14	12	12	14	14	12	12	12	14	14
BASE DEL TURBO	9 - B	H	7	8	10	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7
		V	10	8	12	12	10	12	10	12	10	10	12	12	10
		A	8	10	8	10	9	10	10	10	10	10	10	11	9
COMPRESOR	10 - B	H	14	16	14	16	16	14	14	16	14	14	9	14	14
		V	18	18	18	20	18	22	20	22	20	18	14	20	18
		A	14	14	14	14	14	14	14	16	14	12	10	15	14
BASE DEL COMPRESOR	11 - B	H	8	10	16	9	9	9	8	9	9	10	14	9	9
		V	12	14	14	18	12	19	14	16	14	12	18	14	12
		A	7	12	17	10	9	10	9	10	10	10	12	11	9
BASE A - 1	12 - B	H											1,2	1,2	1,2
		V											1	1	1
		A											1	1	1
BASE A - 2	13 - B	H											1	1	1
		V											1,4	1	1
		A											1	1	1

BASE A - 3	14 - B	H										1	1	1	
		V											1,2	1	1,2
		A											1	1	1
BASE A - 4	15 - B	H										1	1,2	1,2	
		V										1	1	1	
		A										1	1	1	

- Gráficas de tendencia de las mediciones de vibraciones

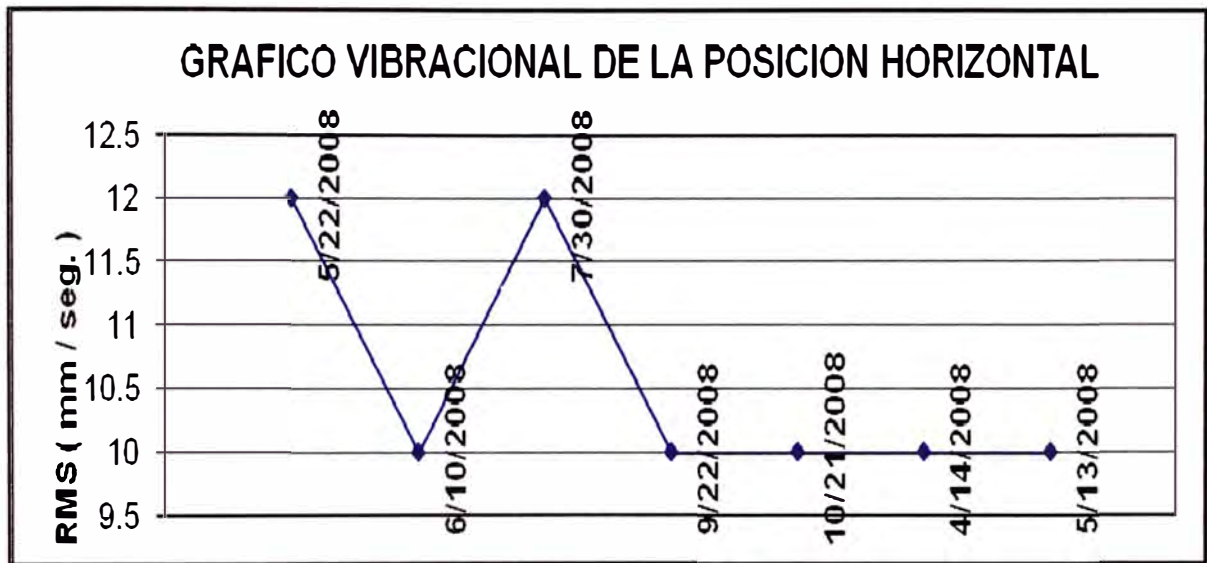


Figura 4.16 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Horizontal

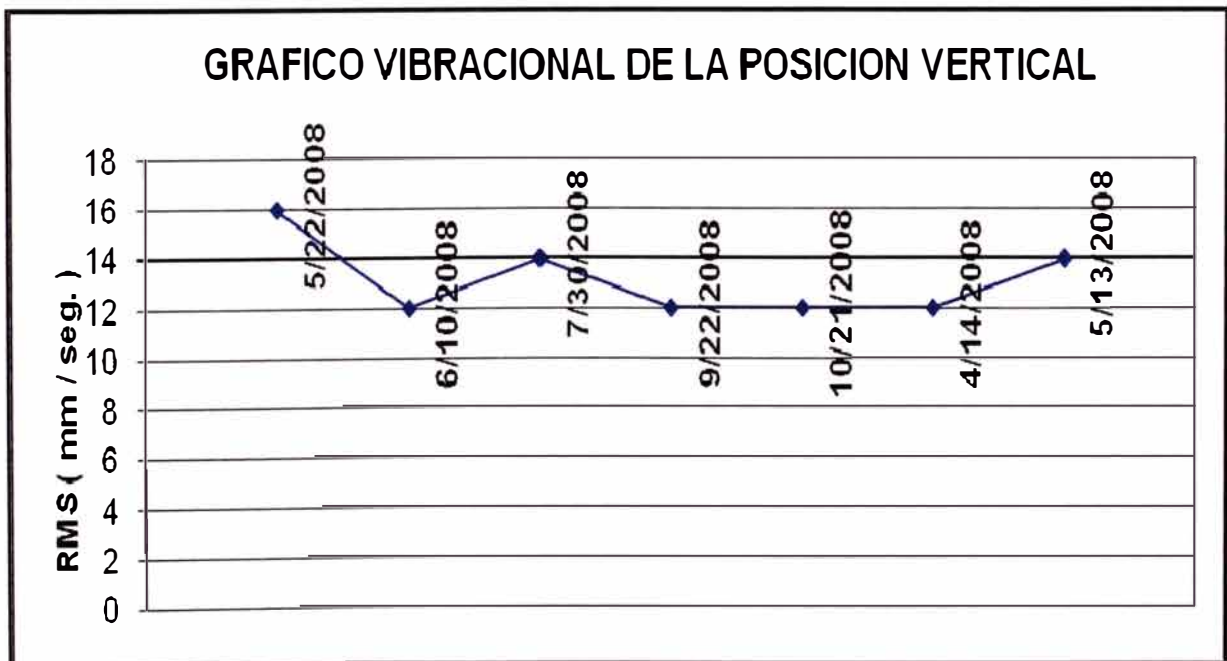


Figura 4.17 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Vertical

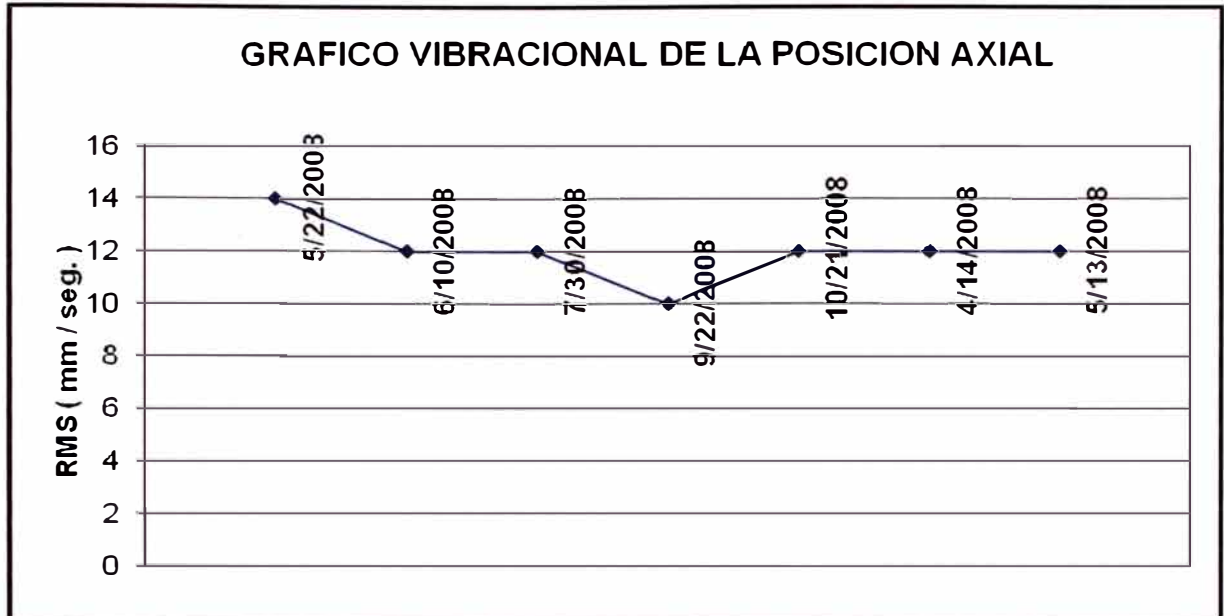


Figura 4.18 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Axial

