

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Programa de Mantenimiento Predictivo para
los Equipos Rotativos de la Fábrica
Fertilizantes Sintéticos S. A. ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO

PEDRO CESAR VARGAS GALVEZ

PROMOCION: 1987 - I

LIMA • PERU • 1990

CONTENIDO

PROLOGO	1
CAPITULO I: INTRODUCCION	4
TIPOS DE MANTENIMIENTO	6
1.1 Mantenimiento Correctivo	6
1.2 Mantenimiento Preventivo	6
1.3 Mantenimiento Predictivo	6
1.4 Ventajas y Desventajas de los diferentes tipos de mantenimiento.	7
1.5 Costos de los diferentes tipos de mantenimiento.	12
CAPITULO II: FUNDAMENTOS DE LA TEORIA DE VIBRACION Y SU APLICACION EN LAS MAQUINAS ROTATIVAS	17
2.1 Definición de la Vibración y causas de la Vibración.	17
2.2 Aspectos fundamentales de las Teorías de la Vibración.	20
2.2.1 Características de la señal de las vibraciones.	
2.2.1.1 Amplitud	20
2.2.1.2 Frecuencia	25

2.2.1.3	Angulo de Fase	26
2.2.1.4	Forma de Vibración	27
2.3	Significado de las Características Vibracionales sobre la máquina.	28
2.3.1	Importancia de la frecuencia de la vibración.	29
2.3.2	Importancia de desplazamiento, velocidad y aceleración.	30
2.3.2.1	Lugar que ocupa la medición de velocidad.	30
2.3.2.2	Lugar especial que ocupa la medición del desplazamiento.	34
2.3.2.3	Lugar especial que ocupa la medición de aceleración.	39
2.3.3	Importancia de fase	41
2.3.4	Severidad de la vibración, mecánica compleja.	42
2.3.5	Criterio de severidad de vibración y la evaluación de niveles de vibración.	47
CAPITULO III:	DIAGNOSTICO DE LAS PRINCIPALES CAUSAS DE LAS VIBRACIONES, CORRECCION DE PROBLEMAS DE DESBALANCEO Y DESALINEAMIENTO.	54
3.1	Cuando se analiza	54
3.2	La adquisición de Información	55

3.3	Interpretación de Datos	62
3.3.1	Cómo hacer las comparaciones para el diagnóstico.	63
3.4	Defectos y fallas que pueden ser detectados por la vibración.	70
3.4.1	Desbalanceo (desequilibrio).	70
3.4.2	Desalineación	72
3.4.3	Excentricidad	79
3.4.4	Cojinetes antifricción defectuosos	84
3.4.5	Cojinetes de fricción defectuosos	90
3.4.6	Soltura mecánica	100
3.4.7	Correas motrices averiadas	105
3.4.8	Engranajes defectuosos	112
3.4.9	Problemas eléctricos	118
3.4.10	Problemas de resonancia	122
3.4.11	Fallas aerodinámicas e hidráulicas	128
3.5	Corrección de desbalanceo (desequilibrio)	135
3.5.1	Causas	135
3.5.2	Equilibrado en plano único, método vectorial.	139
3.5.3	Equilibrado en dos planos, utilización del método vectorial.	143
3.5.4	Equilibrado de rotores salientes	151
3.5.5	Tolerancias de desbalance	
3.6	Corrección del desalineamiento	161
3.6.1	Generalidades	161
3.6.2	Dos métodos de alineación	162

3.6.3	Elección de los Programas	164
3.6.4	Verificaciones previas	171
3.6.5	Tolerancia de alineación	173
CAPITULO IV: PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO		177
4.1	Sistema de información para maquinaria rotativa.	177
4.1.1	Niveles de información requerida.	178
4.1.2	Tipos de máquinas.	181
4.2	Proceso para llegar a un sistema de mantenimiento Predictivo.	182
4.2.1	Objetivos	182
4.2.2	Etapas	182
4.2.3	Proceso de solución de los Problemas.	183
4.3	Historial de comportamiento como base de conocimientos.	184
4.4	Estructuras de mantenimiento Predictivo.	185
4.5	Herramientas del mantenimiento Predictivo.	187
4.5.1	Personal	187
4.5.2	Equipos y/o Instrumentos.	189
4.6	Estructura de Inspección del Mantenimiento Predictivo.	192

4.6.1	Mantenimiento Predictivo basado en Inspecciones Periódicas.	193
4.6.2	Sistema off-line asistido por computador para la recolección de información para determinar la condición de operación de <u>E</u> quipos Rotativos.	199
4.7	Pautas para implementar el Programa de Mantenimiento Predictivo.	201
CAPITULO V: APLICACION DEL PROGRAMA <u>PREDICTIVO</u> A LOS EQUIPOS ROTATIVOS		210
5.1	Aspectos de Organización, Aspectos de Estructura Productiva de Fertisa.	210
5.1.1	Organigrama de Fertisa.	210
5.1.2	Tecnología aplicada por la Empresa.	213
5.1.3	Capacidad de Planta, Maquinaria y Equipos.	215
5.2	Descripción y desarrollo del Programa de Mantenimiento Predictivo.	225
5.3	Presentación de casos, donde se utiliza el mantenimiento Predictivo para <u>de</u> tectar problemas.	250

CAPITULO VI: EVALUACION DE COSTOS	307
6.1 Beneficios cuantificables que se han obtenido por la aplicación del Mante nimiento Predictivo.	307
6.2 Cálculo de la rentabilidad de la apli cación del Mantenimiento Predictivo.	317
CONCLUSIONES	324
BIBLIOGRAFIA	328
PLANOS	
APENDICE	

P R O L O G O

El presente trabajo cumple con el objetivo principal de disminuir los costos de producción; además, como el desarrollo de un sistema de mantenimiento moderno, para lo cual el trabajo se ha dividido en seis capítulos.

El Primer Capítulo, es la parte donde se destaca los beneficios que se obtienen al aplicar el Mantenimiento Predictivo a los equipos rotativos en comparación de los otros tipos de mantenimiento, así como el estado mecánico de los equipos controlando sus características de vibración.

En el Segundo Capítulo, se repasa la teoría fundamental de vibración para comprender los problemas mecánicos, así como el significado e importancia de cada una de las características vibratoriales sobre los equipos, se explica porque el análisis vibracional consiste en reglas prácticas con equipos típicos y modelos experimentales. Además, se presentan standares de severidad de vibración pa-

ra juzgar la condición de los equipos.

Se presenta un procedimiento para adquirir e interpretar la información obtenida de cada equipo, luego se explica cómo realizar las comparaciones con los datos obtenidos con las características vibracionales típicas de varios tipos de problema, usando como referencia las Normas VDI2056, ISO2372 como tablas de los siguiente fabricantes IRD, Bruel & Kjaer.

El Tercer Capítulo, se describe con mayor detalle - los defectos y fallas (desbalanceo, desalineación, excentricidad, cojinetes antifricción defectuosos, etc.), detectados por la vibración, así como la presentación de técnicas de alineamiento y equilibrado siendo éstos los problemas más frecuentes en mantenimiento.

El Cuarto Capítulo, se describe el Programa de Mantenimiento Predictivo en forma global, incluyendo los sistemas de información para maquinaria rotativa, el proceso - que se debe seguir para llegar al Programa de Mantenimiento Predictivo, así como la estructura y herramientas que se utilizan y por último se indica pautas para poder implementar dicho programa.

En el Quinto Capítulo, determina la parte fundamen - tal del trabajo, donde se detallan los aspectos de organi

zación, estructura productiva de Fertisa, así como la descripción y desarrollo de la aplicación del Programa de Mantenimiento Predictivo a los equipos rotativos y - por último, la presentación de casos donde se destaca - lo valioso de este tipo de mantenimiento para detectar problemas mecánicos.

En el Sexto Capítulo, se menciona todos los beneficios cuantificables como ahorro de repuestos, costo de mantenimiento programado, como la disminución de días por paros intempestivos; y por último, la demostración de la rentabilidad de la aplicación del Programa de Mantenimiento Predictivo.

Agradezco a la Oficina de Información Técnica de - Petroperú, así como los representantes en Lima de la -- IRD, Brue & Kjaer fabricantes de instrumentos de medición, a los ingenieros de Fertisa y en especial al Ing. Víctor Ortiz por la ayuda y motivación que me proporcionó para la realización de este trabajo.

PEDRO C. VARGAS GALVEZ

CAPITULO I

INTRODUCCION

Debido a los altos costos de Mantenimiento que se recargan en los costos de producción, se ha hecho necesario implementar un sistema de Mantenimiento diferente a los tradicionales a decir, Correctivo y Preventivo, que se basa en el estado mecánico de los equipos llamados Mantenimiento Predictivo.

Los programas de mantenimiento en maquinaria rotativa basados en inspecciones periódicas han sido mejorados por la adición de instrumentos y monitores de vibración. Aunque el Mantenimiento Preventivo ha sido valioso para aumentar la producción y disminuir tiempos de parada imprevistos, la filosofía del mantenimiento ha evolucionado y la medición directa de la condición de la máquina, es ahora la base de programas de Mantenimiento Predictivo

La aplicación del Programa de Mantenimiento Predictivo, a los equipos de Fertisa ha disminuído los costos de producción, ha humanizado el mantenimiento y se ha obtenido mayor seguridad en la operación de los equipos.

El estudio de una máquina se puede asociar a dos fenómenos que son la vibración y ruido, cada máquina tendrá un nivel de ruido y vibración que puede considerarse normal, si estos niveles aumentan o llegan a ser excesivos, es probable que se deba a un problema mecánico debido a estas características de las máquinas el Mantenimiento Predictivo tiene como instrumento fundamental el Análisis Vibracional.

El Programa Predictivo está aplicado a los equipos Rotativos Críticos y/o Esenciales de Fertisa.

TIPOS DE MANTENIMIENTO

Recordemos las diferentes alternativas de Mantenimiento.

1.1 MANTENIMIENTO CORRECTIVO

Se opera la máquina hasta que ésta falle y luego se haga una reparación al máximo costo que alcance en dicho momento.

1.2 MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Basado en inspecciones periódicas programadas que incluyen ajustes y reemplazos de partes desgastadas y generalmente incluye el arme y desarme del equipo programado.

Este tipo de mantenimiento es ciertamente mejor que el anterior pero eventualmente puede resultar en mayores costos por los siguientes puntos:

1. Reemplazo de partes en buen estado (vida útil desperdiciada).
2. Recambio de fluidos y componentes de mayor vida útil.
3. Probables daños de partes y piezas buenas debido a inapropiada reinstalación después de una inspección.
4. Interrupción programada de la producción, en cada inspección.

1.3 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Monitoreo regular programado de la condición de operación de la máquina, permitiéndole trabajar hasta límites previos a un mantenimiento o reparación.

Los métodos de mantenimiento Predictivo implican la capacidad de determinar cuándo una máquina o componente puede necesitar mantenimiento o reparación.

Este método excluye paradas e inspecciones en equipos con buenas condiciones de operación programadas en mantenimiento preventivo.

1.4 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS DIFERENTES TIPOS DE MANTENIMIENTO

El concepto de mantenimiento preventivo y/o predictivo requiere la organización, puesta en marcha e

implementación de Programas de Mantenimiento y contar con los equipos indispensables para su ejecución, todos los esfuerzos encaminados a garantizar la mejor operación de la Planta deberán ser justificados en términos económicos y técnicos. Una guía adecuada para la correcta selección se basa en las ventajas y desventajas de cada uno de los diferentes tipos de mantenimiento, que presentamos a continuación.

1.4.1 Ventajas y Desventajas del Mantenimiento Correctivo.

Ventajas:

1. No requiere planeación
2. No requiere grabación de datos
3. No requiere costos de mantenimiento programados.

Desventajas:

1. Pérdidas de producción no previstas
2. Reparaciones mayores
3. Elevado inventario de repuestos.
4. Elevado costo, por gastos de intervención en reparación.

1.4.2 Ventajas y Desventajas del Mantenimiento Preventivo

Ventajas:

1. Pérdida pequeña de producción por parada programada.
2. Requiere reparaciones menores.
3. Inventario de repuestos reducido.
4. Buenos hábitos de compra.
5. Armonía de funciones producción/mantenimiento.
6. Parte del personal técnico trabaja con actividades planificadas.

Desventajas:

1. Inspección detallada del equipo, basada en períodos de tiempo y no en condiciones de operación.
2. Muchas máquinas deben ser inspeccionadas sin necesidad.
3. Necesidad de una planeación extensa.

1.4.3 Ventajas y Desventajas del Mantenimiento Predictivo

Ventajas:

1. Se obtiene la máxima vida útil de los componentes de una máquina o equipo.
2. Incluye las ventajas del mantenimiento preventivo.

3. Elimina pérdidas de producción.
4. Elimina la necesidad de una inspección periódica programada para el equipo.
5. Reduce tiempos de mantenimiento
6. Encuentra serios problemas
7. Reduce llamadas de emergencia
8. Se conoce con precisión cuándo y qué debe ser comprado.
9. Aumenta la confiabilidad de las máquinas.

Desventajas:

1. Necesidad de implementación del Programa
2. Planeación requerida
3. Entrenamiento de personal
4. Costo de instrumentación requerida
5. Necesidad de archivo de información
6. Superar etapas de adaptación del sistema en la fábrica.

Adicionalmente, el mantenimiento predictivo presenta las siguientes ventajas que la caracterizan sobre otros tipos de mantenimiento.

1. Incremento en la seguridad de la Planta: monitoreo permanente o periódico de vibración, puede detectar potenciales e incipientes transformaciones destructivas de energía que pone en peligro al personal de la Planta.

2. Reducción de costos de mantenimiento: el mantenimiento predictivo garantiza una disminución de costo en equipo monitoreado como una función real de la condición de la máquina en el tiempo. El inventario de repuestos puede ser reducido si una máquina es apropiadamente monitoreada.
3. Vida útil de la máquina: cuando la maquinaria rotativa es monitoreada ésta podrá ser operada continuamente hasta que la condición real indique el término de vida útil.
4. Mayor disponibilidad de la máquina: las paradas serán programadas sólo cuando sean estrictamente necesaria, sin interrupciones sorpresivas de --producción y sin problemas de un mantenimiento imprevisto.
5. Bajos costos en seguros: como el sistema de monitoreo garantiza la protección del equipo, los --riesgos asumidos son menores, esta característica implica una disminución en los costos de pólizas.
6. Incremento de utilidad: todos los numerales anteriores enmarcan una disminución real de costos.

1.5 COSTOS DE LOS DIFERENTES TIPOS DE MANTENIMIENTO

A continuación, se muestra el Gráfico N°1 de Costos vs. Tipos de Mantenimiento, donde se observa que el índice de Costo de Mantenimiento/HP x año, es el menor para el Mantenimiento Predictivo en comparación con los otros tipos de mantenimiento -- siendo por lo tanto su aplicación la más económica.

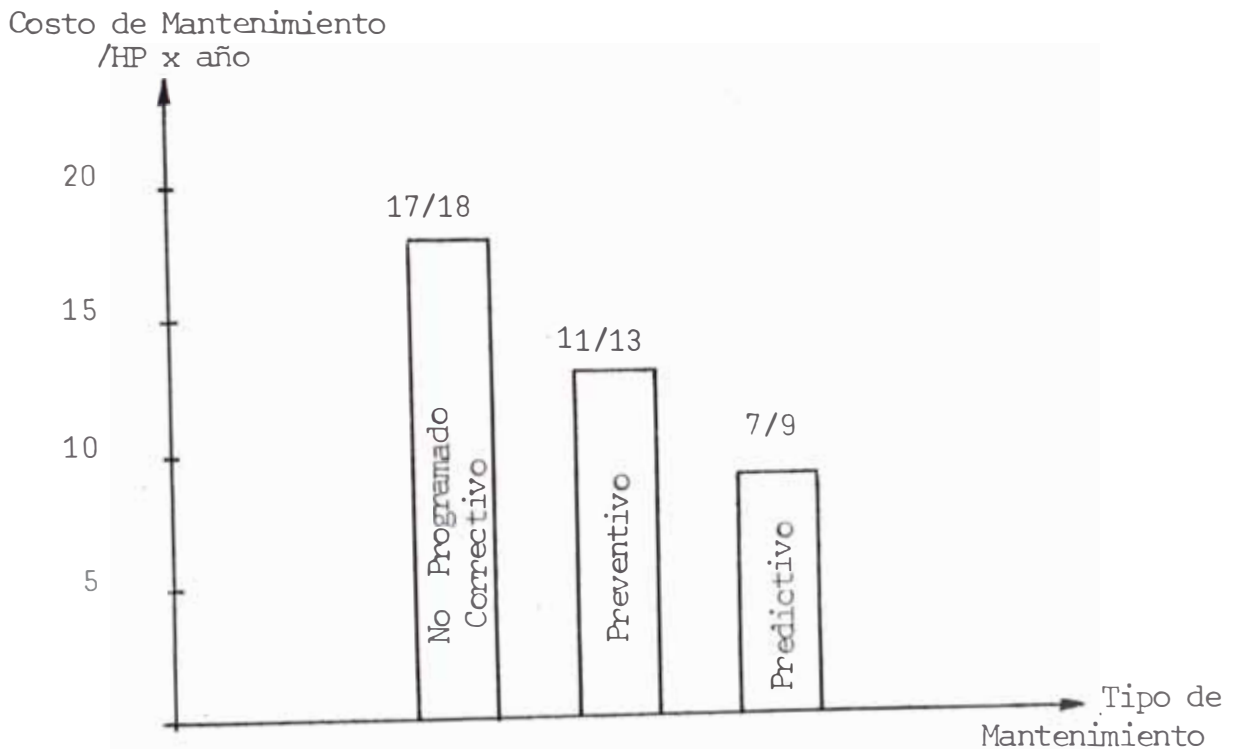


Figura 1

Las referencias en ahorro de muchas industrias se presentan a continuación, (ver Ref. 11 y 7), con los siguientes ejemplos:

Ahorros Anuales Estimados

Planta de Papel	A \$ 500,000 x Unidad
Industria Química	+ de \$ 1'000,000 x Planta
Refinerías	+ de \$ 1'000,000 x Planta

Además, ciertos autores (Ref. 2), aseguran que con la aplicación del Mantenimiento Predictivo se puede ahorrar el 1% del valor agregado de producción por año, de los cuales el 65% está relacionado a la producción y 35% a los costos de mantenimiento.

Otros autores mencionan reducciones en los costos de mantenimiento del orden de 22% para equipos de más de 1,000 HP y 30% para equipos menores de 1,000 HP

Presentamos la figura N°2 para observar como la ganancia de la Empresa es beneficiada si se incrementa el mantenimiento predictivo.

Como el mantenimiento predictivo genera menores paradas en la producción y menos consumo de material, la cantidad óptima de mantenimiento se desplaza hacia la derecha. Esto quiere decir que cuando se u-

sa el método de inspección, es provechoso incrementar el número de horas hombre dedicadas al Mantenimiento Predictivo.

A continuación definimos los costos.

- Costos Reales de los Sistemas de Mantenimiento (Curva a).

Si asumimos que se emplean las mismas horas-hombre en Mantenimiento Predictivo como antes se emplearon en Mantenimiento Preventivo, los costos del primero serán menores que los del segundo, puesto que se emplean menos materiales y así mismo reducen las intervenciones en las máquinas que consumen gran cantidad de personal técnico en su atención.

- Costos de Reparación: (Curva b).

Los costos de las reparaciones son menores con el mantenimiento predictivo, puesto que las fallas pueden ser detectadas a tiempo y permiten programar los recursos humanos, equipos, repuestos y materiales requeribles para la intervención.

- Costos por Paradas en la Producción (Curva c).