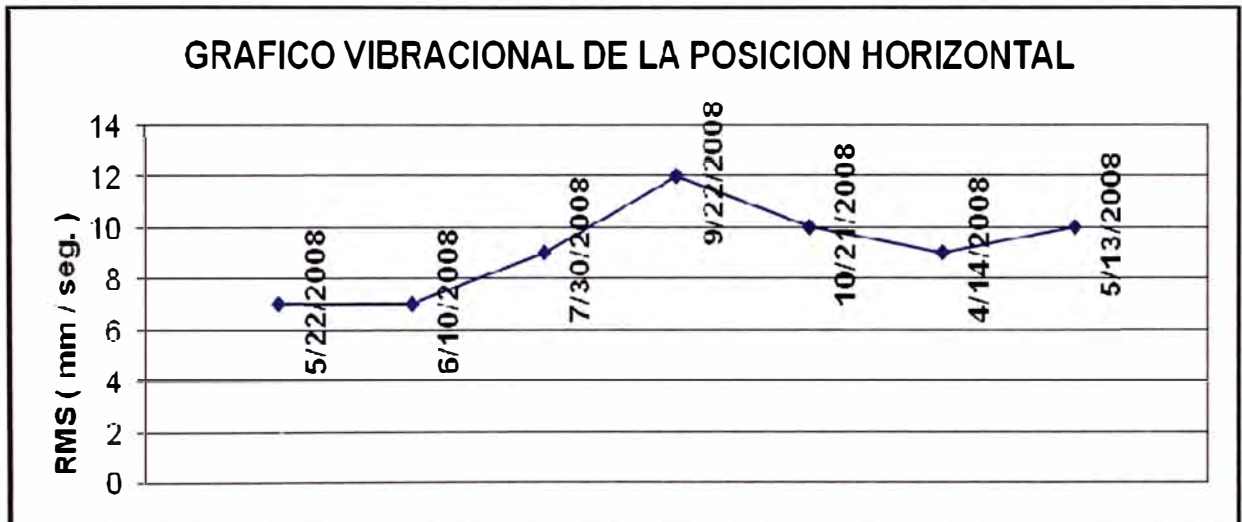


Figura 4.19 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Horizontal

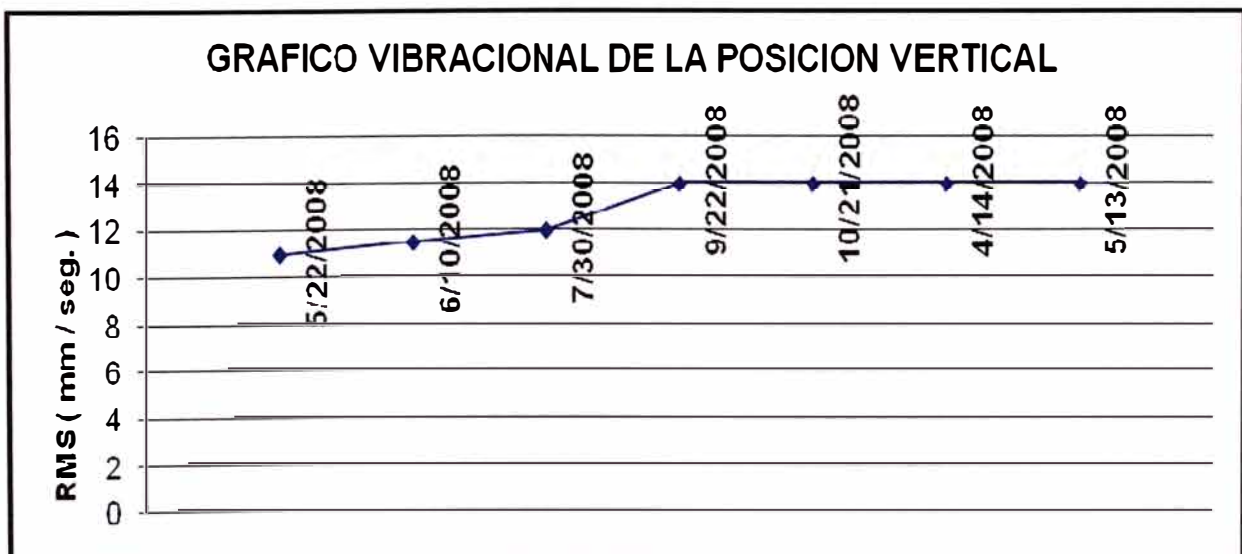


Figura 4.20 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Vertical

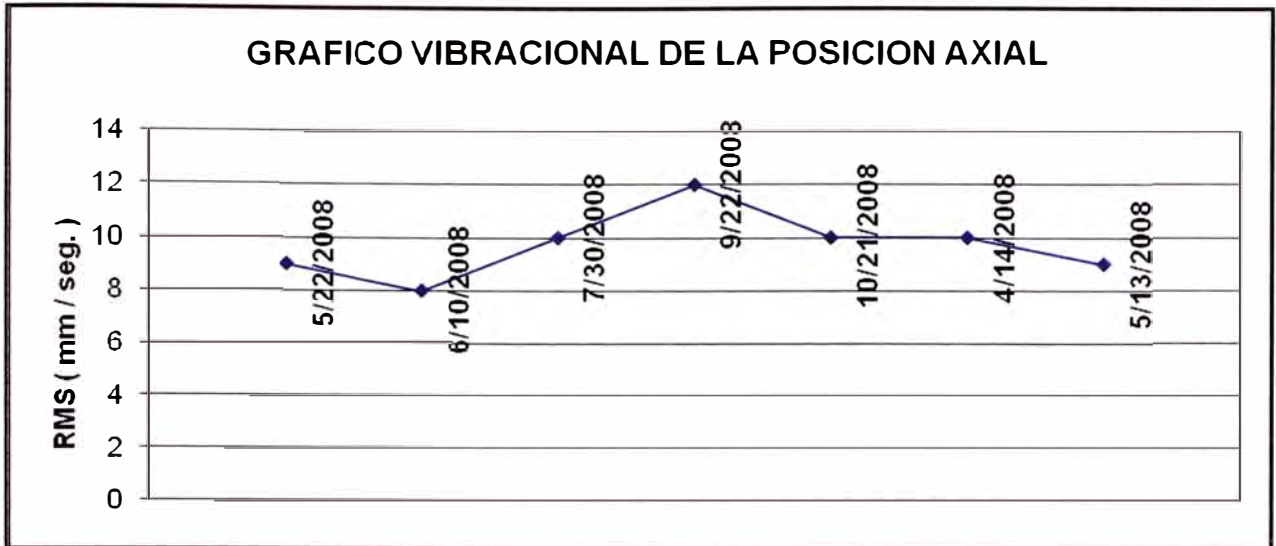


Figura 4.21 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Axial

d) Grupo Wartsila N° 4

- Medición de vibraciones del conjunto generador – motor

Tabla 4.28 Medición de vibraciones totales – Grupo Wartsila 04

MONITOREO DE VIBRACIONES TOTALES - GRUPO TERMICO WARTSILA 04																
CARGA (MW)			5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	5,500	6,000	6,100	5,700	5,800
HORAS DE OPERACIÓN			38.387	38.476	39.714	39.864	40.185	41.555	42.136	42.313	42.785	43.801	44.436	44.690	44.996	
FECHA			22/05/2008	10/06/2008	15/09/2008	22/09/2008	22/10/2008	14/04/2008	13/05/2008	20/05/2008	11/06/2008	26/07/2008	23/08/2008	03/09/2008	17/09/2008	
FRECUENCIA (Hrs.)				89	1.238	150	321	1.370	581	177	472	1.016	635	254	306	
COMPONENTE	PTO	POS	VIBRACIONES RMS (mm / seg.)													
			10	11	9	12	10	10	10	10	10	10	10	10	11	10
GENERADOR	1	H	10	11	9	12	10	10	10	10	10	10	10	10	11	10
		V	12	12	12	10	12	14	11	12	12	12	12	12	13	10