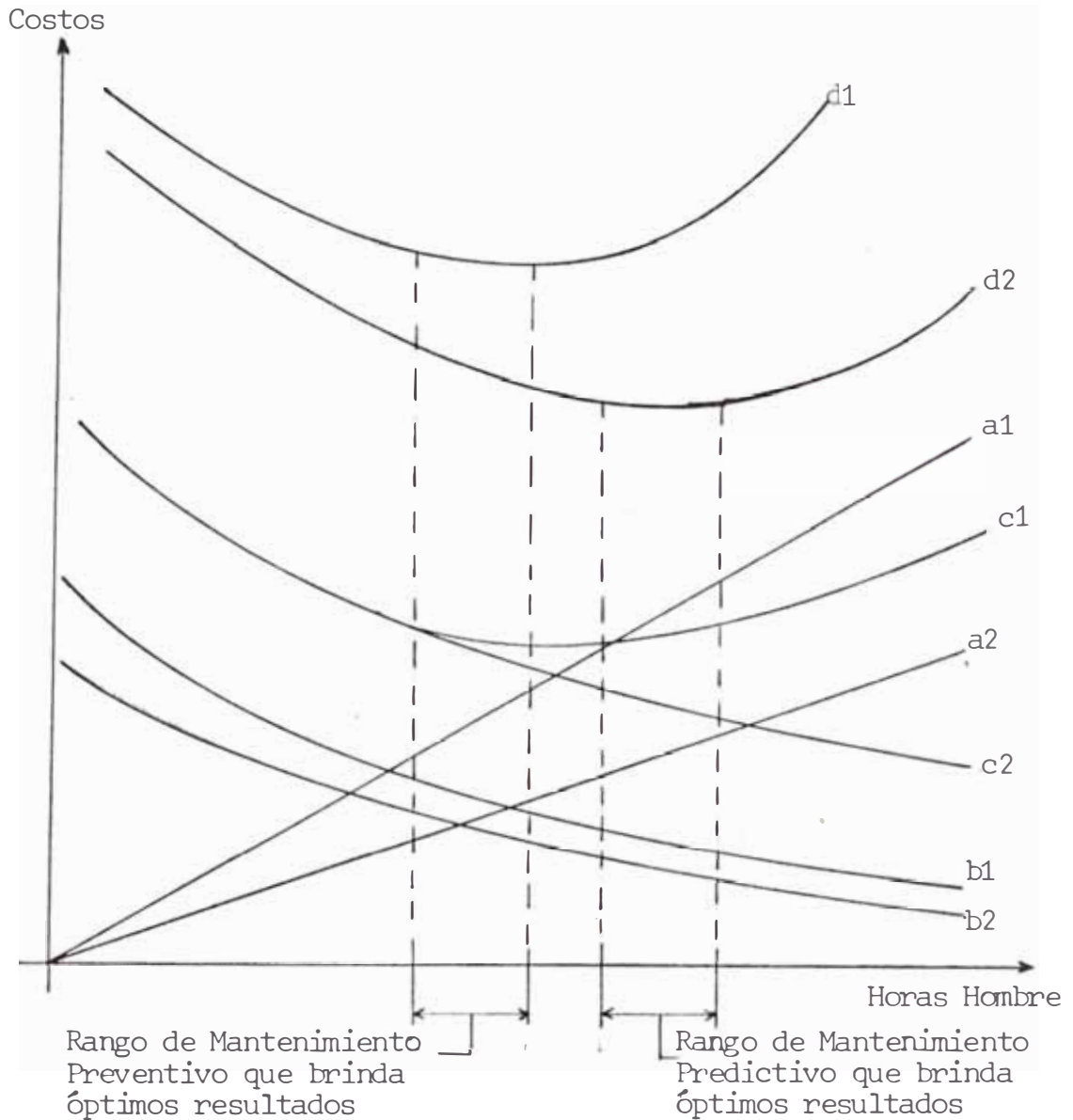
La inspección permite la corrección de fallas incipiente sin pérdidas de producción. En la for-

ma similar el desarme de equipos es menos frecuente, como resultado hay menor peligro de paradas. Asimismo, como las inspecciones pueden efectuarse durante la operación del equipo, no es necesario realizar paradas adicionales. Esta es la máxima ventaja del sistema optimiza la operación de la Planta, especializa al personal y eleva la confiabilidad de producción, margen que no podrá ser alcanzado con el Mantenimiento Preventivo.

- Costo Total (Curva d)

Esta curva muestra el resultado económico total de emplear el Mantenimiento Predictivo, estableciendo una clara economía en este método, basado en menor costo real, bajo costo de reparación y mínimas pérdidas por paradas en producción dándole una clara ventaja en los costos de su implementación industrial.

Figura N° 2



- a_1 Costos reales del Sistema de Mantenimiento Preventivo
- a_2 Costos reales del Sistema de Mantenimiento Predictivo
- b_1 Costos de reparaciones con Mantenimiento Preventivo
- b_2 Costos de reparaciones con Mantenimiento Predictivo
- c_1 Pérdidas debidas a paradas de Planta con Mantenimiento Preventivo.
- c_2 Pérdidas debidas a paradas de Planta con Mantenimiento Predictivo.
- d_1 Costo Total Mantenimiento Preventivo
- d_2 Costo Total Mantenimiento Predictivo.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS DE LA TEORIA DE VIBRACION Y SU APLICACION EN LAS MAQUINAS ROTATIVAS

2.1 DEFINICION DE VIBRACION

La vibración no es más que el movimiento de un lado a otro de una máquina o parte de máquina con respecto a su posición de descanso.

La manera más sencilla de ilustrar lo qué es la vibración es siguiendo el movimiento de una pesa suspendida del extremo de un resorte tal como se ve en la Figura 3. Es típico de todas las máquinas ya que éstas también tienen peso y propiedades como las de un resorte.

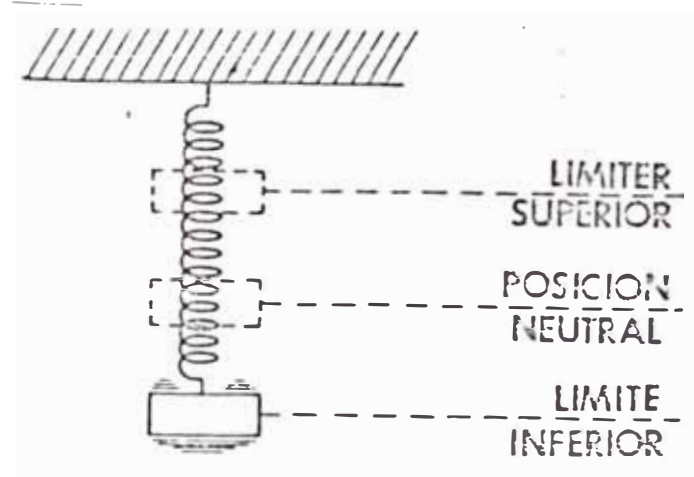


Figura 3. La vibración en un sistema sencillo resorte/masa.

Hasta que no se aplique una fuerza a la pesa para que se mueva, no habrá vibración. Si se le aplica una fuerza hacia arriba, la pesa subirá, comprimiendo el resorte. Luego, si soltáramos la pesa se caería por debajo de su posición neutral hasta llegar a algún límite inferior donde la tensión del resorte la pararía. La pesa entonces volvería a subir atravesando la posición neutral hasta llegar al límite superior de movimiento que seguirá del mismo modo mientras se continúe aplicando la fuerza.

Causas de la Vibración

Con muy pocas excepciones los problemas mecánicos son los que causan problemas en una máquina. Como descomponer todos los problemas posibles en una máquina sería imposible, no relacionamos sino los más frecuentes que sabemos que provocan la vibración. Son como sigue:

- Desequilibrio de las partes rotativas.
- Desalineación de los acoplamientos y cojinetes.
- Flexión de los ejes.
- Engranajes desgastados, excéntricos o dañados.
- Mal estado de correas o cadenas de transmisión.
- Cojinetes defectuosos tipo antifricción.
- Variaciones de torsión.
- Fuerzas electromagnéticas.
- Fuerzas aerodinámicas.
- Fuerzas hidráulicas.
- Juego
- Frotamiento.
- Resonancia.

Todas las causas pueden reducirse a uno de los trece tipos de problemas expuestos arriba o una combinación de los mismos. Se encontrará una o varias partes desequilibradas, desalineadas, sueltas, excéntricas, fuera de tolerancia en cuanto a las dimensiones, o que reaccionen a algún externo.

Pero sea cual sea la clasificación de las causas de la vibración, una cosa fundamental siempre será verdad: la causa de la vibración tiene que ser una fuerza que cambie su dirección o su importancia. Es la fuerza que provoca la vibración y las características que resultan serán determinadas por el modo en que se generan las fuerzas. Esto es porque cada fenómeno que causa vibración tiene características propias.

2.2 ASPECTOS FUNDAMENTALES DE LAS TEORIAS DE VIBRACION

2.2.1 Características de la Señal de las Vibraciones.

Mucho se puede aprender sobre el estado de una máquina y los problemas mecánicos que tenga, tomando en cuenta las siguientes características de la vibración.

2.2.1.1 Amplitud

La amplitud de vibración es la característica que indica la severidad de vibración y puede ser expresada de diversas formas: "cero-a-pico", "pico-a-pico", "raíz-media cuadrática (RMS)" o "valor eficaz" como las formas más comunes. En palabras simples, es la manera de expresar la "altura de la onda" de vibración. Ella puede todavía ser expresada en -

términos de desplazamiento, velocidad o aceleración de vibración, como veremos más adelante.

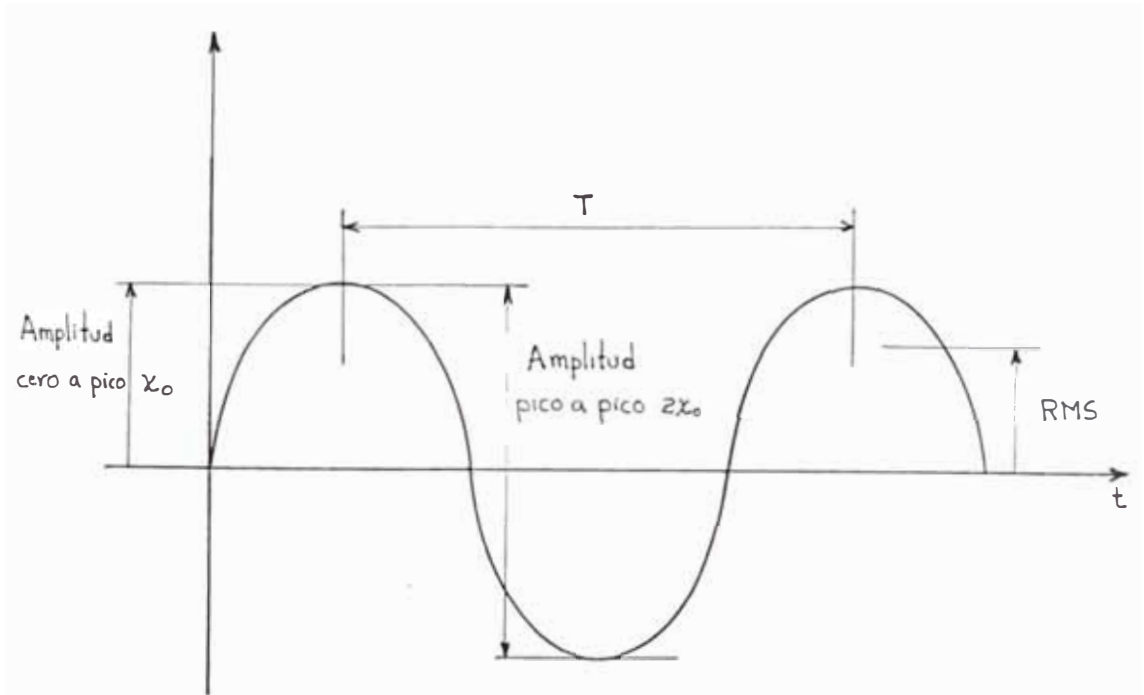


Figura N° 4

El valor eficaz o RMS es definido por:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

En el caso de onda senoidal simple, resulta:

$$\text{RMS} = \frac{X_0}{\sqrt{2}} = 0,707 X_0$$

El valor pico-a-pico indica el máximo movimiento de los puntos considerados, siendo muy útil al evaluar los niveles de vibración de ejes en relación a la holgura mecánica o niveles de tensión.

El valor eficaz o RMS es un valor que ilustra no solo la intensidad, mas bien el "contenido" de la vibración y es utilizado comúnmente para juzgar la "severidad" de vibración.

La amplitud de desplazamiento de la vibración ilustra el movimiento de translación del punto considerado. Es comúnmente empleado para describir movimientos de ejes y es expresado normalmente en micrones pico a pico o mils pico a pico.

La amplitud de velocidad de vibración ilustra la velocidad media con que el punto describe el movimiento de vibración. Es normalmente expresado en mm/s cero-a-pico o pulgadas por segundo (pul/s) cero a pico y la RMS en mm/s. En esta forma expresa la severidad de vibración según norma ISO, para mediciones de vibración en carcazas de máquina. La forma de onda y el período de la velocidad de vibración es la misma, sin embargo la onda está "avanzada" en un cuarto de ciclo (90°) en relación a la onda de desplazamiento de vibración.

La amplitud de aceleración de vibración indica la aceleración media con que el punto describe el movimiento de vibración. Considerando que el punto que está describiendo la vibración, está ligado a la masa del componente de la máquina en cuestión, podemos comprender que la aceleración de vibración está ligada a la energía envuelta en ese fenómeno.

La aceleración es comúnmente expresada en unidades "g" o sea, la constante gravitacional. La conversión para m/s^2 puede hacerse multiplicandola por 9.81 (1 "g" = $9.81 m/s^2$). Es utilizada también las unidades inglesas (pul/s^2).

Los valores de amplitud de desplazamiento, velocidad y aceleración están inter-relacionadas por una misma onda de vibración y, en el caso de ondas simples, podemos convertirlas de uno para otro a través de fórmulas simples de conversión.

Ej.: Velocidad $\cdot V = 500 D \cdot W$ V: en mm/s

D: desplazamiento en micrones p.p.

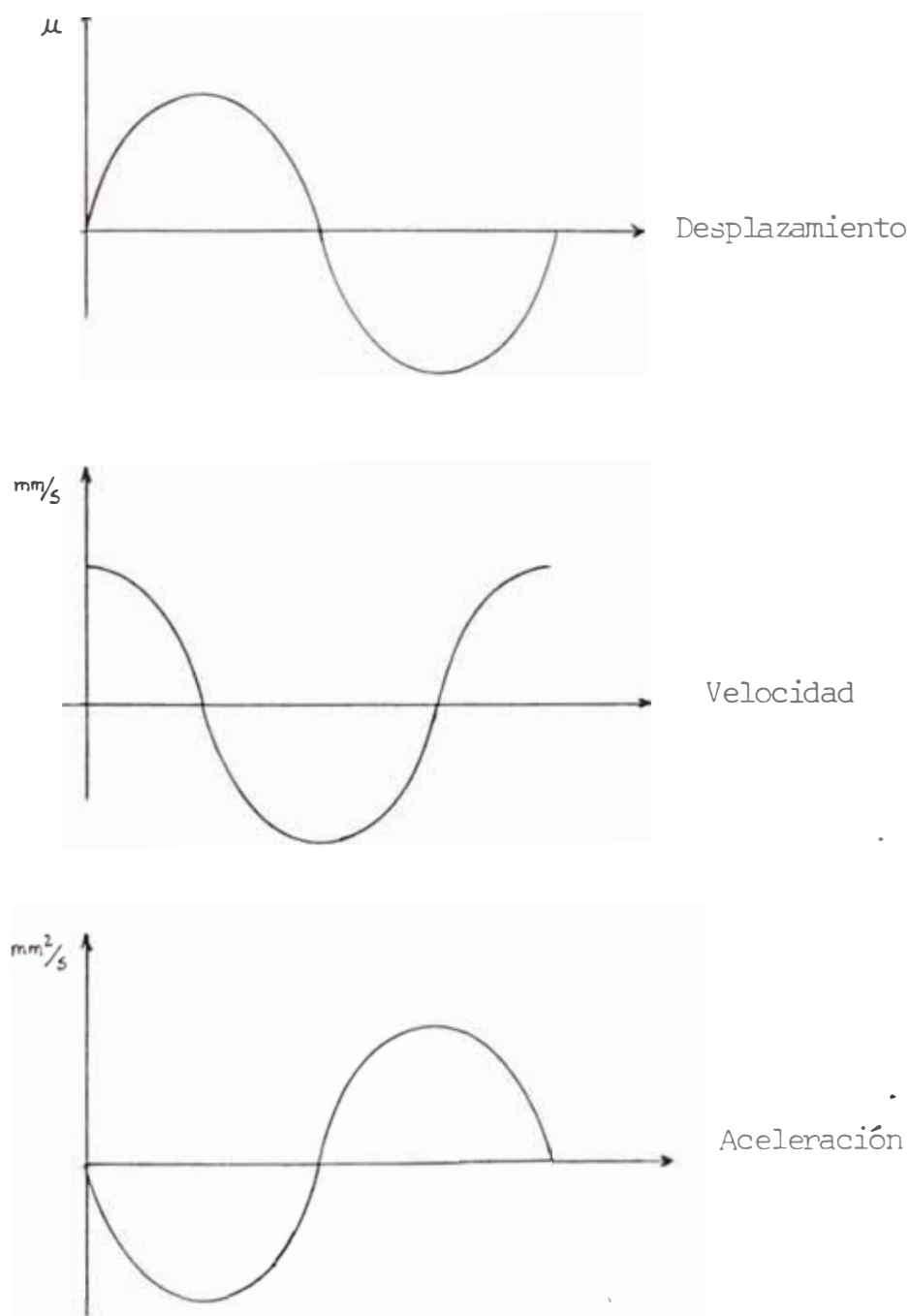
W: en rad/s

Aceleración "g" = $50.968 D W^2$

D: desplazamiento en micrones p-p.

W: en rad/s.

La selección de uno u otro parámetro para la amplitud de vibración es función de consideraciones prácticas, ligadas al tipo de fenómeno que se quiere investigar y a la instrumentación disponible, a continuación se grafican las diferentes amplitudes con respecto al tiempo, figura 5.



Figura

2.2.1.2 Frecuencia

La frecuencia es la característica que indica la rapidez con que los diversos ciclos de vibración se repiten, figura 6. Puede ser expresado en ciclos por segundo (Hertz), ciclos por minuto (CPM) o en radianes por segundo, siendo este caso conocido como velocidad angular (ω).

La frecuencia de rotación de rotores de máquinas es medida comúnmente en revoluciones por minuto (RPM).

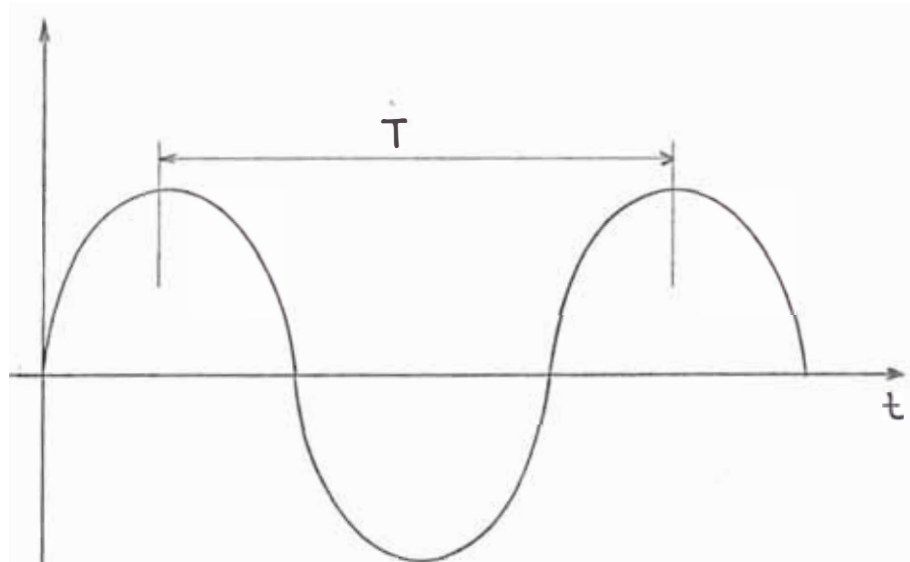


Figura 6

$$\begin{aligned} \text{Frecuencia (f)} &= 1/T \text{ ciclos por segundo (hertz)} \\ \text{CPM} &= 60/T \text{ ciclos por minuto} \\ W &= \frac{2\pi}{T} \text{ radianes por segundo.} \end{aligned}$$

En el caso de formas complejas de onda, ésta es compuesta de diversas ondas, cada cual con su frecuencia. La descomposición de la onda compleja revelará las diversas frecuencias presentes, siendo frecuente encontrarse:

- 1 x (a frecuencia fundamental)
- 2 x, 3x etc (múltiplos)
- 1/2x, 1/3x, 5/9x etc (sub-múltiplos y fracciones).
- 46%, 150%, etc. (frecuencias "no síncronas").

En cada caso, el contenido de frecuencias indican las posibles fuentes de vibración.

2.2.1.3 Angulo de Fase

El ángulo de fase nada más es la medida de la "posición" de la onda de vibración en relación a una referencia fija en el eje, figura 7. Tomándose, por ejemplo una marca en la superficie del eje, el ángulo de fase indica dónde se encuentra esa marca cuando el eje alcanza el pico de vibración en la dirección de la medición (o sea, de la dirección del sensor de vibraciones).