		A	8	7	9	9	8	8	8	8	9	10	10	8	9	8

	2	H	7	7	6	8	7	7	7	7	7	8	8	8	7		
		V	7	7	7	7	7	7	7	8	7	7	6	9	7		
		A	7	8	7	9	7	7	7	9	7	8	10	10	7		
MOTOR	3 - A	H											7	7	7		
		V											5	8	7		
		A											3	3,2	3		
	4 - A	H												7	8	8	
		V												5,5	8	8	
		A												3	2,8	3	
	5 - A	H												4,5	7	6	
		V												8	11	10	
		A												3	2,6	3	
	6 - A	H												4	7	5	
		V												18	18	18	
		A												18	22	20	
	7 - A	H												10	11	11	
		V												16	16	16	
		A												5	9	9	
	TURBO COMPRESOR	8 - A	H	9	12	10	12	10	10	12	12	10	12	12	13	8	
			V	16	16	14	14	14	14	18	14	14	14	14	14	16	16
			A	14	14	12	12	12	10	12	12	12	14	12	14	12	
BASE DEL TURBO	9 - A	H	8	6	8	6	8	6	7	7	7	8	7	8	7		
		V	12	14	13	12	14	12	14	14	14	12	12	14	14		
		A	9	9	8	10	10	8	9	9	8	9	9	9	9		
COMPRESOR	10 - A	H	14	14	14	16	14	14	14	14	16	16	16	17	16		
		V	18	16	18	14	18	16	20	18	16	16	18	18	18		
		A	12	14	12	12	12	12	12	14	14	19	14	14	12		
BASE DEL COMPRESOR	11 - A	H	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	10	10	9		
		V	14	14	14	18	14	13	16	14	14	12	14	16	16		
		A	8	8	7	9	9	8	9	9	9	9	9	10	9		
BASE A - 1	12 - A	H											1,4	1,4	1,4		
		V											1	1	1		

		A											1	1	1	
BASE A - 2	13 - A	H											1,4	1,6	1,2	
		V											1	1	1	
		A											1	1	1	
BASE A - 3	14 - A	H											1	1,7	1	
		V											1	1	1	
		A											1	1	1	
BASE A - 4	15 - A	H											1	1	1	
		V											1	1	1	
		A											1	1	1	
MOTOR	3 - B	H											7	7	7	
		V											7	6,5	5	
		A											3	3,2	3	
	4 - B	H												7	7	7
		V												6	6,5	6
		A												2,8	3,2	2
	5 - B	H												5,3	4,5	5
		V												10	9	10
		A												2,8	3,5	3
	6 - B	H												4,5	8	5
		V												13	18	12
		A												7	8	7
	7 - B	H												10	11	10
		V												12	12	12
		A												5	9	9
TURBO COMPRESOR	8 - B	H	10	12	12	12	12	12	10	12	10	12	13	13	12	
		V	12	12	12	14	12	12	14	12	14	12	12	14	14	
		A	14	14	13	12	14	12	12	12	12	12	12	12	12	
BASE DEL TURBO	9 - B	H	7	7	10	8	7	10	6	6	10	7	8	8	9	
		V	12	12	12	12	12	12	12	12	12	10	12	13	12	
		A	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
COMPRESO	10 -	H	14	16	18	16	16	14	16	16	16	16	18	18	16	

R	B	V	20	20	20	18	20	18	20	18	20	20	20	20	20	
		A	16	16	16	14	14	12	14	14	14	14	14	14	17	12
BASE DEL COMPRESOR R	11-B	H	8	10	9	10	9	9	8	9	10	10	10	10	10	9
		V	12	14	14	12	14	12	14	14	14	14	12	14	16	14
		A	10	10	10	12	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
BASE A - 1	12-B	H												1	1,8	1,2
		V												1	1	1
		A												1	1	1
BASE A - 2	13-B	H												1	1,2	1
		V												1	1	1
		A												1	1,1	1
BASE A - 3	14-B	H												1	1,8	1,2
		V												1	1	1
		A												1	1	1
BASE A - 4	15-B	H												1	1,4	1
		V												1	1	1
		A												1	1	1