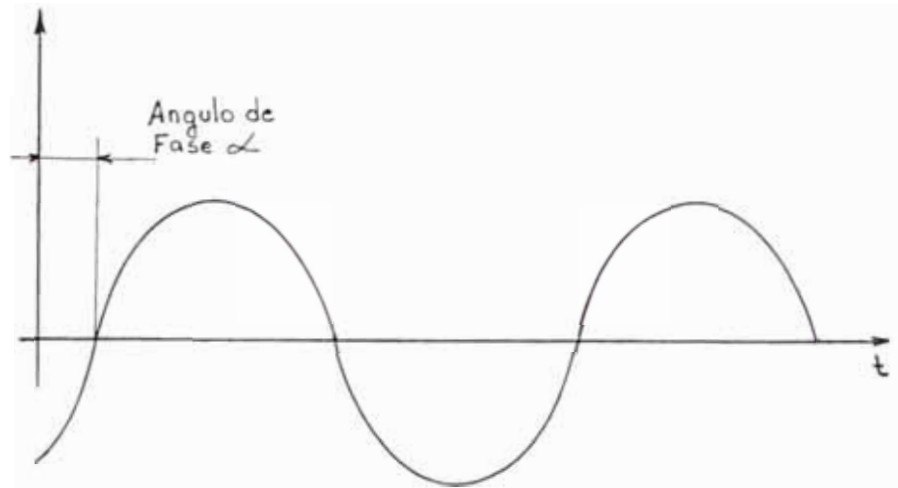


Figura 7

El ángulo de fase, por **sí**, no nos proporciona mucha información. Mientras el comportamiento del ángulo de fase durante la variación de carga, rotación u otro parámetro de operación puede dar varias ayudas para el diagnóstico más preciso de las causas de vibración. Después, de eso, es imprescindible para la corrección de problemas de desbalanceo de masas en rotores.

2.2.1.4 Forma de Vibración.

La forma de la onda de vibración como podemos haber visto en el osciloscopio es también una de las características que proporciona información adicio

nal sobre las posibles causas de vibración. Es posible, por ejemplo, evaluarse las amplitudes y frecuencias presentes en la onda de vibración a través de lectura directa y cálculos basados en los períodos de onda presente en la discusión. Después de eso con dos señales de vibración en direcciones desfasadas 90° podemos en el osciloscopio de doble entrada observar las órbitas del eje ("figuras de Lissajous") que dan también otras informaciones sobre las posibles causas de las vibraciones. Ver Anexo A

Se puede observar otros aspectos fundamentales como la teoría de Fourier, superposición de vibraciones, etc, en la Referencia 15.

2.3 SIGNIFICADO DE LAS CARACTERISTICAS VIBRACIONALES SOBRE LA MAQUINA

El verdadero significado de las características de la vibración radica en el hecho de que sirven para detectar y describir el movimiento indeseable de una máquina. Cada una de las características nos revela algo significativo sobre la vibración, y por lo tanto, las características debieran considerarse síntomas para diagnosticar o el funcionamiento ineficaz de una máquina o un problema inminente que le va a afectar.

2.3.1 Importancia de la Frecuencia de la Vibración.

Al analizar la vibración de una máquina para identificar un problema específico, es indispensable saber cuál es la frecuencia de las vibraciones, dato que nos permite identificar qué pieza es defectuosa y la índole del problema.

Las fuerzas que dan lugar a la vibración son generadas por el movimiento rotativo de los componentes de la máquina. Siendo así, dichas fuerzas cambiarán tanto en cantidad como en dirección a medida que la pieza modifica su posición con respecto al resto de la máquina. Por resultado, la frecuencia de la vibración que se produce dependerá de la velocidad rotatoria de la pieza afectada. Así, conociendo la frecuencia de la vibración podemos identificar la pieza defectuosa.

Es también importante saber que los distintos problemas que afectan las máquinas provocan vibraciones con frecuencias también distintas lo que hace posible que identifiquemos la naturaleza del problema. Por ejemplo, el desequilibrio de una pieza que gira producirá una frecuencia vibratoria igual a la velocidad rotatoria ($1 \times \text{RPM}$) del componente. En cambio, el juego excesivo dará lugar a una vi-

bración cuya frecuencia será dos veces la velocidad rotatoria (2 x RPM) del conjunto. Los cojinetes anti-fricción que presente defectos de pista, bola o rodillo darán lugar a una vibración de altísima frecuencia, ordinariamente de un valor varias veces el de las RPM del eje.

2.3.2 Importancia del Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.

Las características de desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración se miden para determinar cuánta y cuán severa es la vibración. - Los valores de desplazamiento, velocidad o la aceleración de la vibración se denominan a menudo - la "amplitud" de vibración². En lo que hace al funcionamiento de una máquina, la amplitud de la vibración es la indicación que sirve para determinar cuán bien o cuán mal funciona la máquina. - Mientras mayor la amplitud más severa es la vibración.

2.3.2.1 Lugar que ocupa la Medición de Velocidad.

Puesto que pueda medirse la amplitud de vibración en términos de desplazamiento, velocidad o acele-

ración, la pregunta más obvia que se puede hacer es de ¿qué parámetro debiéramos utilizar?

Lo que pasa es que el desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración se relaciona mediante la siguiente relación:

$$\text{Desplazamiento} \times \text{Frecuencia} = \text{Velocidad} = \frac{\text{Aceleración}}{\text{Frecuencia}} \times K$$

donde K constante de conversión.

Las lecturas que se toman de la amplitud vibratoria para revisar el estado general de las máquinas indican la severidad de la vibración, pero, ¿cuál es la mejor indicación de la severidad de la vibración?. El desplazamiento, velocidad o aceleración. Para contestar dicha pregunta, reflexione sobre lo que pasa al flexionar repetidamente de un lado a otro un alambre o trozo de lámina. Al cabo de un rato, dicho flexionamiento hace que falle el metal por la fatiga que afecta la zona flexionada, caso semejante a lo que pasa al fallar una máquina o componente de máquina, por los ciclos repetidos de flexión provocada por la vibración excesiva. El tiempo que se requiere para que falle el alambre o lámina podrá verse reducido por lo siguiente:

1. Un aumento en la flexión (desplazamiento). - Mientras más se flexiona cada vez el metal, más fácil será que falle.
2. Un aumento en la frecuencia del flexionamiento. Como es evidente, mientras más veces por minuto que se flexione el metal, más pronto - fallará.

Así es que la severidad de la acción de flexionar es función tanto de hasta dónde se flexiona el metal (desplazamiento) como cuán rápido es flexionado (frecuencia). La severidad vibratoria, entonces es función del desplazamiento y de la frecuencia. Sin embargo, como la velocidad vibratoria - también es función del desplazamiento y de la frecuencia es lógico concluir, que medir la velocidad vibratoria es tomar medida directa de la severidad vibratoria. La experiencia nos ha enseñado - que lo dicho es fundamentalmente cierto, es decir, la velocidad vibratoria da la mejor indicación del estado de la maquinaria, en lo que respecta a la frecuencia vibratoria (de 600 hasta 60,000 CPM). Las velocidades que se presentan en el Cuadro I, deben servir de guía para las lecturas globales - de vibración (sin filtrar).

CUADRO N° I

VELOCIDAD DE VIBRACION

(Pulgadas/Segundo pico)

0,005 - 0,01	pul/seg	Muy Uniforme
0,01 - 0,02	"	Uniforme
0,02 - 0,04	"	Muy bien
0,04 - 0,08	"	Bien
0,08 - 0,16	"	Regular
0,16 - 0,32	"	Algo violenta
0,32 - 0,64	"	Violenta
Arriba 0,64	"	Muy violenta

Algunas veces se utilizan las lecturas sobre el desplazamiento y aceleración para medir la severidad de la vibración. Sin embargo, al valerse de los valores del desplazamiento o aceleración, es igualmente necesario saber cuál es la frecuencia de la vibración.

2.3.2.2 El Lugar Especial que Ocupa la Medición del Desplazamiento.

Aunque no se recomienda el empleo de las lecturas del desplazamiento para determinar el estado general de las máquinas, si hay ocasiones cuando deben tomarse lecturas de desplazamiento para establecer la amplitud. Por ejemplo, bajo condiciones de tensión dinámica, el desplazamiento puede ser una indicación muy buena de la severidad. Ya tratamos los efectos que hacen las flexiones repetidas en la falla de un trozo de alambre o lámina, pero el alambre y la lámina no demuestran muy bien otra propiedad que tienen la mayoría de los componentes rígidos de las máquinas. Nos referimos a lo que quebradizos que son, es decir, la tendencia que tienen de partirse de repente cuando la tensión que los afecta rebasa un punto dado.

Para ilustrar la importancia de la relación que existe entre el desplazamiento y la tensión, imagínese -

una máquina muy grande que gire despacio, como - por ejemplo una zaranda de mina de unas 50 RPM. Supongamos que dicha zaranda esté vibrando con - un desplazamiento de 100 milésimos de pico a pico y a una frecuencia de 50 CPM (1 x RPM) debido al desequilibrio. En lo que respecta a la velocidad vibratoria los 100 milésimos a 50 CPM equivale a una velocidad de sólo 0,26 pulgadas cada segundo pico. Con referencia al Gráfico de Severidad en la Figura 8, el valor de 0,26 pulgadas por segundo aparece en la zona marcada "LEVEMENTE DURO" lo que no da por qué preocuparse por de pronto. Pero, sin embargo, tenga en cuenta que el cojinete de la máquina en cuestión está siendo desviado en 100 milésimos a la décima parte de una pulgada. Bajo estas condiciones puede -- que se produzca una falla por la tensión (desplazamiento) más bien que por la fatiga (velocidad). En otras palabras, la estructura de la máquina o su pedestal de soporte podrá agrietarse o romperse meramente por lo mucho que es flexionado y no por los muchos ciclos repetidos de flexionamiento.

Debido a la importancia que tienen las medidas de desplazamiento a las frecuencias muy reducidas - donde hace un efecto importante la tensión, se sugiere que se tomen las lecturas de desplazamiento

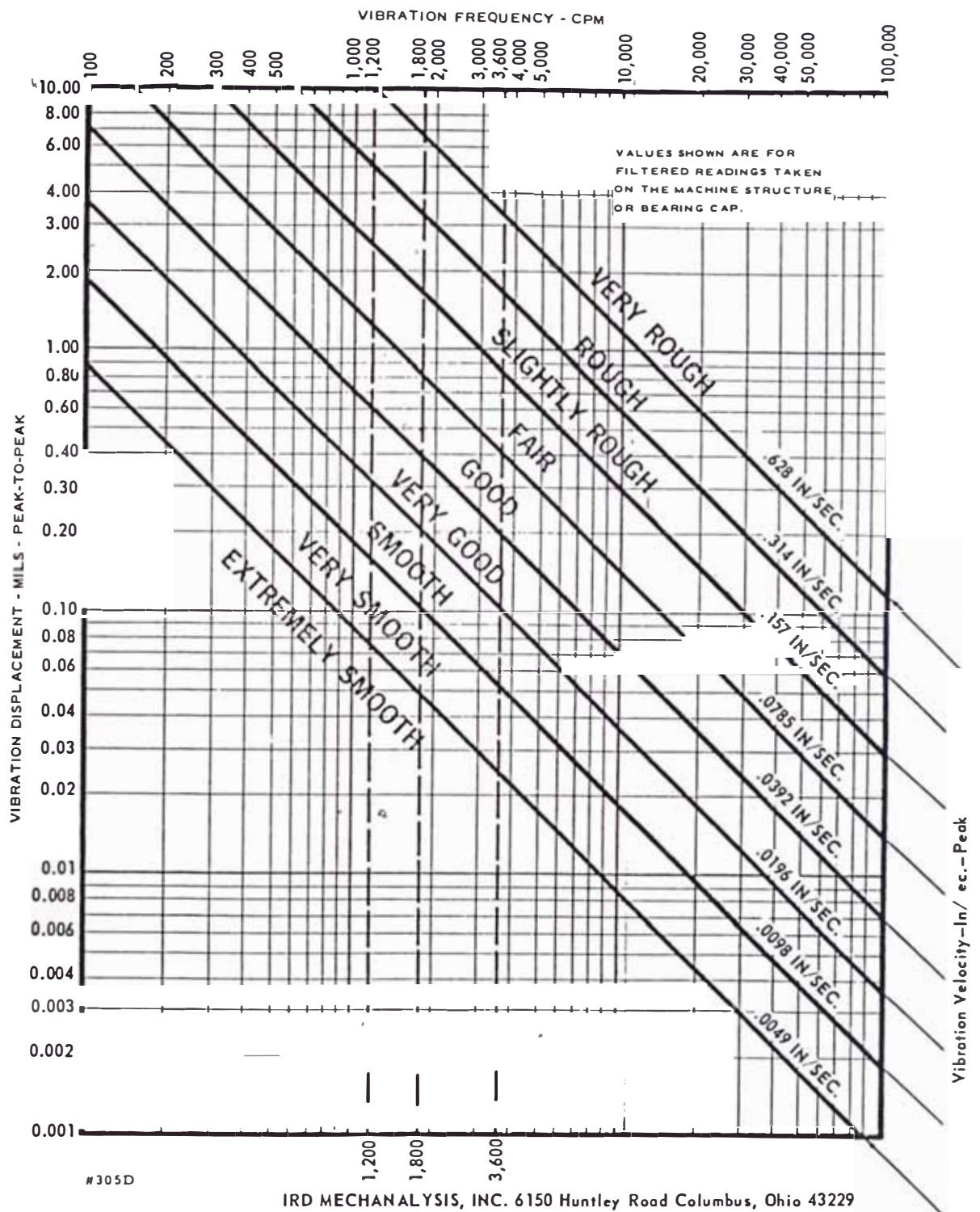


Figura 8. Este gráfico puede servir para relacionar el desplazamiento con la frecuencia para determinar la severidad de vibración.

INTERPRETACION DE LA CARTA DE SEVERIDAD

- | | |
|-------------------------|--|
| 1. Extremely Smooth | : Sumamente suave. Característico de equipos nuevos. |
| 2. Very, Smooth | : Muy suave. Característico de equipos nuevos. |
| 3. Smooth | : Suave. Característico de equipos nuevos. |
| 4. Very Good | : Muy bueno. Característico de equipos bien alineados y balanceados. |
| 5. Good | : Bueno. Característico de equipos bien alineados y balanceados. |
| 6. Fair | : Regular. Fallas pequeñas, no es económico corregir. |
| 7. Slightly Rough | : Algo áspero. Corregir para evitar desgaste. |
| 8. Rough | : Aspero, corregir en pocos días, se puede producir un daño grave. |
| 9. Very Rough | : Muy áspero. Detener el equipo, corregir inmediatamente. |

Figura 8

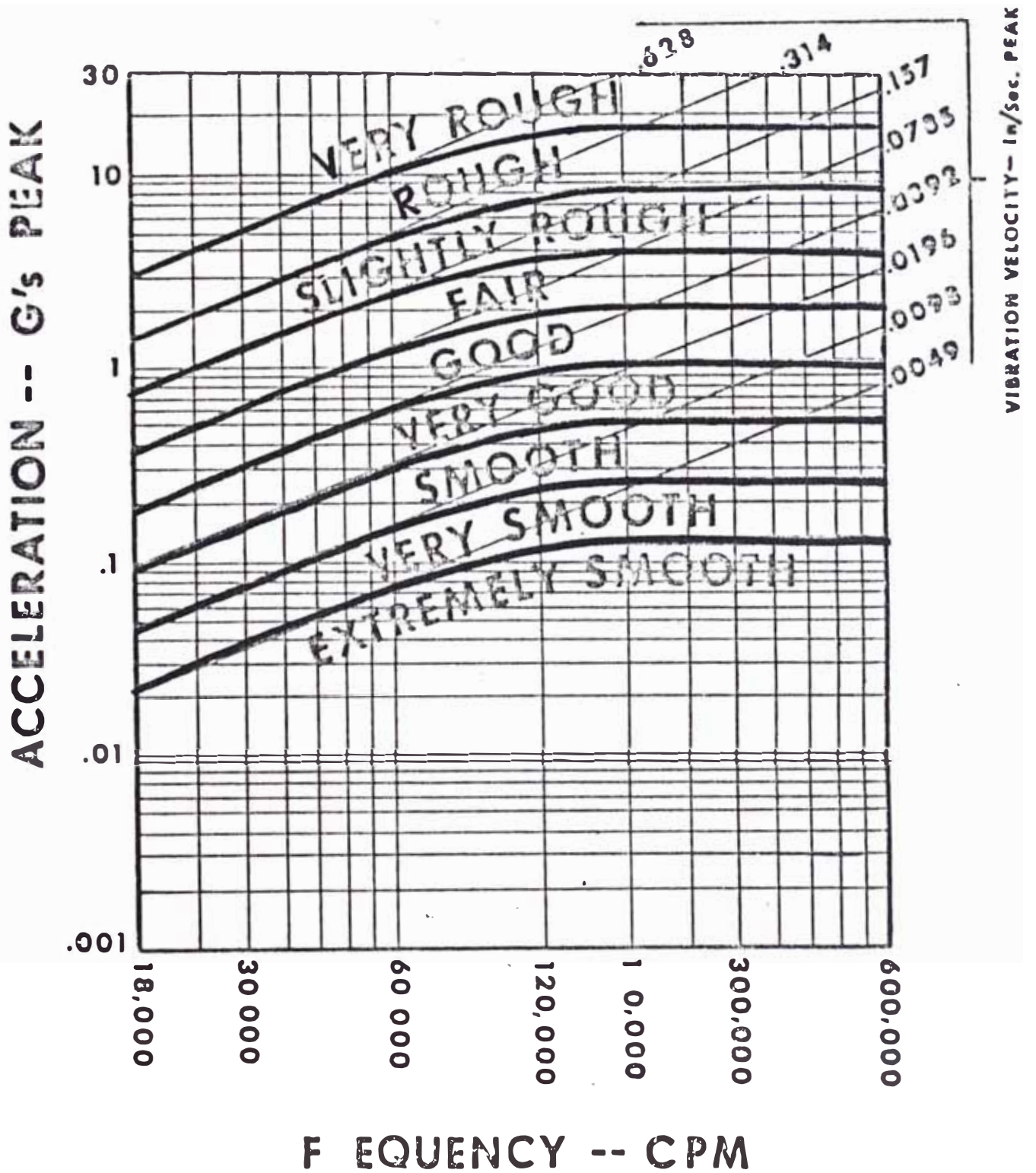


Figura 9. Este gráfico puede servir para relacionar la aceleración con la frecuencia para localizar la zona de severidad

en las máquinas que puede estar sometidas a la vibración de baja frecuencia. Se considera "baja" una frecuencia vibratoria que se sitúa por debajo de 600 CPM. Se debe tomar, desde luego, una medida de velocidad global para poder determinar el estado general de la máquina a las frecuencias vibratorias más elevadas, ésto es, por encima de 600 CPM.

2.3.2.3 El Lugar Especial que Ocupa la Medición De la Aceleración. v

La medición de la aceleración vibratoria guarda una relación muy estrecha con las fuerzas vibratorias que se aplican a la máquina, produciéndose fuerzas bastante considerables a las frecuencias elevadas aún cuando sean mínimos el desplazamiento y la velocidad de vibración. Esto se ve con claridad si se da cuenta de que la aceleración es función del desplazamiento y la frecuencia cuadrados.

Por ejemplo, consideramos una máquina que presente un desplazamiento de pico a pico de 1,0 milésimos a una frecuencia de 6,000 CPM lo que equivale a una lectura de velocidad de 0,3 pulgadas cada segundo pico lo cual se considera LEVEMENTE RUDO pa-

la maquinaria en general. Vea la Figura 8. Esta cifra también corresponde a una aceleración vibratoria de 0,5 g. Luego, consideremos una vibración con desplazamiento de 0,00001 milésimo de pico a pico que se produzca a una frecuencia de 600,000 CPM. Aunque esta vibración también coincida con una lectura de velocidad de 0,3 pulgadas cada segundo pico, representa también una aceleración vibratoria de 50 g lo que según el cuadro en la Figura 9, se clasifica como MUY FUERTE. En el caso de la vibración que se da la frecuencia de 6,000 CPM es fácil que la falla se produzca por fatiga (velocidad). Sin embargo, a la frecuencia más elevada de 600,000 CPM cualquier falla que exista será por la fuerza excesiva (aceleración) que se le aplica. La fuerza excesiva puede acabar descomponiendo la lubricación y destruyendo la superficie de los cojinetes.

Por lo general, se recomienda medir la aceleración vibratoria en el caso de las frecuencias por encima de 60,000 CPM, aunque la experiencia nos demuestra que pueden emplearse también las medidas de la velocidad

2.3.3 Importancia de Fase

El concepto de fase, que ya se ha definido, constituye un modo conveniente de comparar un movimiento con otro. Una comparación del movimiento relativo de dos o más componentes de una máquina o estructura resulta a menudo indispensable para poder diagnosticar defectos específicos de la maquinaria. Por ejemplo, si el análisis revela que la vibración de una máquina está en desfase con la base o cimentación, bien pudiéramos buscar la presencia de pernos de anclaje sueltos, cemento mal aplicado, y otras indicaciones de soltura entre la máquina y su base.