- Gráficas de tendencia de las mediciones de vibraciones

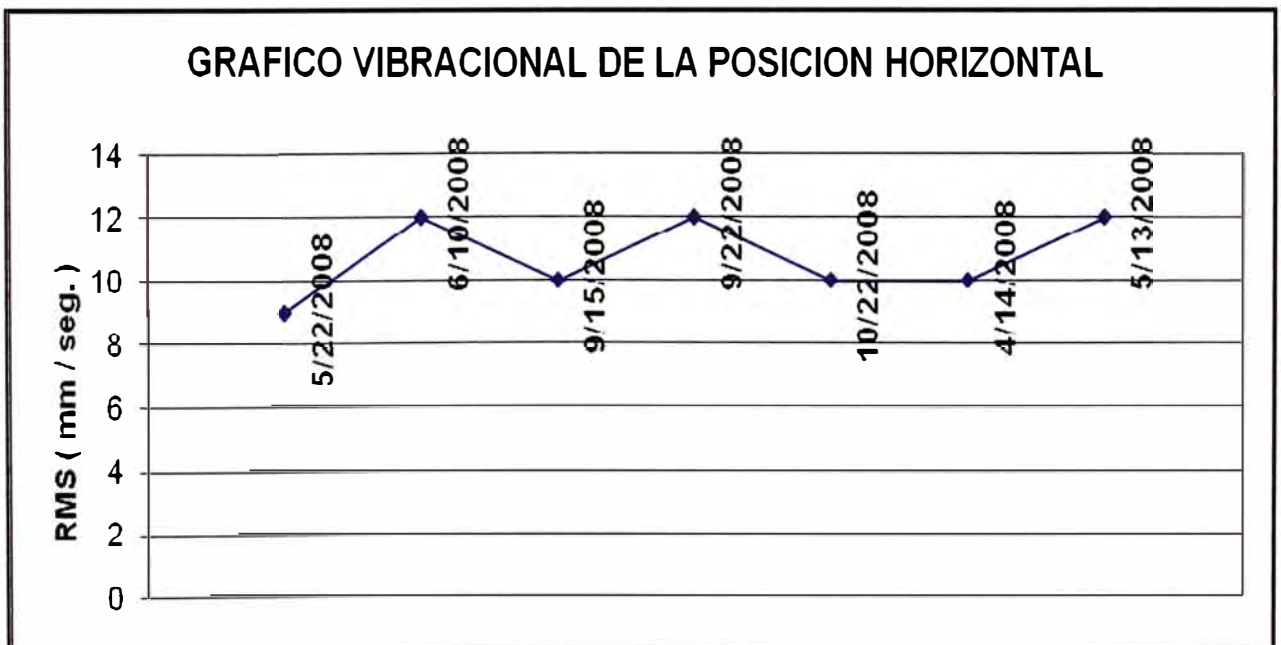


Figura 4.22 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Horizontal



Figura 4.23 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Vertical

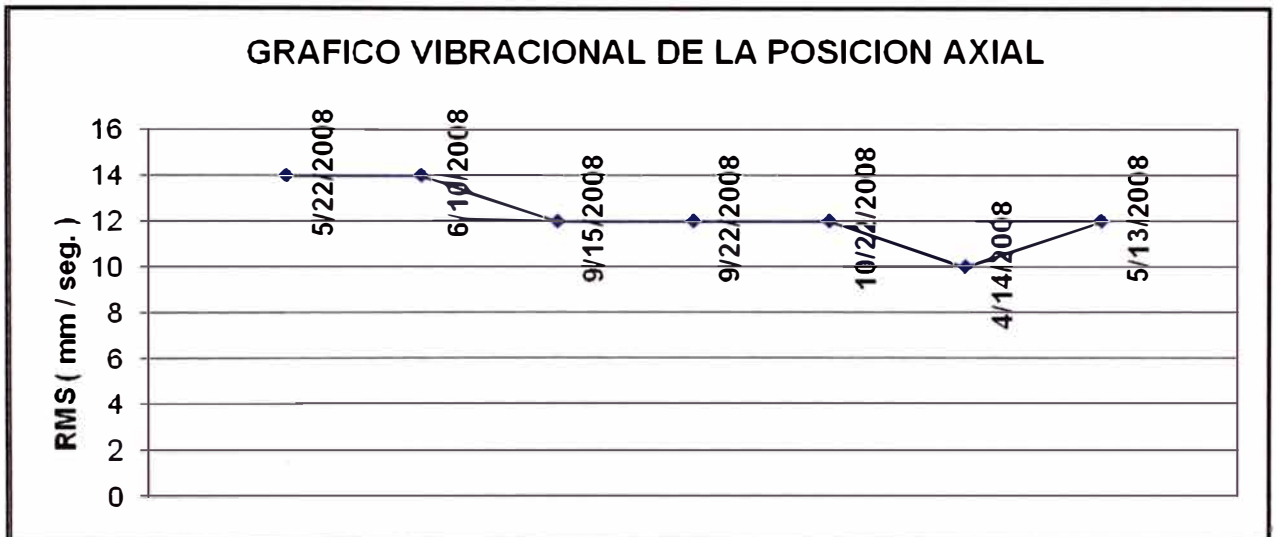


Figura 4.24 Gráfica de vibraciones del turbo compresor (pto 8 lado A) - Posición Axial