Las medidas de fase tienen importancia también en el balanceo. Si el problema mecánico es el desequilibrio, la posibilidad de medir la fase nos permite equilibrar rápida y fácilmente la pieza sin recurrir a las técnicas inexactas. Ordinariamente las partes pueden ser equilibradas en su sitio sin necesidad de un desarmado costoso.

2.3.4 Severidad de la Vibración Mecánica Compleja.

En general, todo equipo rotativo puede considerarse como un sistema oscilatorio complejo (ver Referencia 2), sometido a fuerzas alternantes (entrada) inherentes al sistema o desarrolladas por defectos e imperfecciones de sus elementos. Como consecuencia de estas fuerzas, las diferentes partes del sistema realizan movimientos vibratorios (respuesta) cuya forma y magnitud dependen de las fuerzas actuantes y de las características dinámicas del sistema. El objetivo principal del análisis y control vibracional es por tanto, la inferencia de las fuerzas oscilatorias o defectos (magnitud y tipo), a partir de mediciones de las características del movimiento vibratorio de uno o más elementos del equipo.

En la Figura 10, se muestra lo que sería un modelo matemático (idealización) de un equipo simple. En el que se ha realizado una serie de simplificaciones respecto al comportamiento real del equipo tales como:

1. Solamente se han considerado vibraciones verticales.
2. Se ignora el acoplamiento entre vibraciones ho

rizontales y verticales.

3. La película de aceite en los cojinetes está representada por un resorte lineal.
4. No se ha tomado en cuenta los modos de vibración de la carcasa, es decir, se desprecia el acoplamiento entre las cajas de cojinetes.

El sistema real se ha reducido a un sistema idealizado de siete grados de libertad.

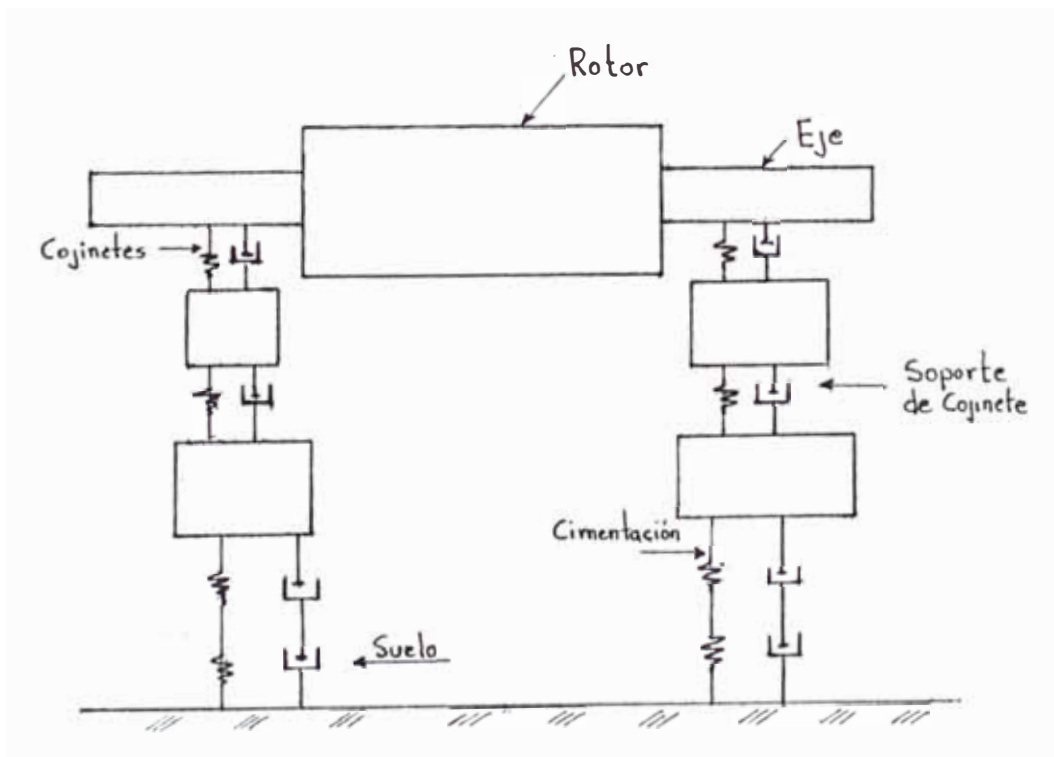


Figura 10

Se puede apreciar de este modelo, que no tendría sentido inferir las fuerzas vibratorias y esfuerzos en el sistema mediante mediciones en solo dos puntos (por ejemplo: las cajas de cojinetes), a no ser que se tenga información adicional que complemente las mediciones.

Por otro lado, si se conociera la rigidez, el amortiguamiento y la masa de elementos del sistema idealizada, sería posible calcular las fuerzas y esfuerzos en cualquier punto a partir de las mediciones disponibles, lo cual resultaría en procedimientos muy poco prácticos.

Es por esta razón que la metodología utilizada en el análisis y control vibracional consiste de reglas prácticas, basadas generalmente en experiencias con máquinas típicas, también en estudios con modelos experimentales y modelos teóricos.

Para aplicaciones industriales se prefiere escoger una unidad de medida, que en un solo valor defina al estado vibracional de un equipo y se le conoce como la "severidad vibracional" de un equipo.

La mayoría de las vibraciones de las máquinas son complejas, consistentes en muchas frecuencias distintas, Figura 11. Por lo general, el desplaza -

miento total de pico a pico de la máquina será la suma de todas las vibraciones individuales. Por ejemplo, si la máquina como la que se ve en la Figura 11, presenta vibración de 1 milésimo a 1 x RPM debido al desequilibrio de 1 milésimo a 2 x RPM por juego excesivo, 1 milésimo a una alta freu

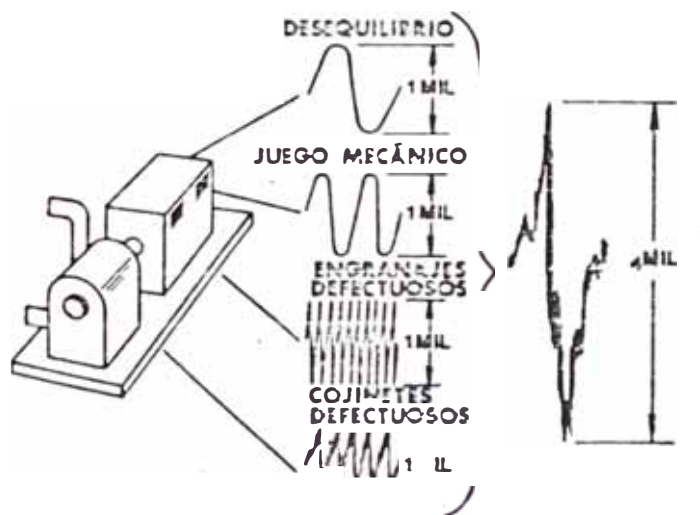


Figura 11. La mayoría de las vibraciones de las máquinas son complejas, consistentes en muchas frecuencias distintas.

cuencia de engranaje y 1 milésimo a una frecuencia elevada en un cojinete anti-fricción, entonces el desplazamiento total de pico a pico será de como 4 milésimos, pero no podremos aplicarle esta lectura de 4 milésimos al Gráfico de Severidad, Figura 8, porque el desplazamiento no acontece a una sola frecuencia, ya que en los casos de vibración compleja como ésta, para poder aplicar el desplazamiento al Gráfico de Severidad será necesario determinar los desplazamientos individuales y su frecuencias. Esto se realiza mediante un analizador de vibraciones equipado con un filtro sintonizable, que funciona del mismo modo que el selector de un radio, esto es, permitiéndonos examinar una sola frecuencia (una emisora) vibratoria y rechazando todas las demás. Sin embargo, aún cuando podamos medir los desplazamientos individuales con sus frecuencias correspondientes es evidente que en muchos casos una lectura filtrada aislada puede no indicar la severidad total de la vibración. En realidad, únicamente una medida sin filtrar de la amplitud total revelará el estado general de una máquina. Y, como la velocidad combina los factores de desplazamiento y frecuencia, únicamente una medida sin filtrar de velocidad dará una indicación general de la severidad vibratoria global.

2.3.5 Criterio de Severidad de Vibración y la Evaluación de Niveles de Vibración.

Muchos ingenieros empiezan usando el Cuadro 1, Figura 8 y Figura 9 como standares de severidad de vibración como una guía para juzgar la condición de la maquinaria, que se aplican únicamente a las máquinas como motores, ventiladores, bombas y máquinas rotativas en general de 15-75 KW estas guías no son aplicables a molino de martillo, trituradores, se debe tener en cuenta que las medidas, se toman en la carcasa de la máquina.

Tenemos otros estándares, como ISO 2372 especifican límites dependientes solo en la potencia de la máquina y el tipo de cimentación. El criterio más general está basado sobre el valor RMS de la velocidad vibratoria a través del rango de frecuencia de 10 a 1000 Hz, aunque la práctica muestra que muchos componentes importantes de frecuencia a menudo ocurren a frecuencias más altas.

Otro ejemplo de criterio hecho para juzgar la condición de máquina es la Especificación del gobierno canadiense "Límites de Vibración para Mantenimiento". Esto define los límites para los tipos específicos de máquina y tamaños como se muestra -

en la Tabla 1. Este además, usa niveles de velocidad RMS y cubre el rango de frecuencia de 10 Hz a 10000 Hz, permitiendo mucha mejor detección a frecuencias más altas.

Aunque los valores absolutos sugeridos por estos criterios no siempre son relevantes (note la discusión sobre variaciones en movilidad en la siguiente página), son sin embargo, muy usadas aquellos que indican el significado de varios grados de incremento de nivel de vibración. Por ejemplo, el previamente mencionado ISO 2372 indica que un nivel de vibración por un factor de 2.5 (8 dB) es un cambio significativo como es el estado (mezclado) de una clase de calidad. Igualmente, un incremento por un factor más grande de 10 (20 dB) es serio como éste, puede tomar la clasificación de "buena" a "no permisible".

Estos factores, como se especifica en los criterios mencionados se aplican a mediciones de banda ancha, pero la experiencia de muchos años ha probado que ellos además proveen guías en la evaluación de componentes individuales de frecuencia obtenidos del análisis de frecuencia. Las mediciones de vibración sobre la superficie de los elementos de máquina reflejan las fuerzas cíclicas, siendo transmitida a este punto.

La velocidad real de vibración medida es proporcional no solo a las fuerzas involucradas, sino además la MOBILIDAD de la estructura en ese punto. La movilidad es una medida de complacencia de la estructura a ser fijada en movimiento (y es ~~verso~~ inverso de la impedancia mecánica). La relación entre fuerza, movilidad y la velocidad resultante de vibración, con respecto a la frecuencia, es ilustrado en la Figura 12. Usando escalas logarítmicas uno puede adicionar el espectro de fuerza y movilidad para conseguir un espectro resultante de vibración. Note que en el ejemplo mostrado, la alta componente de fuerza (A) a la frecuencia (n), se cuenta por la baja movilidad a la frecuencia (n) para que ningún pico especial sea notado en el espectro de vibración.

Es por consiguiente, necio solo buscar por picos de alto nivel en el espectro de vibración, los valores bajos pueden además, contener información sobre importantes cambios de fuerza. Las características de movilidad de la maquinaria no es usual que varíen significativamente con el tiempo así es que uno puede seguramente asumir que si el punto de monitoreo dobla, el nivel de fuerza se ha duplicado. Para máquinas similares la movilidad en un punto dado puede diferir por lo mucho en un factor

1000: 1- Además, es ilógico usar los mismos límites absolutos de vibración para indicar la necesidad de mantenimiento.

Una indicación mucha más confiable de la condición de la máquina es obtenida en los cambios relativos, esto es, especificando un espectro de base "referencial" o nivel y permitiendo ciertos cambios de factor. Los muchos años de experiencia han confirmado que esta aproximación puede ser usada para muchas máquinas.

La práctica ha mostrado que para componentes de -- frecuencia de hasta 1,000/Hz, un incremento por un factor de 2.5 (8 dB) debería ser considerado un -- cambio significativo en la investigación de la advertencia de la condición y un incremento por un factor de 10(20 dB) de la condición de referencia- significa la necesidad de reparación- como se sugiere por la tabla ISO y otros criterios. Para los componentes de frecuencia por encima de 4,000 Hz, estos factores pueden ser incrementados a 6 (16 dB) y 100 (40 dB) como se muestra en la Figura 13.

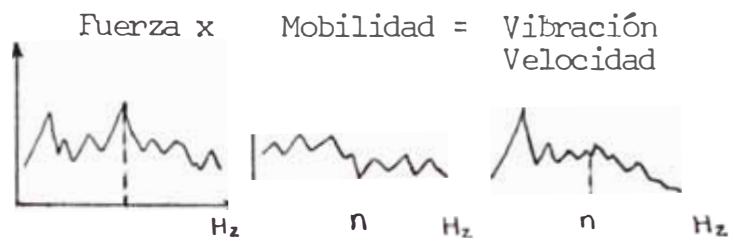


Figura N° 12

Nivel de Vibración

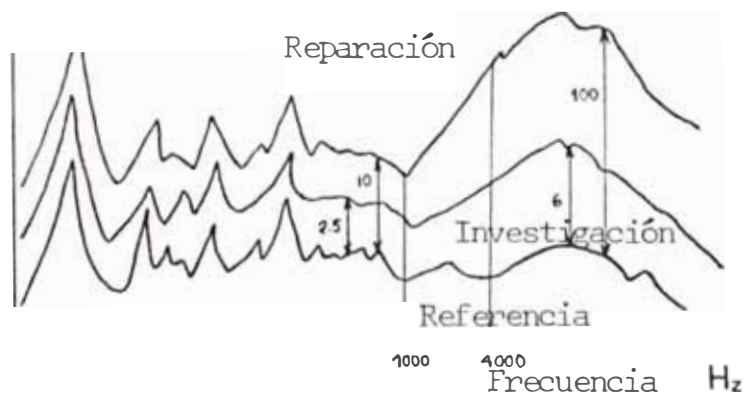


Figura N° 13

TABLA N° 1

TABLA DE CRITERIOS PARA MEDICIONES DE VIBRACION DE COJINETES

Extraído de la Especificación del gobierno canadiense:

"Límites de Vibración para Mantenimiento"

Velocidad RMS Total medida y permite los siguientes ti- pos de máquina	PARA NUEVAS MAQUINAS				PARA MAQUINAS GASTADAS			
	Larga vida ¹		Corta vida ²		Chequeo de nivel 3		Reacondicionar a nuevo ⁴	
	VdB	mm/s	VdB	mm/s	VdB	mm/s	VdB	mm/s
Turbinas de Gas (más de 20,000hp) (6 a 20000 hp) (hasta 5000 hp)	138	7,9	145	18	145	18	150	32
	128	2,5	135	5,6	140	10	145	18
	118	0,79	130	3 2	135	5,6	140	10
Turbinas de Vapor (más de 20000 hp) (6 a 20000 hp) (hasta 5000 hp)	125	1,8	145	18	145	18	150	32
	120	1,0	135	5,6	145	18	150	32
	115	0,56	130	3,2	140	10	145	18
Compresoras (pistón libre) (HP aire,aire acon) (LP aire) (refrigerar)	140	10	150	32	150	32	155	56
	133	4,5	140	10	140	10	145	18
	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
	115	0,56	135	5,6	140	10	145	18
Generadores Diesel	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Centrífugadoras separadoras de aceite	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Cajas de Engranajes (más de 10000 hp) (10 hasta 10000 hp) (hasta 10 hp)	120	1,0	140	10	145	18	150	32
	115	0,56	135	5,6	145	18	150	32
	110	0,32	130	3,2	140	10	145	18

Velocidad RMS Total medida y permite los si- guientes tipos de máquina	PARA NUEVAS		MAQUINAS		PARA MAQUINAS GASTADAS (Velocidad total & po- tencia)			
	Larga vida ¹		corta vida ²		chequeo de nivel ³		Reacondicionar a nuevo ⁴	
	VdB/mm/s		VdB/mm/s		VdB mm/s		VdB mm/ S	
Calderos	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Grupos electró- genos	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Bombas (más de 5 hp)	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
(hasta 5 hp)	118	0,79	130	3,2	135	5,6	140	10
Ventiladores (bajo 1800 rpm)	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
(sobre 1800 rpm)	115	0,56	130	3,2	135	5,6	140	10
Motores Eléctricos (más de 5 hp o de- bajo de 1200 rpm)	108	0,25	125	1,8	130	3,2	135	5,6
(hasta 5 hp o más de 1200 rpm)	103	0,14	125	1,8	130	3,2	135	5,6
Transformadores (más de 1 KVA)	103	0,14	-	-	115	0,56	120	1,0
(1 KVA o menos)	100	0,10	-	-	110	0,32	115	0,56

- 1) Larga vida es aproximadamente 1000 a 10000 horas.
- 2) Corta vida es aproximadamente 100 a 1000 horas.
- 3) Cuando este nivel es alcanzado, se busca el servicio. Alternativamente se efectúa Análisis vibracional y se refiere a la columna siguiente.
- 4) Cuando este nivel es excedido en cualquier frecuencia, reparar inmediatamente.

CAPITULO III

DIAGNOSTICO DE LAS PRINCIPALES CAUSAS DE LAS VIBRACIONES, CORRECCION DE PROBLEMAS DE DESBALANCEO Y DESALINEAMIENTO

3.1 CUANDO SE ANALIZA

Generalmente se realiza un análisis de vibración, cuando se revela un aumento significativo de vibración durante inspecciones regulares. También cuando un monitor de vibraciones da la señal de alarma, lo que indica que la máquina tiene averías en formación. La incapacidad de las herramientas de producir un acabado satisfactorio en la superficie o de mantener tolerancias dimensionales podría ser una señal de defectos mecánicos. Evidentemente, el siguiente paso es de analizar la vibración para determinar el por qué.

Cuando el problema es ruido excesivo, el análisis de la vibración y el ruido de la maquinaria dará

a conocer si el ruido proviene de desperfectos mecánicos del aparato, o si éste es una característica del funcionamiento normal de la máquina.

Con el fin de determinar si la máquina se encuentra en buen estado de funcionamiento, se debe realizar también un análisis de la vibración y el ruido de la maquinaria al comienzo de un programa de mantenimiento predictivo. Si la máquina tiene defectos, este análisis inicial los detectará y se podrán realizar las reparaciones necesarias para restituir el funcionamiento normal de la máquina. La información de análisis que se obtiene cuando la máquina se encuentra en buen estado de funcionamiento se llama "información de referencia" y sirve de base para efectuar futuras comparaciones con las revisiones y los análisis regulares.

3.2 LA ADQUISICION DE INFORMACION

Un buen analista mantiene notas detalladas de sus medidas. Con esto se evita confusión y se dispone de un registro histórico para consultas futuras. Para simplificar el registro de la información de análisis, se recomienda el uso de un formulario convencional tal como el que aparece en la Figura 14. Este formulario permite el registro de toda la información que generalmente, se requiere.

IRD MECHANALYSIS, INC.

DATA SHEET

DATE 6/23

NOISE VIBRATION

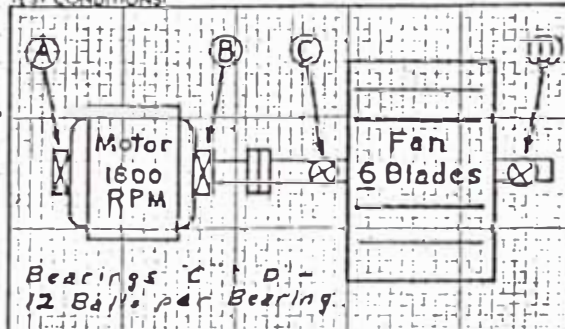
ANALYSIS OF: # 2 F. D. FAN

FOR: Determine cause of vibration amplitude increase

TEST CONDITIONS:

MECHANALYSIS EQUIPMENT USED:
IRD Model 350 with 544 Velocity Pickup

PERFORMED BY: L.T.L.



PICKUP		FILTER OUT						FILTER IN	
		NOISE		DISPL		VELOCITY			
POINT	POS	dB(C)	CPM	MILS	CPM	IN/SEC	CPM		
A	H								
	V								
	A								
B	H								
	V								
	A								
C	H								
	V								
	A								
D	H								
	V								
	A								
	H								
	V								
	A								

Figura 14. Este formulario se utiliza en muchos sectores para la compilación de datos analíticos sobre ruido y vibración.

Cuando el frecuenciómetro está inestable, significa sencillamente que no existe una sola vibración o frecuencia de ruido que predomina sobre todas las otras. La práctica corriente es de anotar las medidas inestables del frecuenciómetro mediante línea ondulada. Vea Figura 15 y Figura 16.

Se debe tomar medidas de vibración en las direcciones horizontales, vertical y axial de cada punto de apoyo de la máquina. La Figura 17, contiene la primera serie de medidas admitidas por filtro debidamente anotadas.

Sin considerar el proceso de exploración del filtro que se usó, se deben revisar rápidamente las medidas anotadas para determinar si se encontraron o no todos los datos importantes. Cuando ya se han encontrado todas las frecuencias de vibración y ruido con la exploración del filtro y se han anotado los datos de amplitud y frecuencia, se deben comparar las amplitudes admitidas por filtro con las amplitudes ya anotadas que han obtenido sin filtrar. Por regla general, el total de las amplitudes de vibración admitidas por filtro (desplazamiento, velocidad o aceleración) deben ser equivalentes o sobrepasar las medidas sin filtrar (totales). Por ejemplo, nótese que en la Figura 18, la amplitud total en la dirección horizontal del --

LEGEND: → PICKUP POINT
 X PLAIN BEARING
 □ ANTI-FRICTION BEARING
 → COUPLING

RPM
 Bearings C
 12 Balls per Bea

PICKUP	POINT	POS	FILTER OUT					
			NOISE		DISP.		VELOCITY	
			dB(C)	CPM	MILS	CPM	IN/SEC	CPM
A	H				4.2	1800	.54	1800
	V				2.3	1800	.27	1800
	A				7.9	1800	.12	1800
B	H				4.5	1800	.49	1800
	V				1.9	1800	.22	1800
	A				10.12	1800	.14	1800
C	H				1.9	1800	.41	~
	V				1.5	1800	.36	~
	A				7.9	~	.17/22	~
D	H				7.10	1800	.13	1800
	V				.8	1800	.07/11	1800
	A				3.4	~	.07/06	~
	H							
	V							

Figura 15. Apunte el desplazamiento sin filtro, así como la velocidad y frecuencias predominantes en cada cojine te en sentido horizontal, vertical y axial.

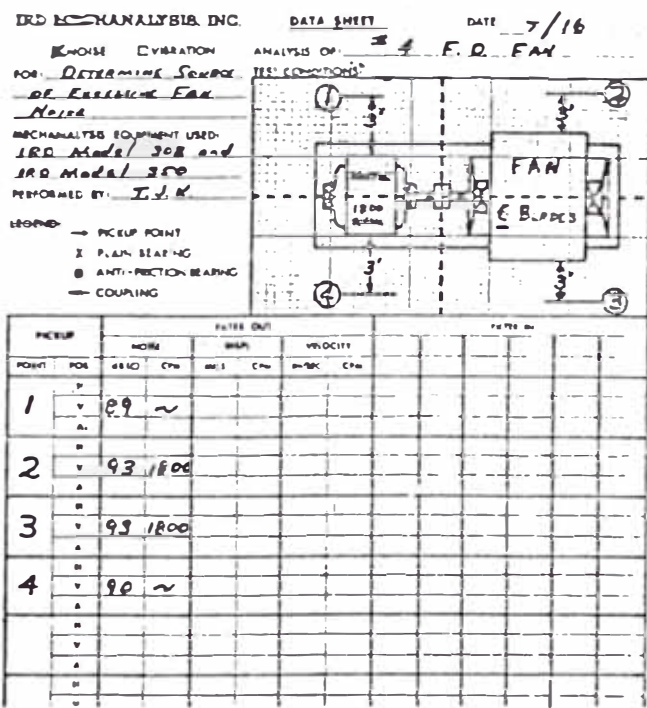


Figura 16. Para análisis de ruido, apunte los niveles de ruido y frecuencias - predominantes sin filtro utilizando - la red de compensación "C".

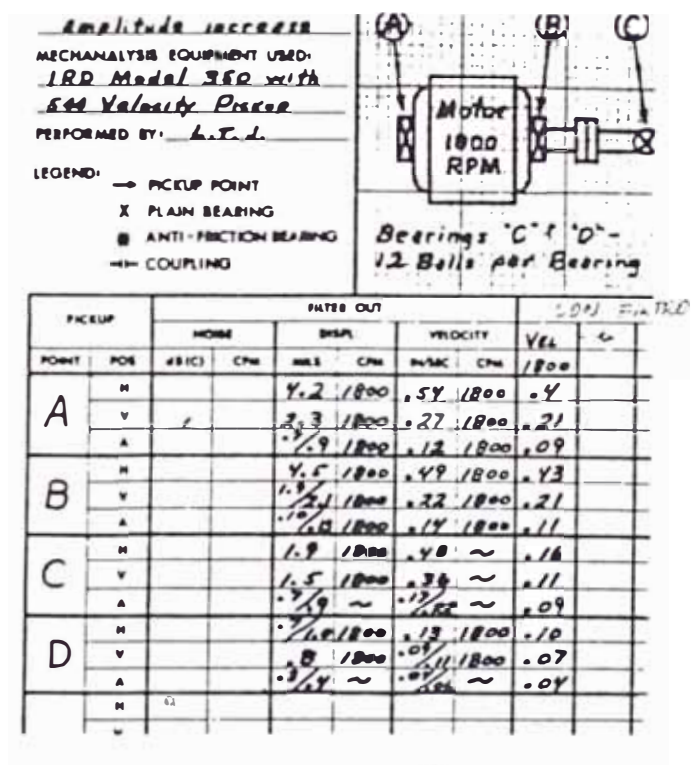


Figura 17. Apunte la vibración que corresponda a las direcciones horizontal, vertical y axial para cada cojinete.

IRD MECHANALYSIS, INC.

DATA SHEET

DATE 6/23

NOISE VIBRATION

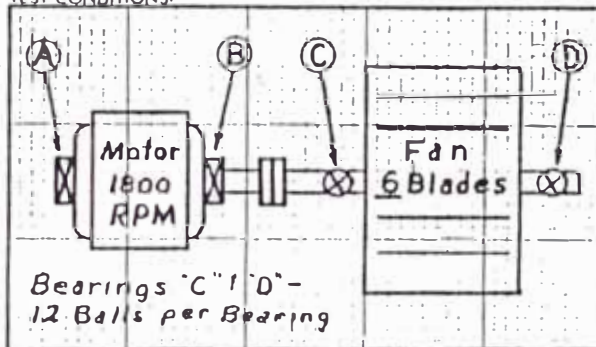
ANALYSIS OF: # 2 F. D. FAN

FOR: Determine cause of vibration amplitude increase

TEST CONDITIONS:

MECHANALYSIS EQUIPMENT USED:
IRD Model 350 with 544 Velocity Pickup

PERFORMED BY: L. T. J.



LEGEND:
 → PICKUP POINT
 X PLAIN BEARING
 ⊠ ANTI-FRICTION BEARING
 ⇄ COUPLING

PICKUP		FILTER OUT						FILTER IN		
POINT	POS	NOISE		DISPL.		VELOCITY		VEL.	VEL.	VEL.
		dB(C)	CPM	MILS	CPM	IN. SEC	CPM	1800	3600	10800
A	H			4.2	1800	.54	1800	.4	.10	.06
	V			2.3	1800	.27	1800	.21	.06	.03
	A			7/9	1800	.12	1800	.09	.03	.01
B	H			4.5	1800	.49	1800	.43	.10	.04
	V			1.9	1800	.22	1800	.21	.09	.02
	A			10/13	1800	.14	1800	.11	.04	.01
C	H			1.9	1800	.48	~	.16	.10	.02
	V			1.5	1800	.36	~	.11	.09	.02
	A			7/9	~	17/22	~	.09	.05	.01
D	H			9/10	1800	.13	1800	.10	.04	.02
	V			.8	1800	.09	1800	.07	.03	.01
	A			3/4	~	05/06	~	.04	.02	~
	H									

Figura 18. Datos analíticos vibracionales completos

punto de apoyo "A" es de 0,54 pul/seg. La suma de las amplitudes admitidas por filtro (0,4 a 1800 + 0,1 a 3600 + 0,06 a 10.800) es de 0,56 - pul/seg. lo que sobrepasa ligeramente la amplitud total.

Esto sencillamente, nos indica que lo más probable es que se ha encontrado toda la información anotada en la dirección horizontal. El punto "C", se ve que la medida que ha salido sin filtro es de 0,48 pul/seg y la suma de nuestras medidas admitidas por filtro es sólo de 0,28 pul/seg. Esto quiere decir que posiblemente no se ha encontrado toda la información de vibración y para encontrarla, se debe explorar la gama de frecuencias con el fonocaptor en esa posición.

3.3 INTERPRETACION DE DATOS

Hasta aquí, hemos descrito varios procedimientos a seguir para poder obtener datos analíticos exactos y confiables. Al realizar dichas medidas se debería hacer funcionar la máquina de modo normal. Se debiera comprobar cualquier vibración o ruido presentes después que se ha parado la máquina a ver que el ruido y vibración medidos no provengan de otra máquina. Si existieran ruidos y vibraciones ambientales considerables -

sería fácil que las lecturas iniciales fuéseren poco útiles.

Una vez obtenidos los datos necesarios sobre la amplitud y la frecuencia, mediante los análisis manual, semi-automático, automático o de tiempo real; el próximo paso que se da es de repasar/reseñar los datos ya apuntados fijándose en las lecturas significativas de cada frecuencia de ruido o de vibración que se ha encontrado. Una manera que se recomienda para simplificar la evaluación de los datos es meramente echando una mirada por cada columna de frecuencias marcando u ovalando una, dos o tres de las lecturas de amplitud más significativas. Vea la Figura 19. Este procedimiento es útil para reducir grandes cantidades de datos a sus elementos realmente esenciales.

3.3.1 Cómo hacer las Comparaciones para el Diagnóstico.

Después de determinar cuáles son los datos esenciales, el próximo paso es de comparar las lecturas realizadas con las características vibracionales más típicas de varios tipos de problema, este método de diagnóstico comúnmente emplea el uso de cuadros de identificación de fallas y problemas -

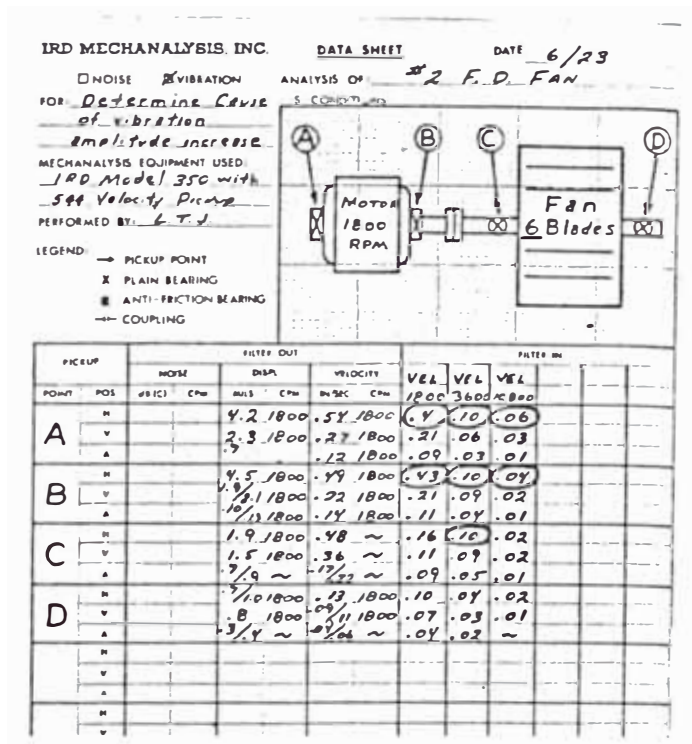


Figura 19. Examine los datos seleccionados las lecturas más significativas en cada frecuencia para evaluarlos

como el Cuadro N°2 que detalla las frecuencias vibracionales que normalmente se encuentran, con respecto a los RPM de la pieza y a la causante de la vibración, otro Cuadro N°3 detalla las causas más frecuentes que se encuentran de la vibración, junto con las características de amplitud, frecuencia para cada causa los cuales se han elaborado tomando recomendaciones de la IRD y de la Bruel & Kyaer.

Existen además otros cuadros más completos como el Cuadro N°4 como el producido por J. Shore ^{1/} - para equipos rotativos mayores, turbinas de varias etapas, compresores y reductores, etc.

A continuación detallamos el uso del Cuadro N°4.

A) Clasificación de Probabilidades Relativas

La carta de identificación de la vibración y ruido ha sido desarrollado como una ayuda en la solución de problemas de maquinarias. Desde que muchos problemas de máquinas tienen similares características y muchos problemas -

1/ Presentada por J. SHORE en la Conferencia realizada por la ASME en Dallas.

pueden presentarse en una máquina, es frecuentemente necesario elegir entre muchas posibilidades parecidas. Una técnica que ha sido encontrada útil es examinar la relativa probabilidad de ocurrencia de fallas de máquinas con la idea de empezar primero con la falla más probable.

En el Cuadro N°4, la mayoría de las causas específicas de vibración tienen un número asignado de clasificación, de relativas probabilidades el cual proporciona una indicación de cuál problema es el más parecido en un conjunto dado de circunstancias. El cero indica que la falla específica no exhibirá las características de amplitud y frecuencia mostradas.

El número 100 indica que la falla siempre mostrará las características descritas. El número 50 indica que las características indicadas para una falla específica ocurrirá aproximadamente 50% de las veces. Por ejemplo: desbalance siempre muestra en 1 x RPM (vea columna de frecuencia predominante) y la probabilidad de desbalance mostrado en 1 x RPM es 100%.

3.4 DEFECTOS Y FALLAS QUE PUEDEN SER DETECTADOS POR LA VIBRACION

Los párrafos que siguen tratan los problemas mecánicos más comunes con mayores detalles.

3.4.1 Desbalanceo (Desequilibrio)

El desequilibrio es tal vez la causa más común de la vibración. La vibración ocasionada por el desequilibrio se da a una frecuencia equivalente a $1 \times \text{RPM}$ de la parte desequilibrada mientras que la amplitud de la vibración es proporcional a la importancia del desequilibrio existente. Ordinariamente, se miden las amplitudes más pronunciadas en sentido radial (horizontal o vertical), pero un desequilibrio que afecta un rotor en voladizo producirá una amplitud elevada en el sentido axial también, pudiendo ser tan alta como las amplitudes radiales.

Los datos sobre análisis en la Figura 20, son típicos de la vibración que se debe al desequilibrio cuyas causas y correctivos se presentan en detalle más adelante.

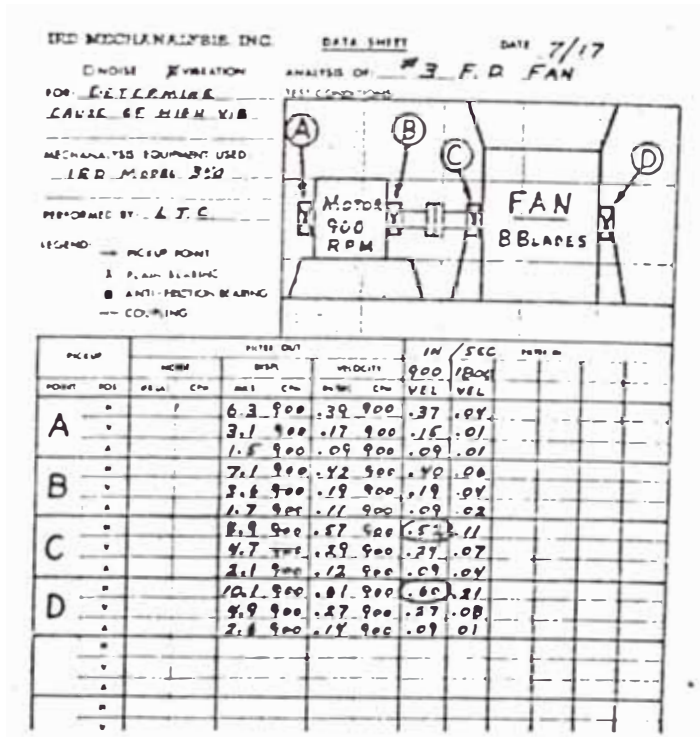


Figura 20. Datos analíticos típicos sobre la vibración.

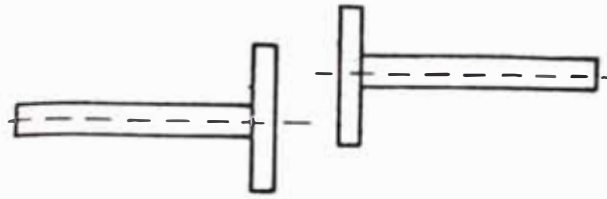
3.4.2 Desalineación.

La desalineación es problema casi tan común como el desequilibrio por un motivo muy sencillo. Es que a pesar de tantos cojinetes "auto-alineadores" y coplamientos flexibles, sigue siendo difícil - alinear dos ejes con sus respectivos cojinetes de manera que no exista fuerza alguna que ocasione - vibraciones. La figura 21 muestra los tres tipos posibles de la desalineación de los acoplamientos:

- 1) ANGULAR, donde la línea central de los dos ejes forman un ángulo donde se juntan.
- 2) OFFSET, donde las líneas centrales de los ejes, con ser paralelas se hallan descentradas.
- 3) Desalineación COMBINADA de lo angular y off - set o excéntrico.

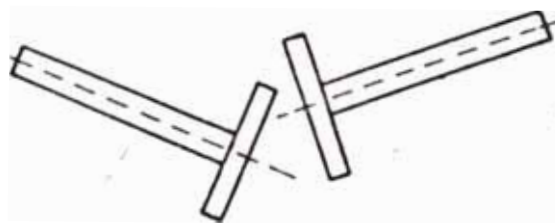
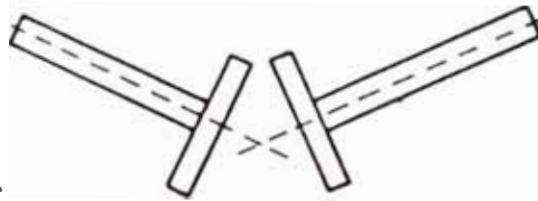
Como un eje deformado produce efectos muy semejantes a los de la desalineación angular, las características del mismo se hallan incluidas con las de la desalineación.

La desalineación, aún habiendo acoplamientos flexibles, produce dos fuerzas, la axial y la radial que ocasionan, a su vez, la vibración axial y radial, cosa que pasa aún cuando quede la desalineación dentro de los "límites" de flexibilidad del



**DESALINEAMIENTO EN
PARALELO**

**DESALINEAMIENTO
ANGULAR**



**DESALINEAMIENTO EN
PARALELO Y ANGULAR
COMBINADOS**

Figura 21. Tipos de desalineamiento.

acoplamiento. Por lo tanto, la importancia de las fuerzas y la vibración que éstas generan aumentará a medida que aumente la desalineación. - La característica más significativa de una vibración que se deba a la desalineación o a los ejes deformados es que se presentará tanto en sentido radial como axial, lo que explica por qué se realizan lecturas sobre la vibración axial.

Normalmente, la frecuencia vibracional es de 1 x RPM, pero si se trata de una desalineación considerable, pueden presentarse vibraciones de segundo orden (2 x RPM) y hasta de tercer orden (3 x RPM).

Pueden existir condiciones de desalineación que no tienen nada que ver con un acoplamiento, por ejemplo, la desalineación de un cojinete con respecto al eje. En el caso de un cojinete tipo --manguito desalineado, como en la Figura 22 y Figura 23, no habrá vibración a menos que no haya un desequilibrio al mismo tiempo. Habrá una vibración radial así como axial producida por la reacción del cojinete desalineado a la fuerza - provocada por el desequilibrio. En dicho caso, la verdadera causa de una vibración de este tipo es el desequilibrio y por eso las lecturas axial

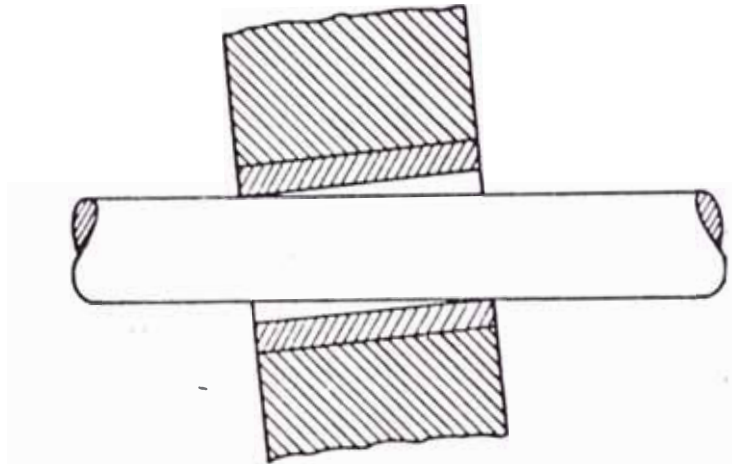


Figura 22. El desalineamiento de un cojinete de fricción con su eje no provocará más - que una vibración axial si además hay desequilibrio.