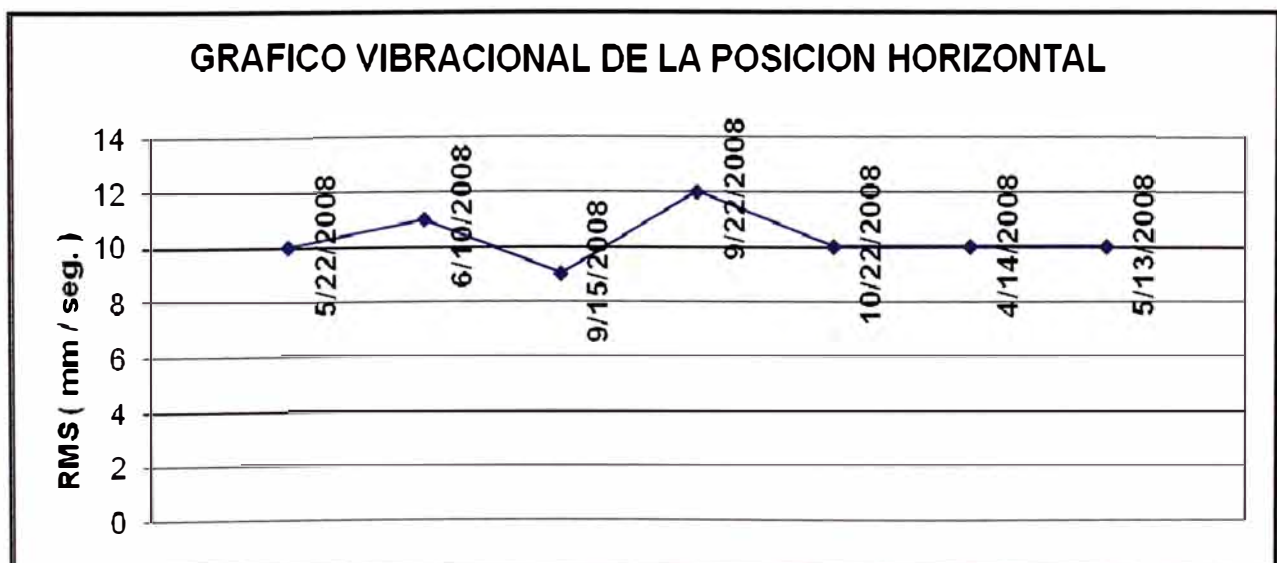


Figura 4.25 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Horizontal

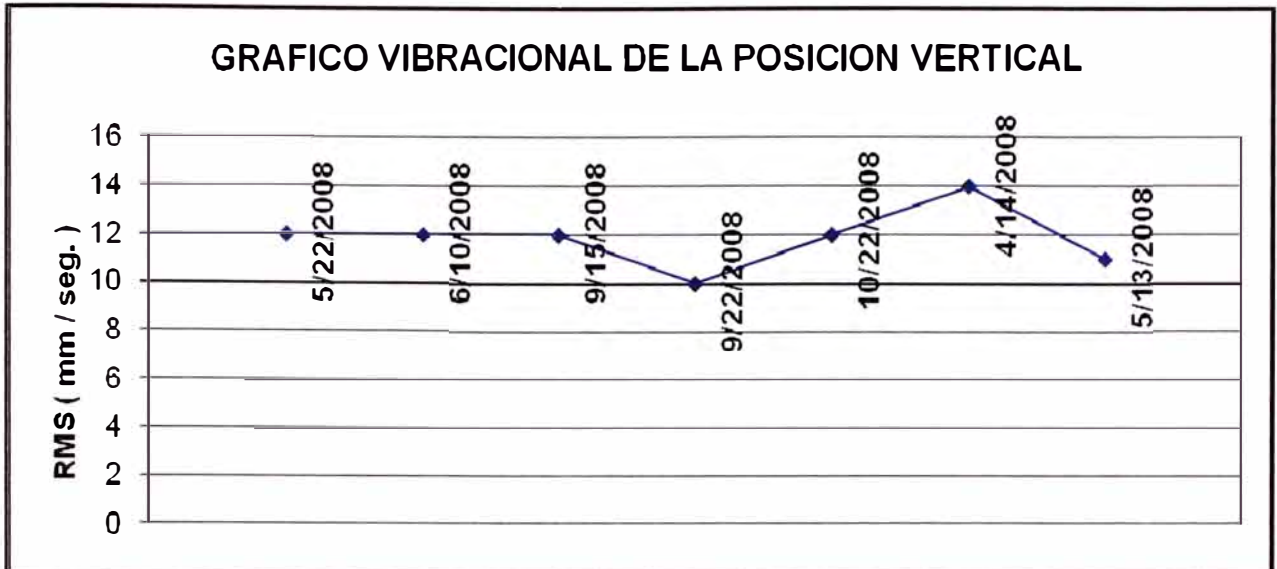


Figura 4.26 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Vertical

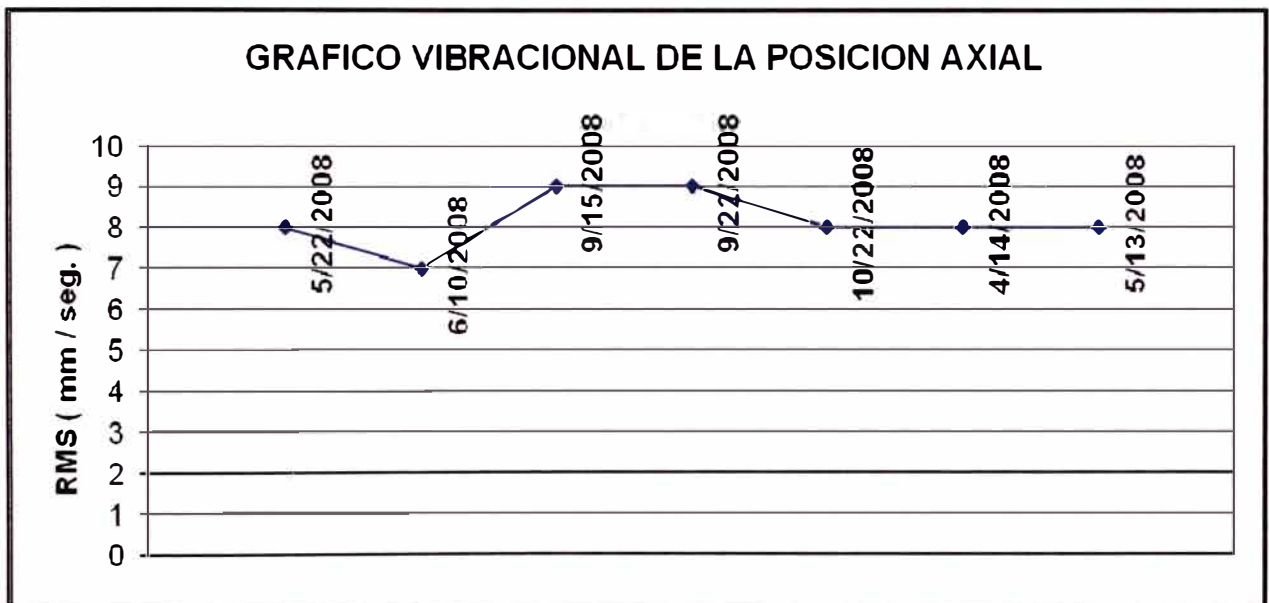


Figura 4.27 Gráfica de vibraciones del generador (pto 1) - Posición Axial

4.3.6 Diagnóstico del análisis de las vibraciones del conjunto motor - generador

Tabla 4.29 Medición de vibraciones totales – Grupo Wartsila 04

Descripción	Wartsila N° 01	Wartsila N° 02	Wartsila N° 03	Wartsila N° 04
Motor	Desalineamiento existente entre el motor y generador. Existen limitaciones menores en el sistema de combustión.	Desalineamiento existente entre el motor y generador. Existen limitaciones menores en el sistema de combustión.	Desalineamiento existente entre el motor y generador. Existen limitaciones menores en el sistema de combustión.	Sin limitaciones

Generador	Sin limitaciones	Sin limitaciones	Se denota la presencia de soltura mecánica provocada por el desalineamiento existente	Sin limitaciones
Turbo Compresores	<p>Lado A:</p> <p>Limitaciones en el compresor, debido a desbalance dinámico provocado por el ensuciamiento de los alabes del compresor.</p> <p>Lado B:</p> <p>Limitaciones en el compresor, debido a desbalance dinámico provocado por el ensuciamiento de los alabes del compresor</p>	<p>Lado A:</p> <p>Limitaciones en el compresor, debido a desbalance dinámico provocado por el ensuciamiento de los alabes del compresor</p> <p>Lado B:</p> <p>Limitaciones en el compresor, debido a desbalance dinámico provocado por el ensuciamiento de los alabes del compresor</p>	<p>Lado A:</p> <p>Sin limitaciones.</p> <p>Lado B:</p> <p>Limitaciones en el compresor, debido a desbalance dinámico provocado por el ensuciamiento de los alabes del compresor</p>	<p>Lado A:</p> <p>Presencia de limitaciones en el nozzle ring.</p> <p>Lado B:</p> <p>Presencia de limitaciones en el nozzle ring</p>

4.4 Evaluación técnico económica del programa de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional aplicado a los grupos térmicos de la Central Termoeléctrica de 24 MW.