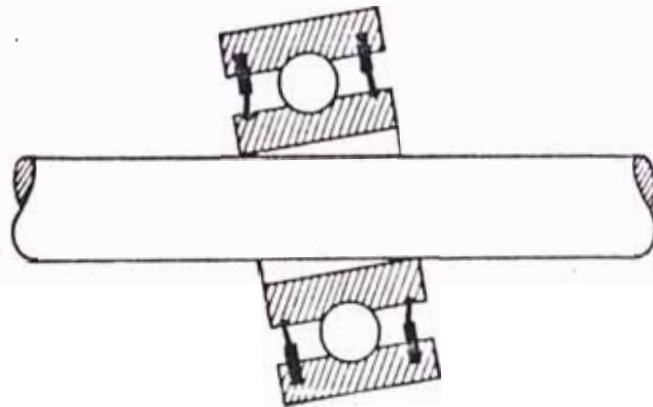


Figura 23. Cuando se halla desalineado con su eje un cojinete antifricción la vibración axial se producirá **exista** o no un desequilibrio.

y radial se verán reducidas cuando se vuelva a equilibrar la pieza afectada. Otra condición de desalineación que produce una vibración axial elevada es la de las poleas y catalinas que equipan las unidades motrices de cadena y de correa en V. La desalineación que representa la Figura 24, no tan solo lleva a una vibración destructorasino también al desgaste acelerada de poleas, catalinas, cadenas y correas de transmisión.

La vibración axial es la mejor indicación que -- existe la desalineación o de un eje deformado. - En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea superior a la mitad de la lectura radial más elevada (horizontal o vertical) es - que se deberá sospechar la presencia o de una de salineación o un eje deformado. La figura 25, constituye un ejemplo de las lecturas de vibración típicas de una desalineación o un eje deformado. En el presente capítulo más adelante, bajo el título de "Análisis de fase" se describe - un procedimiento para poder distinguir entre una desalineación, un eje deformado u otro problema mecánico susceptible de producir una vibración a xial elevada.

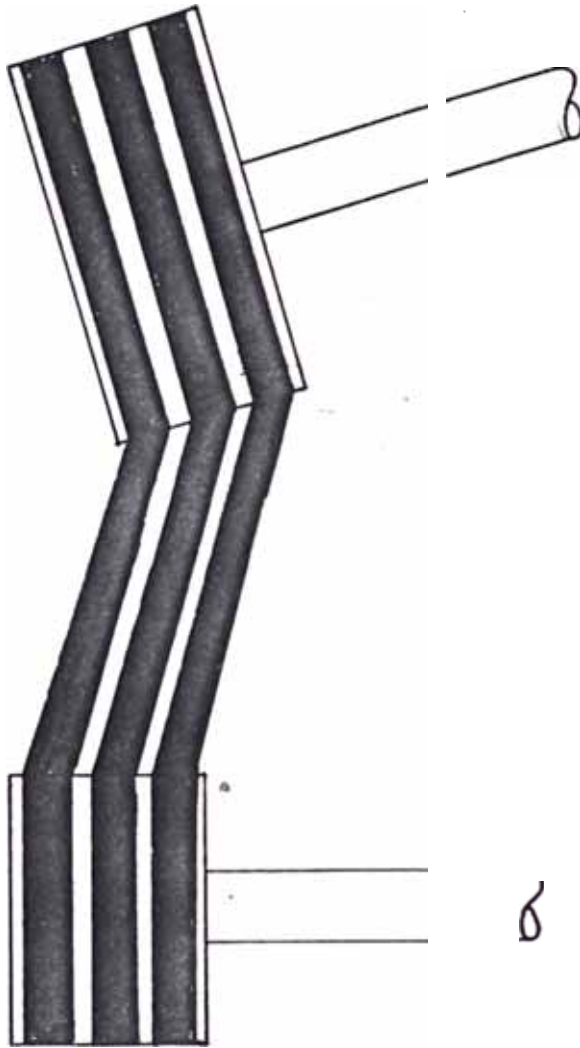
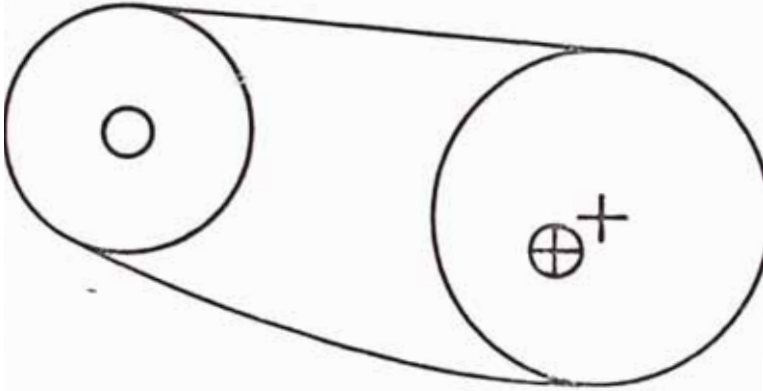


Figura 24. El desalineamiento angular y/o en paralelo de las poleas para correas en v produce una vibración axial elevada acelerando el desgaste de la correa.

3.4.3 Excentricidad

La excentricidad es otra cosa que comúnmente da origen a la vibración en la maquinaria. En este caso, por excentricidad no se entiende una condición de redondez defectuosa sino más bien el estado que se da cuando la línea central, (rotacional) de un eje no es idéntica a la línea central (geométrica) del rotor. La Figura 26 da ejemplos de la excentricidad.

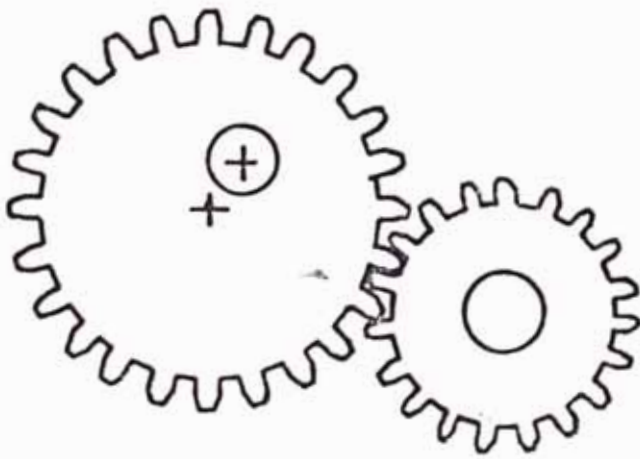
En realidad, la excentricidad es a menudo la fuente del desequilibrio lo que da por resultado la condición de haber más peso por un lado, de la línea central rotacional que el otro lado. Por ejemplo, en el caso del cojinete antifricción que aparece en la Figura 26, el diámetro de la pista interior no tiene concetricidad con la línea central geométrica de la pista interior. Se acaba introduciendo un desequilibrio aparente en la parte montada sobre el cojinete. Sin embargo, al equilibrar el rotor, las fuerzas que causan la vibración quedarán compensadas haciendo que desaparezca la vibración. Es por esto que se recomienda equilibrar un rotor sobre sus propios cojinetes. Además, hay que tener mucho cuidado para que no se altere la posición de la



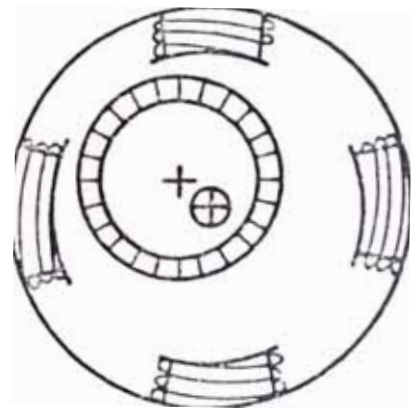
POLEA EXCENTRICA



COJINETE EXCENTRICO



GRANAJE EXCENTRICO



ARMADURA DE MOTOR EXCENTRICA

Figura 26. Ejemplos de la excentricidad.

pista interior del cojinete sobre el eje ya que la excentricidad de la misma ha sido compensada agregando al rotor pesas para corregir el equilibrio. Si se ve cambiada la relación entonces la condición que resulta podrá ser de lo que hubiera sido sin corrección alguna.

Aunque sea la excentricidad una causa de desequi-librio que se puede corregir por medio de métodos de equilibrado rutinarios, la excentricidad podrá, además, dar lugar a fuerzas reactivas, que en algunos casos, no podrán corregirse por un mero equilibrado. Por ejemplo, el engranaje excéntrico que se ve en la Figura 26, produce fuerzas reactivas debido a la acción como la de levas que aplica al engranaje que impulsa. La vi-bración más marcada tendrá lugar en el mismo sentido que una línea que pase por los centros de ambos engranajes a una frecuencia equivalente a $1 \times \text{RPM}$ del engranaje excéntrico.

Cualquier excentricidad que afecta una polea para correa en V como en la Figura 26, producirá fuerzas reactivas al igual que el engranaje excéntrico. En este caso, la vibración más marcada se notará en el sentido de la tensión de la correa y a una frecuencia equivalente a $1 \times \text{RPM}$ de

la polea excéntrica. Nuevamente, la vibración se parece a la que origina el desequilibrio sin podérsela corregir aplicándole un correctivo compensador.

En el caso de la armadura de motor excéntrica, aunque la armadura misma pueda hallarse en equilibrio en lo que respecta a la distribución del peso del rotor, se generará una fuerza de $1 \times$ - RPM entre la armadura y el estator debido a la atracción magnética variable habida entre la armadura excéntrica y los polos del motor. Así que un aumento de la potencia del campo magnético producido por un aumento de la carga del motor puede provocar mayor vibración. Un método posible de comprobar la presencia de dicha condición es de medir la vibración filtrada funcionando el motor bajo carga. Luego, apague la alimentación observando qué es lo que pasa con la amplitud de vibración. Si la amplitud disminuye poco a poco a medida que va a parar el motor en marcha libre, es que el problema será el desequilibrio. En cambio, si desaparece la amplitud de vibración en el momento mismo de cortar la corriente, se trate de un problema eléctrico, debido, a lo mejor, a la excentricidad de la armadura. Los motores y generadores pueden tener otros

problemas eléctricos que ocasionen vibraciones. Por ejemplo, un devanado en cortocircuito, barras de rotor quebradas o un rotor que no esté debidamente centrado en el estator también provocarán la vibración. Una inspección visual - junto con los procedimientos standard para ensayar motores revelará la índole del problema eléctrico.

También la presencia de rotores excéntricos en los abanicos, sopladores, bombas y compresores - crea fuerzas que, a su vez, provocan vibraciones. En dichos casos, son fuerzas aerodinámicas e hidráulicas desiguales que actúan contra el rotor. Como estas fuerzas alcanzan su efecto mayor en el lado "alto" del rotor, la vibración que resulta se parece mucho al desequilibrio. En el caso de los abanicos, sopladores, bombas y compresores no hay prueba positiva que revele la excentricidad que no sea la de querer equilibrarlos. Si fracasa este intento, pase luego a inspeccionar el equipo a ver si queda concéntrico el impulsor con los muñones de los ejes.

3.4.4 Cojinetes Antifricción Defectuosos

Los cojinetes antifricción con defectos de pista, bola o rodillo normalmente ocasionan una vibración de alta frecuencia, cosa que suele producirse a una velocidad varias veces la velocidad rotatoria de la parte pero sin que sea de un múltiplo exacto de las RPM del eje. Así es que una observación del eje rotatorio bajo la luz estroboscópica es difícil que produzca una imagen estacionaria como sería el caso si se tratara de una vibración ocasionada por el desequilibrio, la desalineación o engranajes los cuales se dan a múltiples exactos de las RPM del eje. En muchos casos, la vibración de un cojinete no es uniforme, ya que se observa un ligero movimiento espasmódico en el frecuenciómetro. La razón por qué se encuentra tanto la frecuencia elevada junto con la frecuencia a veces inestable o espasmódica al examinar los cojinetes antifricción defectuosos puede buscarse investigando la naturaleza de las fuerzas excitadoras que genera un cojinete defectuoso. Por ejemplo, consideremos la vibración generada por un cojinete que tenga una bola con un sitio picado. A medida que pueda "la bola, al defecto hace contacto intermitente con las pistas interiores y exteriores del cojinete, lo que produ-

ce una vibración a una y talvez dos veces la frecuencia a la que rueda la bola. Y como la frecuencia de la bola al rodar será varias veces las RPM del eje la vibración que resulta será más bien elevada en comparación con la frecuencia de la velocidad rotatoria. La amplitud de la vibración dependerá pues de cuán defectuoso es el cojinete.

Además. de la vibración que se produce a la frecuencia de la bola al rodar o algún múltiple de la misma dichos impactos momentáneos podrán excitar la vibración muy parecida a la que se produce al hacer sonar una campana. Al pegar la campana se la obliga a vibrar a su "frecuencia natural", es decir, vibra a la frecuencia que le gusta.

En realidad, todo objeto, las pistas interior y exterior de un cojinete, el eje rotor y la caja de cojinete inclusive, tiene su propia y única frecuencia natural por lo que un defecto del elemento rotativo de un cojinete puede producir una fuerza de tipo intermitente e impactivo que hará que dichas partes vibren a su frecuencias naturales respectivas. Normalmente, estas frecuencias naturales serán elevadas si se las com-

para con las RPM de la máquina.

Así que las frecuencias vibracionales que se midan en un cojinete defectuoso serán también elevadas. Además, es difícil que las frecuencias naturales de varias partes sean múltiples exactas de las RPM del eje. Por lo tanto, la frecuencia vibracional de un cojinete no es probable que sea múltiple de las RPM del eje. Por fin, como hay tantas partes, incluyendo la pista interior, la pista exterior del cojinete, la jaula del cojinete, la caja y el eje rotativo, que pueden ser excitadas a la vibración por el impacto del defecto del cojinete, es muy fácil que se actúen varias frecuencias vibracionales simultáneamente y en grado distinto. Así es que la frecuencia de vibración de un cojinete puede ser algo inestable lo que da un movimiento espasmódico al frecuenciómetro

El análisis que aparece en la Figura 27, se llevó a cabo con una máquina con cojinetes antifricción defectuosos. Note por el trazado X-Y que realmente existe varias frecuencias elevadas generadas por el cojinete defectuoso. Estas son, a lo mejor, las distintas frecuencias naturales del cojinete y otras partes asociadas que son activadas. Cuando hay un cojinete defectuoso gene

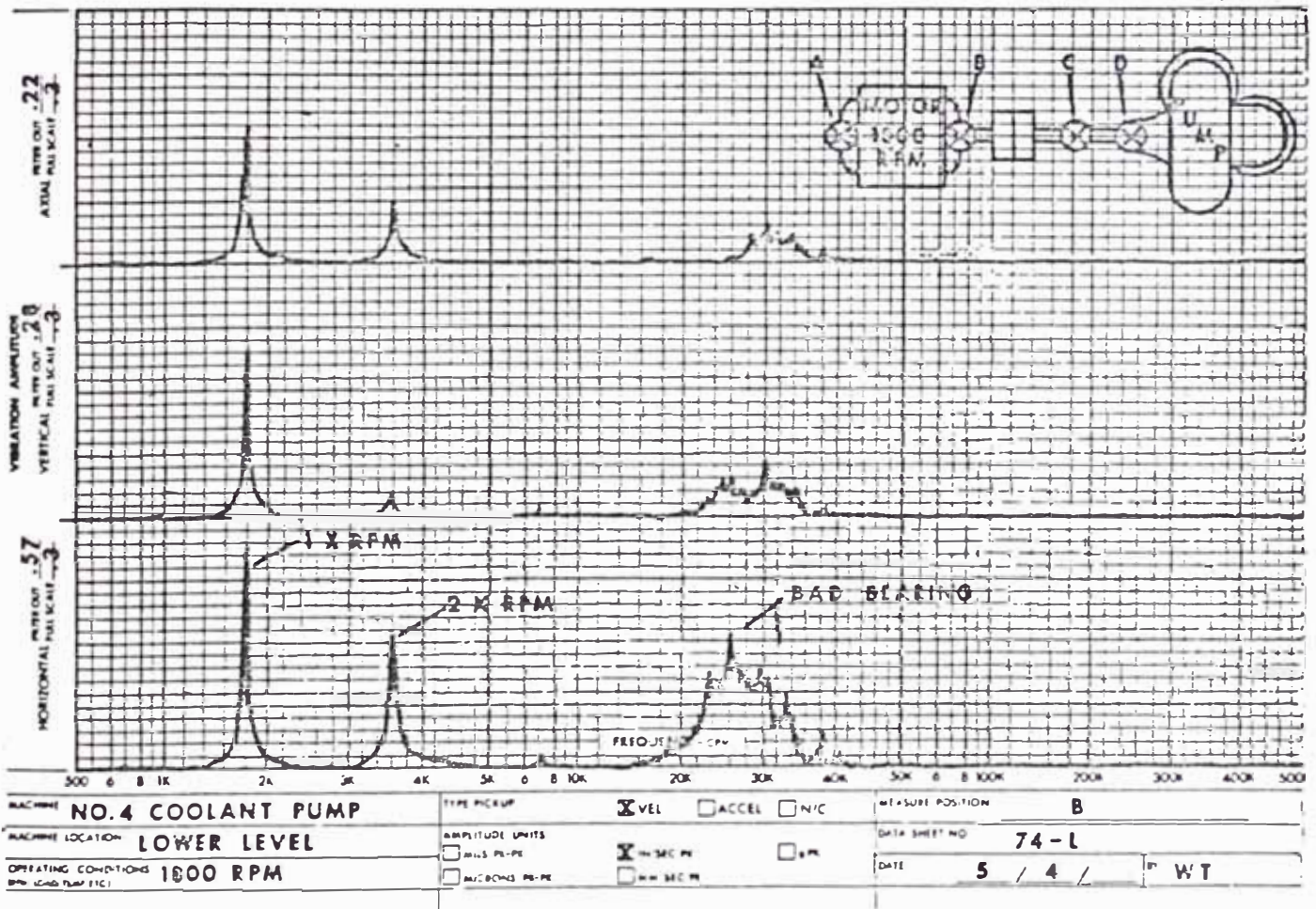


Figura 27. Análisis de la vibración de un cojinete de bolas defectuoso.

ralmente no cabe duda de ello ya que es lo único que explica lo alta que es la frecuencia de vibración. Además, la vibración que genera un cojinete normalmente no se trasmite con facilidad al resto de la máquina. El cojinete defectuoso será el que halle más cerca del punto de mayor vibración del tipo que se acaba de describir. En cuanto a los datos analíticos que se presenta en la Figura 28, notará uno que la amplitud que la vibración de alta frecuencia se encuentra bastante marcada sobre un punto de la máquina pero que apenas se mide en otro sitio. Esto señala claramente el cojinete como la fuente de dicha vibración.

Una desalineación en una máquina dotada de cojinetes antifricción a veces dará lugar a una vibración de alta frecuencia en el cojinete, sin que sea por falla del cojinete. Por ejemplo, se detectó un caso de vibración de alta frecuencia en el cojinete inferior de un motor de 900 RPM que accionaba una bomba vertical. Esta vez se notó que la frecuencia vibracional se mantenía constante a 12,600 CPM o sea, a 14 veces las RPM y el motor, por lo demás muy elevada en sentido axial. Debido a lo extensa de la amplitud de vibración se sacó el motor para reemplazar el co-

jinete. Sin embargo, después de volver a instalar el motor, un chequeo de la vibración reveló que la amplitud axial elevada a 12.600 CPM seguía presente, igual que antes. Una investigación más detenida reveló que la guía de montaje del motor se había deformado al apretar los pernos que fijaban el motor a la bomba. La frecuencia vibracional que había sido generada era equivalente al número de bolas que contenía el cojinete (14) multiplicado por el valor de RPM del motor (900). La colocación de cuñas de tamaño conveniente para evitar la distorsión de la guía sirvió para corregir la desalineación y por lo tanto, eliminó la vibración de alta frecuencia del cojinete.

Le recordamos que los cojinetes son los dispositivos de mayor precisión que se fabrican y por eso no fallan prematuramente a menos que sea por consecuencia de alguna fuerza externa. Semejantes fuerzas son a menudo las mismas que causan la vibración. Se debe revisar el equipo cuidadosamente por si hay otras dificultades como el desequilibrio y la desalineación después de reemplazar un cojinete sobre todo si los casos de fallas prematuras de cojinetes han sido frecuentes. Este procedimiento ayudará obtener un servicio -

más duradero y libre de problemas.

3.4.5 Cojinetes de Fricción Defectuosa

Los problemas que se encuentran con los cojinetes de fricción y que producen niveles de vibración o ruido elevados, por lo general, son el resultado del juego excesivo en los cojinetes (producido a su vez por el frotamiento o erosión química), soltura (esto es, que se suelta el babbit dentro del casco) o problemas de lubricación.

Un cojinete de fricción con juego excesivo puede permitir que un desequilibrio o desalineación relativamente mínimo u otra fuerza vibratoria de lugar a una soltura mecánica o martilleo. En el último caso, el cojinete mismo no es la verdadera causante pero lo que pasa es que permite mayor vibración de lo que hubiera, si fuéser correctas las tolerancias del cojinete. Un cojinete que ha sido refundido y frotado a menudo se detecta comparando las amplitudes vibratorias vertical y horizontal. Normalmente las máquinas montadas rígidamente sobre una base o estructura inmóvil revelan una amplitud de vibración ligeramente más elevada en el plano horizontal. En varios casos en los que se presentaba una amplitud vertical anor-

malmente alta en comparación con la horizontal se descubrió que la causaba cojinete refundido. Al sospechar defectuoso un cojinete de fricción, utilice los métodos convencionales de inspección. Otro problema que se asocia con los cojinetes de fricción es el movimiento giratorio del aceite. Este tipo de vibración no se produce más que con los equipos provistos de cojinetes de fricción - lubricados a presión que trabajen a velocidad - relativamente alta, normalmente, por encima de la segunda velocidad crítica del rotor. La vibración que se da al girar el aceite es a menudo muy severa, pero resulta fácil reconocerla, porque la frecuencia que presenta es levemente - menor (5% a 8%) que la mitad de las RPM del eje. Por ejemplo, en una máquina que gire a 8600 RPM puede darse un movimiento giratorio del aceite de una frecuencia de como 4000 CPM. Como la frecuencia resulta algo menos que 1/2 de RPM el eje no parecerá inmóvil bajo la luz estroboscópica sino que tendrá apariencia de estar girando.

El mecanismo que pone en marcha un movimiento del aceite puede explicarse refiriéndose al dia-

grama en la Figura 29A. Bajo condiciones de trabajo normal, el eje de una máquina subirá ligeramente por el lado del cojinete como se ve en la figura. Hasta dónde sube, depende de las RPM del eje, el peso del rotor y la presión del aceite. El eje, girando en una posición excéntrica con respecto al centro del cojinete recoge aceite en forma de "cuña" para producir una película portacarga bajo presión. Si la excentricidad del eje dentro del cojinete aumenta momentáneamente alterando su posición equilibrada, tal vez debido a un impulso repentino, un choque externo u otra condición transitoria, entrará bombeado más aceite en seguida, hasta llenar el espacio que deja el eje lo que aumenta la presión que apoya el aceite. Esta fuerza adicional desarrollada por la película de aceite puede obligar al eje a dar vueltas excéntricas dentro del cojinete. Si el efecto amortiguador que hace el sistema es suficiente, volverá el eje a su posición normal dentro del cojinete, pero de no ser así, seguirá dando vueltas excéntricas.

Ordinariamente, el problema del movimiento gíatorio del aceite se achaca a la construcción incorrecta del cojinete, pero otras causas posi -

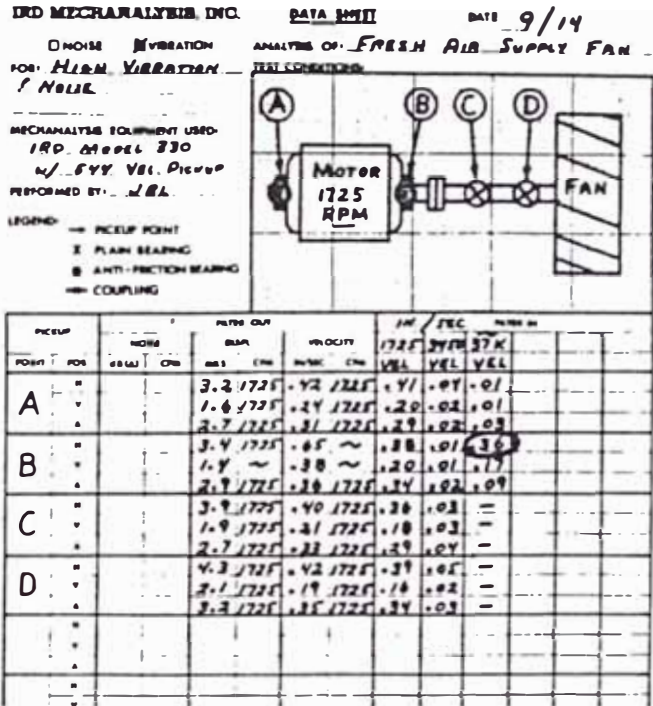


Figura 28. La vibración de alta frecuencia que genera un cojinete defectuoso difícilmente se transmite a otros puntos de apoyo.

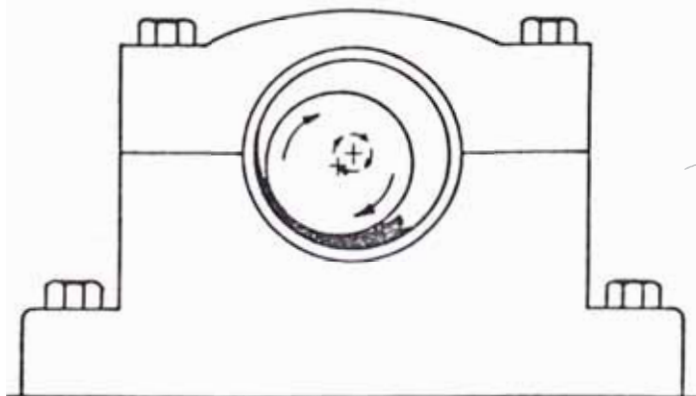
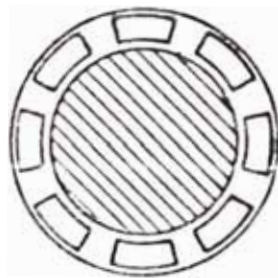


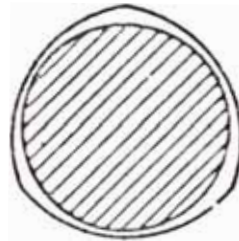
Figura 29A. Movimiento giratorio del aceite.

sibles son, por ejemplo, el desgaste excesivo del cojinete, un aumento de la presión del aceite de lubricación o un cambio habido en la viscosidad del aceite. Cuando se encuentra con dicho movimiento del aceite, se puede algunas veces aplicarle un correctivo temporal cambiando la temperatura (viscosidad) de lubricante. Aumentar la carga sobre el cojinete introduciendo un leve desequilibrio o desalineación también puede surtir efecto. Asimismo, da resultados buenos en algunos casos raspar las superficies laterales del cojinete o ranurar el exterior del cojinete a fin de quebrar la "cuña" de lubricante.

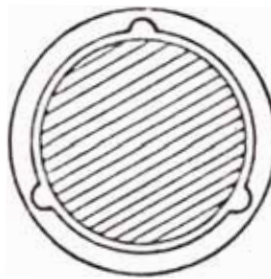
Hay disponibles algunas configuraciones especiales de cojinetes de fricción destinadas a reducir la posibilidad de provocar ese movimiento giratorio del aceite. Algunos de estos diseños aparecen ilustrados en la Figura 29B. Normalmente, la aplicación del cojinete de ranurado axial se limita a los de tamaño reducido como los que se instalan en las turbinas de gas livianas y los turbocompresores. El cojinete de tres lóbulos imparte al cojinete mejor estabilidad contra el movimiento giratorio del aceite ya que las tres superficies distintas del cojinete sirven -



COJINETE DE COJIN
INCLINABLE



COJINETE DE
BOLA



COJINETE DE
RANURADO AXIAL

Figura 29B, Se han realizado configuraciones de cojinete especiales para reducir la posibilidad de provocar un movimiento giratorio del aceite.

para generar películas de aceite bajo presión -- que tienden a centrar el eje. En algunos ca-- sos se incluyen también ranuras en la intersec-- ción de las distintas superficies del cojinete - de lóbulos para aumentar su resistencia al movi miento del aceite. Se selecciona a menudo el - cojinete de cojines inclinables para aplicacio nes como de maquinaria industrial de tamaño gran de. Al igual que el cojinete de lóbulos cada - segmento a cojín provoca su propia cuña de acei te bajo presión que tiende a centrar el eje den tro del cojinete. Esta característica inclina ble permite que cada cojín siga el eje lo que me jora el amortiguamiento del sistema así como su estabilidad general

De vez en cuando se da el caso de que una máqui na normalmente estable presentara vibración por el movimiento giratorio del aceite, lo que puede acontecer cuando una fuente exterior transmite - vibraciones a la máquina a través de la base o la cañería. Si dicha vibración "de fondo" se - produjera a la frecuencia crítica (esto, es a la frecuencia giratoria del aceite) sería fácil que se diese lugar a dicho movimiento. Se refiere - a esta condición como un "giro excitado desde - fuera".

De modo similar, en una máquina normalmente estable puede excitarle un giro de aceite una base o cañería que vibre en una resonancia equivalente a la frecuencia probable susceptible a provocar un giro de aceite. Esta vibración resonante de la cañería o base puede ser ocasionada por pulsaciones o turbulencia en el flujo. El movimiento que resulta de dicha condición se denomina "giro resonante".

Tan pronto como se determine la característica vibratoria del movimiento giratorio del aceite, se debe llevar a cabo un estudio completo de las vibraciones de la instalación incluyendo las fuentes exteriores, la base y la cañería asociada con el equipo a fin de encontrar la causa del síntoma.

Otro problema que se encuentra en las máquinas equipadas con cojinetes de fricción se llaman "el giro por fricción" o el "giro por histéresis", - vibración que se parece en muchas maneras al movimiento giratorio del aceite excepto que es vibración que se produce en los rotores que sean operados a una velocidad superior a su primera velocidad crítica por lo que la frecuencia vibracional será siempre la de la velocidad crítica del rotor.

Por ejemplo, si gira un motor a 3600 RPM y su primera velocidad crítica es de 2200 CPM, se produce un giro por histéresis a la frecuencia de 2200 CPM. Como se podrá ver, se trata de una vibración que puede no tener la frecuencia característica de algo menos de 1/2 de las RPM que se asocia con el movimiento giratorio del aceite, pero en el caso de las máquinas que funcionen cerca de su segunda velocidad crítica o por encima de ella, la frecuencia del giro por histéresis podrá coincidir con la del movimiento giratorio del aceite, lo que dará lugar a un problema vibracional extremadamente grave.

En el caso del movimiento giratorio por histéresis o por fricción un rotor que gire por encima de la velocidad crítica tenderá a desviarse o curvarse en un sentido opuesto al sitio pasado del desequilibrio. Por resultado, el amortiguamiento friccional interno (amortiguamiento por histéresis) que normalmente hace el efecto de limitar la deflexión se hallará en "defasaje" por lo que la fuerza amortiguadora va a actuar para desviar el rotor. Esta condición normalmente se halla limitada en su efecto por el amortiguamiento de los cojinetes. Sin embargo, el amortiguamiento estacionario resulta en com-

paración con el amortiguamiento interno del rotor, lo probable es que habrá problemas.

Cuando se encuentra con el movimiento giratorio provocado por histerésis, la solución acostumbrada es de aumentar el amortiguamiento estacionario de los cojinetes y la estructura, lo que podrá hacerse recurriendo a un cojinete de cojín inclinable u otro diseño especial de cojinete. En algunos casos, se puede solucionar el problema reduciendo el amortiguamiento del rotor lo que pudiera reducirse al reemplazo de un acoplamiento tipo engranaje por un acoplamiento sin fricción, tal como un acoplamiento de discos flexibles.

La lubricación incorrecta también puede ocasionar la vibración en un cojinete de fricción. Si el cojinete carece de lubricante o si se le aplica un lubricante incorrecto esto puede producir una fricción excesiva entre el eje rotatorio y el cojinete inmóvil. Además, esta fricción excita la vibración del cojinete y otras partes asociadas de la máquina de modo semejante a lo que pasa cuando se genera la fricción humedeciendo un dedo y frotándolo luego por un cristal de vidrio. La vibración que se produce así se llama "latigazo seco".

La vibración ocasionada por el latigazo seco, es las más veces, de alta frecuencia por lo que produce a menudo el chillido característico que se asocia generalmente con un cojinete seco. Las -- frecuencias de vibración que así se generan no -- es probable que se produzcan a múltiples direc -- tos de las RPM del eje. Por lo tanto, no dan una imagen definida bajo la luz estroboscópica. De -- este modo, es la vibración provocada por el latigazo seco semejante a la que causa un cojinete an -- tifricción defectuoso.

Cada vez que se encuentra una vibración que pre -- sente las características de latigazo seco, se de -- berá realizar una inspección del lubricante, el sistema de lubricación así como las tolerancias -- del cojinete, ya que se trata de una condición -- que se da tanto en el caso de cojinetes con juego excesivo o insuficiente.

3.4.6 Soltura Mecánica

La soltura mecánica y el martilleo que ella oca -- siona produce una vibración a una frecuencia dos veces la de la velocidad rotativa ($2 \times \text{RPM}$) y ha -- cia el límite superior de la pieza suelta. Los datos analíticos que se ven en la Figura 30, son

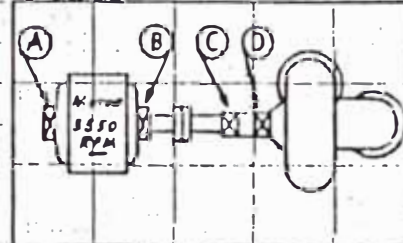
FOR: CRACK VIBRATION INCREASE

ALL CONDITIONS:

MECHANICALS EQUIPMENT USED: IRD MODEL 368

PERFORMED BY:

LEGEND:
 → PICKUP POINT
 ■ PLAIN BEARING
 □ ANTI-FRICTION BEARING
 → COUPLING



POINT	POS	INCHES		PERIOD		VELOCITY		IN/SEC		PERIOD	
		INCHES	CM	SEC	CM	IN/SEC	CM	VEL	VEL	SEC	SEC
A	H	1.1	2.8	21	3550	.09	.11				
	V	.2	3550	.14	3550	.12	.03				
	A	.8	3550	.08	3550	.08	.02				
B	H	.9	3550	.19	3550	.17	.06				
	V	.6	3550	.12	3550	.12	.03				
	A	.28	3550	.24	~	.03	.01				
C	H	1.2	3550	.25	3550	.19	.08				
	V	1.8	~	.42	7100	.13	.10				
	A	1.8	~	.16	3550	.15	.04				
D	H	1.5	3550	.28	3550	.23	.05				
	V	1.8	~	.55	7100	.17	.16				
	A	.9	~	.15	3550	.09	.02				

Figura 30. La vibración que se debe a la soldadura mecánica.

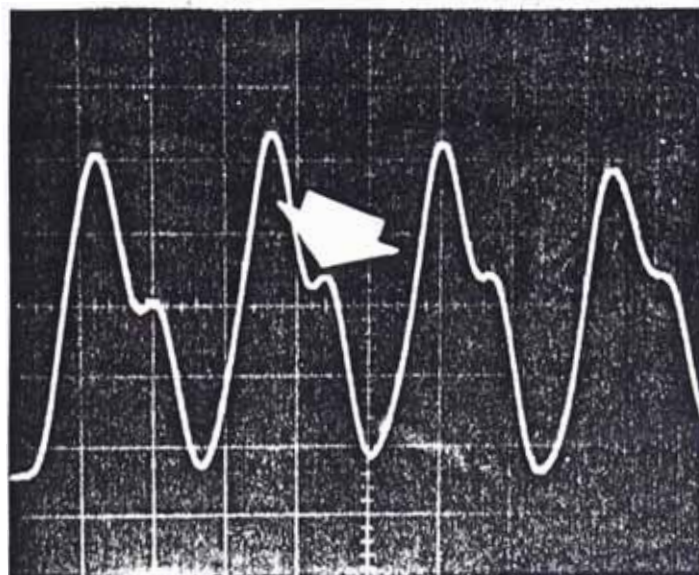


Figura 32. La irregularidad que afecta esta curva es típica de la soldadura mecánica.

típicos de las características vibracionales - que se asocian con la soltura mecánica. Observe que la mayor amplitud de vibración se verifica a 2 x las RPM del compresor, vibración que puede ser producida por unos pernos de montaje flojos, un juego excesivo en el cojinete o tal vez una grieta en la estructura o pedestal del cojinete.

La vibración característica de la soltura mecánica no se produce a menos que intervenga otra fuerza excitadora como un desequilibrio o desalineación más mínima dará lugar a vibraciones importantes. Así es que la soltura lo que hace es permitir que se produzca más vibración de lo que habría en su ausencia. Aunque dichas vibraciones sí pueden eliminarse, eliminando las fuerzas de desequilibrio o desalineación, debido a lo reducidas que son las fuerzas necesarias para hacer que un estado de soltura ocasione vibraciones, solución que requiere pues un nivel de equilibrio o alineación tan fino que puede que no sea ni posible ni práctico.

La naturaleza de la soltura mecánica y la razón - por qué ocasiona una vibración a la frecuencia de

2 x RPM se explica refiriéndose a la secuencia que aparece en la Figura 31. Se representa en la misma un rotor desequilibrado montado en un cojinete por medio de pernos de montaje flojos. En la Figura 31-A el lugar pesado del desequilibrio ha llegado a la posición de seis horas - en donde la fuerza del desequilibrio está dirigida hacia abajo lo que tiende a forzar el cojinete contra su pedestal. En la Figura 31.B, en cambio, el lugar pesado ha llegado a la posición de doce horas por lo que la fuerza de desequilibrio que resulta se ve dirigida hacia arriba. Esta fuerza hacia arriba tiende a "levantar" del cojinete del pedestal según se observa. En la Figura 31-C, se encuentra el lugar pesado a la posición de tres horas en la que la fuerza de levante del desequilibrio es de cero. Por lo tanto, el cojinete no hará sino caerse contra el pedestal. Como se podrá ver, se trata de una acción que aplica dos fuerzas por cada vuelta que da el eje, una fuerza aplicada por el desequilibrio rotativo y la segunda al caerse el cojinete contra el pedestal. De aquí que una frecuencia de vibración de 2 x RPM. Esto se puede observar de manera gráfica mediante el osciloscopio que acompaña al analizador de vibraciones. La curva que aparece en la Figura 32 es típica de la sol-

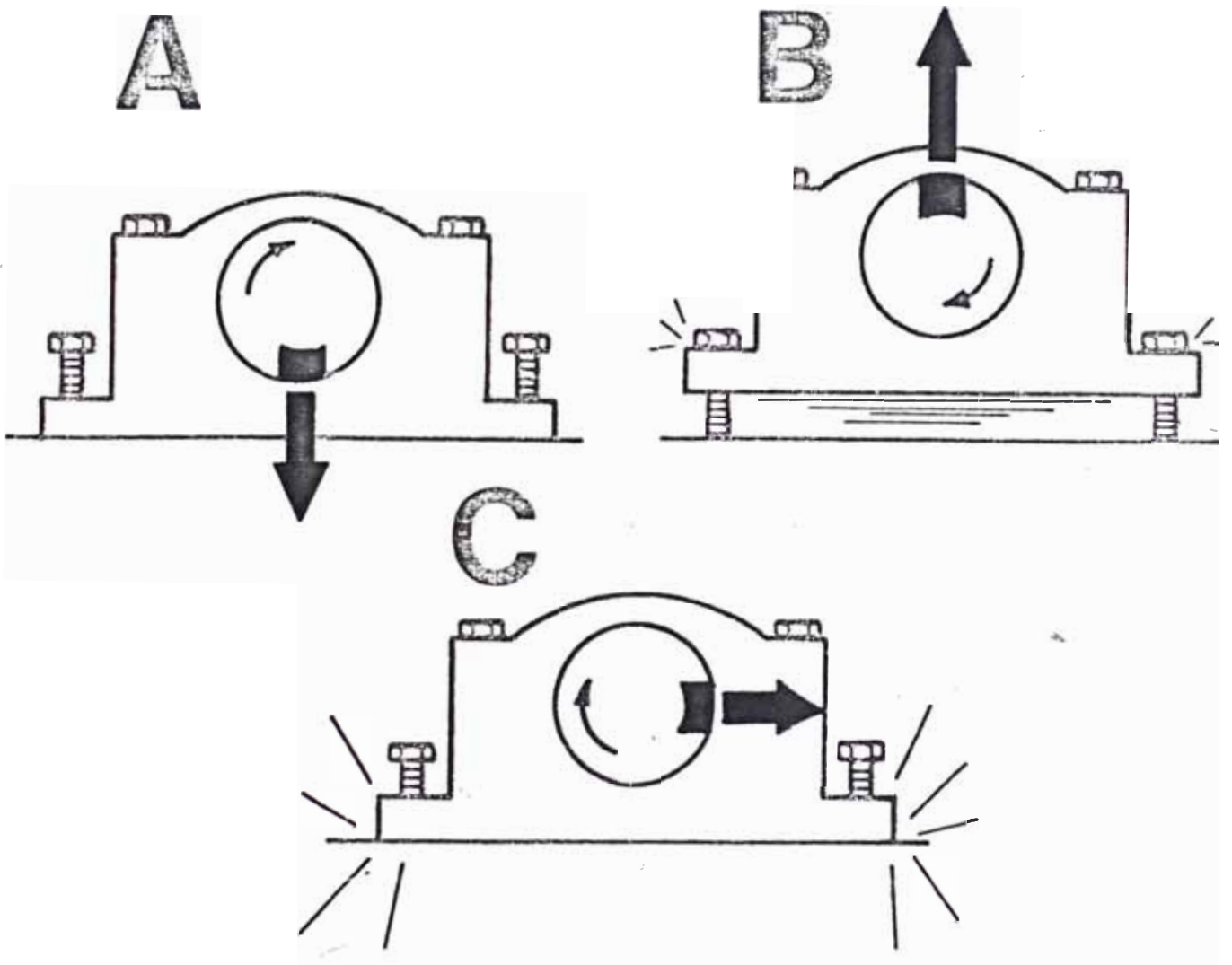


Figura 31. El mecanismo de soltura mecánica.

tura mecánica.