En el presente capítulo se presenta las acciones realizadas para el cambio de gestión de mantenimiento de los equipos de la Central Térmica Wartsila, así como los sorprendentes resultados obtenidos, reemplazando el mantenimiento preventivo dispuesto por los fabricante, por la realización de mantenimientos mayores basados en la condición de las máquinas determinados por un sistema de mantenimiento predictivo y no únicamente en los períodos establecidos por el fabricante, con los consiguientes ahorros en el mantenimiento de los indicados grupos electrógenos.

Se muestran las evaluaciones realizadas de la condición de los motores luego de haberse postergado el overhaul de los grupos electrógenos de 16,000 a 24,000 horas, dichos resultados fueron satisfactorios y demostraron que la decisión de prolongar las horas de operación para la ejecución del mantenimiento mayor, fue una decisión técnica correcta.

El propio fabricante indica que el mantenimiento necesario para el motor depende principalmente de las condiciones de funcionamiento. Los programas indicados son valores orientativos solamente, recomendando que los períodos indicados no deban ser excedidos durante el período de garantía.

Los períodos pueden ser alargados considerablemente si las condiciones influyentes en la operación pueden ser realmente controlados, medidos y tabulados adecuadamente, de tal manera que las decisiones técnicas que se asuman no comprometan de ninguna manera la confiabilidad del equipo, y se pueda realmente lograr una gestión exitosa en el mantenimiento, tanto técnica como económica.

El mantenimiento programado por el fabricante debe sólo ser indicativo, la verdadera condición de intervención debe ser decidida en base a técnicas y herramientas de predicción de condiciones, lo que sencillamente es la aplicación del **MANTENIMIENTO PREDICTIVO**.

Esta herramienta de **GESTION** de mantenimiento fue la alternativa para la reducción sustancial de costos en el mantenimiento de la central Wartsila, los análisis iniciales de las piezas recambiadas evidenciaban poco desgaste además de las revisiones de las condiciones antes del cambio evidenciaban que las presiones, temperaturas, rendimientos y otros estaban sobre el 90% de los requeridos como mínimos ejemplos.

Un cuidadoso seguimiento de los parámetros que intervienen para determinar la correcta operación de los equipos es fundamental para determinar el momento oportuno en que una reparación mayor debe ser realizada y de esta manera hacer eficientes los costes de mantenimiento de los grupos electrógenos.

Se analizó los equipos de mantenimiento predictivo, y la capacidad técnica del personal, los grupos son controlados por un sistema computarizado, tipo SCADA, en base a transductores y PLC, teniendo un control en línea de los principales parámetros de temperaturas y presiones, de los diferentes sistemas del motor (refrigeración, lubricación, combustión,) que nos dan un indicativo importante del estado de la máquina.

El fabricante en sus manuales de operación y mantenimiento establece las frecuencias fijas de los mantenimientos mayores y menores. Los mantenimiento menores se dan en periodos de 50, 250, 500, 1000, 2000 y 4000 horas; interviniéndose principalmente los sistemas de inyección, alimentación, refrigeración y combustible, en la que no requieren de cambios sustanciales de repuestos.

Los mantenimientos mayores se dan en periodos de 8000/12000, 16000, 24000 y 48000 horas, interviniendo todo los sistemas del motor primo, generador y sistemas auxiliares. A partir del año 2000, se ha venido aplicando alternativamente el mantenimiento preventivo dispuesto por el fabricante y el mantenimiento predictivo; lo que conllevó a un beneficio y ahorro económico transitorio, por la postergación de los mantenimientos mayores y la no adquisición de repuestos.

Las pérdidas o perjuicio económico en que la central termoeléctrica en caso de colapsar un grupo térmico Wartsila comprometerían la estabilidad financiera de la empresa, en varios aspectos:

- Reducción de ingresos por energía y potencia al SEIN
- Daño a la propiedad y bienes de la empresa
- Lucro cesante

Considerando un periodo de 06 meses como mínimo para gestiones de evaluación de falla, adquisición de repuestos y gestiones ante el seguro, las pérdidas económicas por unidad térmica son las siguientes:

Tabla 4.30 Costos de pérdidas económicas

DESCRIPCIÓN	COSTOS APROXIMADOS (S/.)
Evaluación y diagnostico de daños	100 000,00
Costo de Reparación	3 500 000,00
Pérdida de ingresos por potencia.	432 000,00
Pérdida de ingresos por energía.	360 000,00
TOTAL – S/.	4 392 000,00

Notas:

- Se considera 1 500 horas de operación en 06 meses con una producción de 9 000 MW.h
- El margen comercial de venta de energía al costo de generación es de 0,04 S/./ kW.h y S/./ 12,00 por kW, teniendo en cuenta que el grupo térmico Wartsila es de 6 000 kW.

4.5 Determinación de costos y ahorros derivados de la implementación del plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional.

4.5.1 Implementación del plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional

La implementación del plan de mantenimiento predictivo basado en análisis vibracional es el documento que esquematiza los pasos críticos de diseño, instalación y operación de un

sistema de mantenimiento predictivo en el que se especifican esquemáticamente las acciones que serán tomadas, presentando un resumen de responsabilidades y proyecciones de tiempo. (Tabla 4.31)

Tabla 4.31 Plan de implementación de programa de mantenimiento vibracional

Semana	Acciones	Responsables
1era	Presentación de metas y objetivos	Jefe de programa
2da	Revisión de técnicas de mantenimiento predictivo	Jefe de prog/equipo
3era	Selección de técnicas de MPD	Jefe de prog/equipo
	Desarrollo de especificaciones del Sistema MDP a adquirir	Jefe de prog/equipo
	Desarrollo de especificaciones del servicio	Jefe de prog/equipo
4ta	Presentación de esbozo del plan al área de mantenimiento	Jefe de prog/equipo
	Revisión de las maquinas criticas y de alto costo	Personal / Mantenimiento
	Selección de maquinas a incluirse en la primera fase	Supervisores
	Revisión de reportes a ser preparados y distribuidos	Supervisores
5ta	Presentación del plan al área de producción	Jefe de prog/equipo
	Esquema de niveles de alarma	Supervisores
	Desarrollo de procedimientos cuando ocurren alarmas	Supervisores
	Revisión de reportes	Supervisores
6ta	Revisión de especificaciones del sistema y servicios MDP a adquirir	Dpto. Compras
	Finalización de especificaciones	Jefe programa
7ma y 8va	Disposición de ubicación de hardware y software	Jefe programa

	Arranque de recolección de baselines (patrones)	Jefe programa
	Desarrollo de rutas, definición de alarmas	Jefe programa
9na y 10ma	Instalación de hardware y software	Proveedor
	Entrenamiento técnico	Proveedor
	Demostración de sitio	Proveedor
11ava	Crear base de datos de maquina	Jefe de prog/equipo
	Ingresar baselines	Jefe de prog/equipo
12ava	Primera toma de datos	Supervisores
	Primeros análisis, reportes excepcionales/ recomendaciones	Supervisores
	Priorización y programa de tareas de corrección	Supervisores
13ava	Revisión de estado de la OT de reparación	Supervisores
	Comparación con métodos anteriores	Supervisores
14ava	1ra evaluación mensual de programa	Jefe programa
18ava	2da evaluación mensual de programa	Jefe programa
22ava	1ra evaluación semestral	Jefe programa

4.5.2 Justificación de Costos del sistema de MPD basado en el análisis vibracional

a. En el primer año

Tabla 4.32 Costo del sistema MPD

Costo del Sistema MPD	
Descripción de actividades	Costos de labor de MPD (USD)
01 Técnico	14000
01 Ingeniero	21000
Instalación de hardware y software para analisis vibracional	20000

Servicios de terceros	14000
Entrenamiento	10000
Gastos administrativos	5000
Total costos puesta en marcha MPD	84000

Tabla 4.33 Ahorros logrados con el sistema MPD

Ahorros logrados por el sistema de MDP	
Descripción de actividades	Costos de labor de MPD
Reducción de costos de materiales y repuestos en 20%	25000
Reducción de sobretiempo en 35%	70000
Reducción de servicios de terceros en 20%	70000
Total de ahorros en el primer año	16500

- Retorno de la inversión 96.4%
 - Periodo de devolución (payback) 6.1 meses
- b. En el segundo año

Tabla 4.34 Costo del sistema MPD

Costos del sistema MPD	
Descripción de actividades	Costos de labor de MPD US \$
01 Técnico	14000
01 Ingeniero	21000
Servicios de terceros	14000
Entrenamiento	10000

Gastos administrativos	5000
Total costos puesta en marcha MPD	71000

Tabla 4.35 Ahorros logrados con el sistema MPD

Ahorros logrados por el sistema de MDP	
Descripción de actividades	Costos de labor de MPD US \$
Reducción de costos de materiales y repuestos en 30 %	37500
Reducción de sobretiempo en 40%	80000
Reducción de servicios de terceros en 30 %	105000
Total ahorros 2do año	222500

- Retorno de la inversión 313 %

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Con el uso del análisis de vibraciones es posible decir qué componente de la máquina es la que está dañada o deteriorada. Decir que la máquina está en “alarma” o que tiene “vibración alta” es de poco sentido con la tecnología existente hoy en día. El personal de mantenimiento entrenado en vibraciones debe ser capaz de explicar por qué se ha producido este fallo y qué se puede hacer para subsanarlo.
2. La monitorización de la condición (estado de la maquinaria) es más beneficiosa cuando es examinada en largos periodos de tiempo, es decir, cuando se crean buenos históricos para la evaluación de tendencias. Aunque se pueden observar buenos resultados y beneficios en un periodo relativamente corto de tiempo, la recompensa real llega cuando se incorpora la monitorización dentro de los procedimientos normales, dentro de la empresa, para de esta manera conocer el estado de la planta en todo momento y el plan de reparaciones.
3. Debido a la naturaleza pragmática del análisis vibracional, necesitaremos una línea base o punto de referencia para monitorizar cómo las máquinas van cambiando en el tiempo. Tampoco olvidemos que cada vez que actuemos sobre una máquina cambiando o modificando alguno de sus elementos deberemos actualizar todas las bases de referencia para no perder información valiosa acerca de las máquinas monitorizadas. Aunque actualmente hay gran cantidad de guías y manuales a los que hacer referencia, las mejores referencias son siempre las que proceden de nuestras propias máquinas.
4. Si se considera toda la información presentada hasta este momento, se llega a la conclusión de que la parte complicada del análisis de vibraciones no es el propio análisis. Lo realmente complicado es la recopilación de la información de la máquina, definiendo los estándares de tomas y puntos de medidas y creación de las bases. La dificultad que se nos va a plantear será la de introducir y gestionar toda esta información en la base de datos. Aquí es donde reside la inversión real.
5. La parte más esencial y dificultosa de la implantación de un programa de mantenimiento predictivo es recopilar la información técnica referente a las máquinas, definir las condiciones de medida, recoger buenos datos de vibración que sean repetibles en el tiempo y establecer los puntos de partida. Luego, deberemos

gestionar toda esta información en una base de datos e incluir históricos de reparaciones y sustituciones.

BIBLIOGRAFIA

- [1]** James Taylor, "Vibration Analysis Handbook", VCI - 2003
- [2]** R. Keith Mobley, "Root Cause Failure Analysis", Newnes - 1999
- [3]** Paresh Girdhar, "Machinery vibration analysis and predictive maintenance", Newnes - 2002
- [4]** Ronald Eshleman, "Machinery Vibration Analysis II", VIPress - 1996
- [5]** Evelio Palomino, "La medición y el análisis en el diagnostico en maquinas rotatorias", CEIM - 1997
- [6]** M. Luft – Pruftechnik, "Booklet Diagnostico de Maquinas", AG - 1998