Habrá, desde luego, algún juego en cada máquina, siendo normal que se dé alguna vibración a la frecuencia de $2 \times \text{RPM}$ cuando exista algún desequilibrio o desalineación.

En general, se debe sospechar la soltura mecánica como la causante del problema cada vez que la fuerza de la vibración a $2 \times \text{RPM}$ supera la mitad de la fuerza de vibración a la velocidad rotatoria ($1 \times \text{RPM}$). Además, si se encuentra mucha dificultad al querer eliminar la vibración por el equilibrado o realineación, se debe realizar una inspección visual para detectar cualquier soltura posible.

3.4.7 Fajas Motrices Averiadas

Las fajas en V gozan de una aceptación general en las aplicaciones de la transmisión de la fuerza porque tienen mucha capacidad de absorber los choques y la vibración. Además, en muchos casos las fajas en V proporcionan un funcionamiento relativamente silencioso en comparación con las transmisiones por cadena o engranaje. Sin embargo, las fajas en V pueden ser fuentes de una vibración nociva, sobre todo con respecto a las máquinas herramientas que requieren que se guarden

niveles de vibración muy reducidos.

Los problemas vibracionales que se asocian con las fajas en V son por lo general, de dos tipos: 1) la reacción de la faja a otras fuerzas turbadoras en el equipo y; 2) una vibración que se debe a problemas específicos de la faja. Muchas veces se culpa a las fajas en V como causantes de la vibración porque a menudo los tramos flexibles entre las poleas pueden verse en vaivén y dando latigazos. Como la vibración de las fajas es más visible que la de otras partes de la máquina y como las fajas son generalmente las piezas más fáciles de cambiar, el reemplazo de una faja es a menudo lo primero que se hace al querer corregir un problema de vibración. Sin embargo, puede ser que la faja reaccione a otras fuerzas turbadoras de la máquina. Por ejemplo, un desequilibrio excesivo, poleas excéntricas, la desalineación o la soltura mecánica pueden ocasionar una vibración fácil de ver, en la faja. Así que la faja puede ser no más que una indicación de otros disturbios habidos en el equipo. Por lo tanto, antes de reemplazar las fajas de transmisión se debe llevar a cabo un análisis para poder determinar la índole verdadera del problema.

La frecuencia de la vibración es el factor CLAVE en la determinación de la naturaleza de la vibración de una faja. Si la faja no hace sino reaccionar a otras fuerzas turbadoras de la máquina, tales como el desequilibrio de la excentricidad de las poleas, la frecuencia de la vibración de la faja deberá ser la misma que la frecuencia turbadora. La faja no hace más que amplificar o exagerarlas. De ser así el caso, la parte de la máquina que realmente genera las fuerzas turbadoras parecerá inmóvil bajo la luz estroboscópica de su analizador. En el caso de las unidades compuestas de múltiples fajas, es importante que todas las fajas tengan una tensión idéntica, ya que si una o más de las fajas están flojas mientras que otras tienen una tensión debida, las fajas flojas pueden provocar una vibración excesiva aún cuando las fuerzas que la causen sean insignificantes. Esta condición también puede producir un deslizamiento de la faja acelerando el desgaste tanto de la faja misma como de la polea. En cambio, la vibración ocasionada por defectos de faja se darán normalmente a frecuencias que sean múltiples directos de las RPM de la faja. Las frecuencias que normalmente se hallan, son de 1, 2, 3 y 4 veces las RPM de la faja. La frecuencia específica que se encuentre dependerá de la índole del -

problema que afecta la faja así como el número de fajas.

Se puede determinar fácilmente las RPM de una faja si se sabe el largo de la faja así como el diámetro del paso y las PPM de una de las poleas. Le sugerimos utilizar la fórmula que sigue para determinar las RPM de la faja:

$$\text{RPM de faja} = \frac{\emptyset \text{ polea} \times 3,14}{\text{longitud faja}} \times \text{RPM de polea}$$

Los defectos de faja que producen vibraciones a frecuencias iguales a múltiples directos de las RPM de la faja incluyen las grietas, cuerpos duros, cuerpos blandos, en la cara de la faja, así como trozos que se han caído. Cualquier faja deformada que haya tomado dicha forma durante el embalaje y almacenaje puede ocasionar una vibración en el caso de los equipos de peso liviano hasta que adquiera flexibilidad. Además, una faja en V puede presentar variaciones de ancho lo que hace que suba y baje la faja en las ranuras de la polea, creando la vibración por las variaciones que sufre la tensión de la faja.

Sea cual sea el problema los defectos de la faja pueden distinguirse fácilmente de las otras fuerzas turbadoras de la máquina. La frecuencia vibracional se producirá a múltiples directos de las RPM de la faja por lo que la faja parecerá inmóvil bajo la luz estroboscópica como se ve en la Figura 33. El mejor modo de detectar la vibración de una faja es aplicándole el captador a la caja de cojinetes tanto perpendicular a la tensión de la faja como en el sentido de la misma. Los defectos de fajas normalmente producen una amplitud mayor en una dirección paralela a la tensión de la faja.

En algunos casos, la amplitud vibracional ocasionada por las fajas defectuosas no será uniforme, lo que pasa sobre todo en las instalaciones de fajas múltiples donde deslicen las fajas de modo variable de manera que los defectos una vez se suman y otra vez se restan unas a otras. El resultado neto es a menudo una amplitud que ya aumenta y luego disminuye de modo periódico o cíclico.

El grado de deslizamiento de fajas que se da en las instalaciones de fajas múltiples puede observarse fácilmente bajo la luz estroboscópica. No

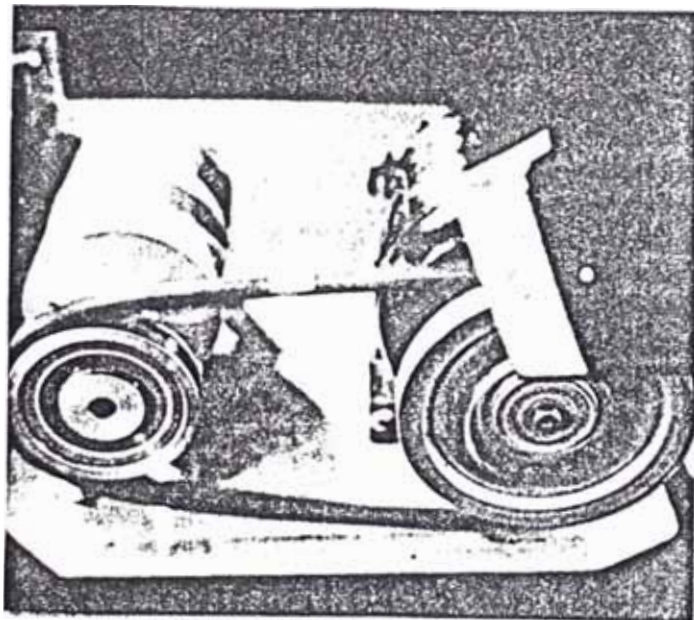


Figura 33. Cuando son causantes de la vibración las correas defectuosas parecerán inmóviles bajo la luz estroboscópica.

se tiene más que parar la máquina y marcar una línea con gris blanco a través de las fajas. Luego, funcionando la máquina a su velocidad normal y sintonizado el filtro de su analizador a 1 x RPM de la faja, mire las marcas de gris - bajo la luz estroboscópica. Si se deslizan las fajas de modo distinto unas a otras, se verá también moverse las marcas blancas con relación distinta entre las fajas.

La tensión incorrecta de una faja, la desalineación de las poleas, las fajas mal equipadas o - los requisitos excesivos de cargas o de potencia que causan el deslizamiento de las fajas también puede producir ruido y vibración de alta frecuencia debido a la fricción que se genera por el frotamiento de la faja sobre las poleas.

Esto da por resultado un chillido o chirrido característico.

En resumen, se puede obtener un funcionamiento suave de las transmisiones por faja en V, observando las precauciones sencillas que siguen:

1. Asegúrese de que las fajas están en buen estado.

2. Revise a ver si tanto el número de fajas como su tamaño cumplen con los requisitos de los equipos en lo que respecta al caballaje y carga.
3. En el caso de instalaciones compuestas de fajas múltiples, utilice fajas en que la tensión esté repartida a todas las fajas por igual.
4. Revise la redondez de las poleas y su alineación una con otra.
5. Revise el desgaste habido en las ranuras de las poleas ya que de ser excesivo podrá permitir que la faja no esté, en contacto más que con el fondo de la ranura lo que ocasiona el deslizamiento y la ineficiencia.
6. Revise a ver que las fajas estén debidamente instaladas, ajustadas a la tensión correcta según recomienda el fabricante de las mismas.
7. Por fin, trabaje por mantener reducidas todas las demás fuerzas turbadoras de la máquina.

3.4.8 Engranajes Defectuosos

Es fácil identificar la vibración provocada por los problemas de los engranajes porque normalmente se producen la vibración a una frecuencia igual a la del engranado, esto es, el número de dientes del engranaje multiplicado por las RPM

del engranaje defectuoso. La Figura 34, es típica de los datos analíticos que se derivan de la vibración de los engranajes. Observe que en este caso la frecuencia vibracional es igual al producto del número de dientes multiplicado por las RPM del pinón de alta velocidad. En los conjuntos muy complejos de engranajes que tengan posibilidad de que haya varias frecuencias de engranado se debe examinar los planos o dibujos de la caja de engranajes para determinar RPM y el número total de dientes de los distintos engranajes - para poder identificar qué engranaje(s) es (son) más susceptibles a fallas.

Los problemas más comunes de los engranajes que producen vibraciones a las frecuencias del engranado incluyen el desgaste excesivo de los engranes, lubricación defectuosa y mugre u otro material extraño pegado dentro de los dientes de los engranajes. Además de los problemas de engranajes como tales, la vibración que caracteriza los engranajes puede ocurrir por resultado de otras fuerzas turbadoras que hay en la máquina como la desalineación o un eje deformado. Por ejemplo, refiriéndose a los datos analíticos de la Figura 35, se notará que la caja de engranajes presenta una vibración de alta frecuencia lo que

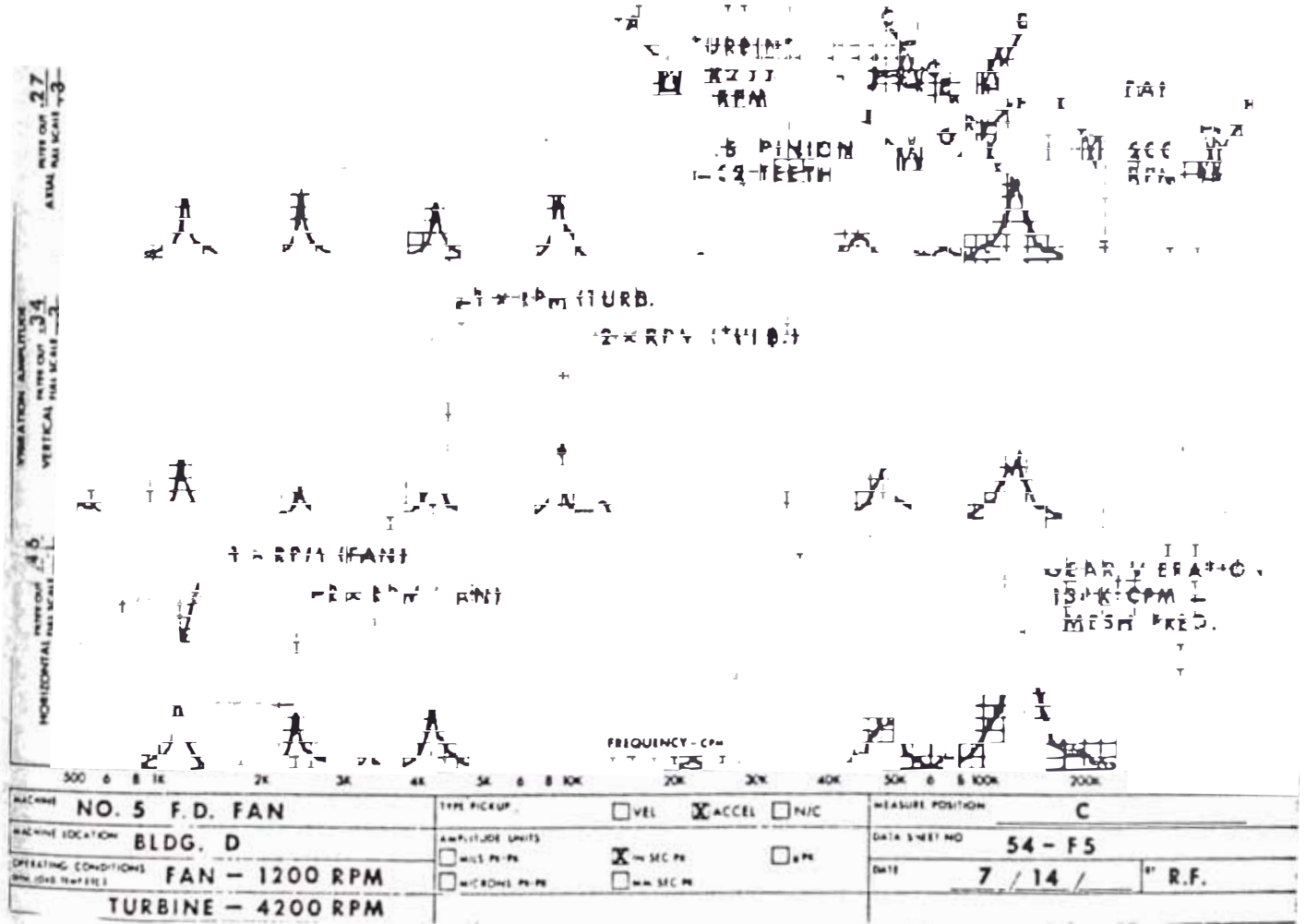


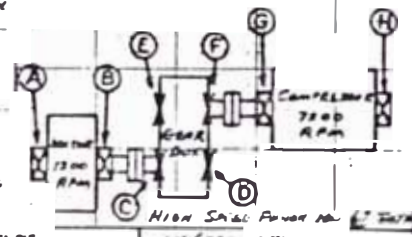
Figura 34. La vibración que se debe a problemas de engranajes.

IRD-MECH ANALYSIS INC. DATA SHEET DATE 1/17
 DOWSE VIBRATION ANALYSIS OF AMMONIA COMPRESSOR
 FOR DETERMINING SOURCE OF VIBRATION
 -- 90 Hertz VIBRATION

MECHANALYSIS EQUIPMENT USED
 IRD Model 340

PERFORMED BY J.L.

LEGEND
 → PICKUP POINT
 X AIR BEARING
 B ANTI-FRICTION BEARING
 ← COUPLING



POINT	NOISE		VIBRATION		IN/100			
	RELAT	CR	MM	CM	100	200	300	400
A			2.9 120	.85 1200		.04	.01	.02
			1.3 ~	16 1200		.03	-	-
B			3.3 1200	.87 1200			.02	.02
			1.4 1200	.14 1200			.01	.01
			5.9 1200	.23 1200		.03	.01	.03
			3.4 1200	.98 ~		.03	.01	.26
D			1.1 1200	.81 ~		.09	-	.80
			2.0 1200	.52 ~		.26	.09	.01
			2.2 1200	.46 ~		.75	.02	.015
E			1.3 1200	.82 ~		.07	.01	.02
			1.9 1200	.55 ~		.03	.02	.33
G			1.9 1200	.86 ~		.11	-	.02
			1.2 ~	.18 ~		.06	-	.02
			1.3 1200	.42 720		.09	.01	.02
			1.7 1200	.33 720		.09	-	.02
H			1.1 ~	.17 ~		.05	-	.02
			1.3 1200	.32 720		.08	-	.02
			.42 7200	.16 7200		-	-	.11
		.17 ~	.07 ~		-	-	.05	
		.11 ~	.06 ~		.01	-	.04	
		.37 7200	.15 720		-	-	.13	
		.09 ~	.05 ~		-	-	.06	
		.11 ~	.07 ~		-	-	.07	

Figura 35. La desalineación entre el motor y la caja de engranajes puede ser causa de esta vibración ligada a los engranajes.

indica posible problema de engranajes. Lo que es más, fíjese en que la vibración axial que se halla a la frecuencia de las RPM del motor - también se sitúa en un sitio relativamente alto de la caja de engranajes y el motor lo que hace pensar que el origen del problema puede serlo la desalineación. En este caso, se debe corregir primero, la desalineación, lo que podrá al mismo tiempo eliminar la vibración en los engranajes de alta frecuencia.

De vez en cuando, hay problemas que tienen que ver con los engranajes y las unidades motrices a base de engranajes que producen vibración a una frecuencia que no sea la del engranado. Por ejemplo, si un engranaje tiene tan sólo un diente roto o deformado, esto puede dar lugar a una vibración a $1 \times \text{RPM}$ de los engranes. Un examen de la curva de vibración en un osciloscopio conectado a su analizador permite distinguir el problema de un desequilibrio, por ejemplo, que se deba a la señal en forma de clavo que produce un diente defectuoso.

Claro que si hay más de un diente deformado, puede haber una frecuencia vibracional igual al número de dientes deformados multiplicado por -

las RPM del engranaje.

Además, un engranaje montado excéntricamente sobre el eje provocará la vibración a $1 \times \text{RPM}$ del engranaje semejante a la del desequilibrio, lo que ya ha sido tratado bajo el título "Vibración que se debe a la excentricidad". De ser el problema la excentricidad, cualquier tentativa que se realice por equilibrar en sitio resultará mal. Además, la excentricidad el desequilibrio y los ejes deformados producen vibración de engranes a frecuencias submúltiplos de la real frecuencia - de engranado.

La amplitud y frecuencia vibracionales de algunos engranajes pueden también ser erráticas, lo que normalmente acontece al trabajar los engranajes - bajo una carga muy liviana que hace que la carga se desplace al azar de un engranaje a otro. Los impactos que se dan al moverse la carga activará las frecuencias normales de los engranajes, cojinetes y componentes asociados de la máquina. Sin embargo, esta vibración de engranes ordinariamente puede detectarse con facilidad o dos o más - puntos de la máquina pudiendo así distinguirse de la vibración de cojinetes que predomina en el sitio de un cojinete defectuoso. Por la alta frecuencia que la caracteriza la vibración produci-

da por los engranes es también la fuente de mucho ruido perjudicial, por este motivo, la ~~comec~~cción de los defectos de engranes y de otros disturbios para reducir la vibración excesiva de los engranes normalmente traerá una reducción también en el nivel de ruidos.

3.4.9 Problemas Eléctricos

La vibración en la maquinaria eléctrica tal como los motores, generadores y alternadores pueden ser de origen mecánico o eléctrico. Los problemas mecánicos incluyendo los de desequilibrio, desalineación y soltura ya han sido estudiados en algún detalle. En cambio, la vibración ocasionada por los problemas eléctricos normalmente se deben a las fuerzas magnéticas desiguales al afectar el rotor o estator. Dichas fuerzas magnéticas desiguales puede que obedezcan a lo siguiente:

1. Que el rotor no es redondo
2. Muñones de armadura excéntricos
3. Desalineación del rotor y estator (esto es, el rotor no se halla centrado dentro del estator).
- 4 Diámetro interior del estator tiene forma elíptica.

5. Barra rota.
6. Devanados abiertos o en corto circuito.

Por lo general, la frecuencia de vibración que resulte de dichos problemas eléctricos será de 1 x RPM por lo que se parecerán mucho al desequilibrio. Un modo fácil que hay de revisar por si se presenta una vibración eléctrica es de observar el cambio habido en la amplitud de vibración en el momento mismo de desconectar la alimentación de la unidad. Haga la revisión sugerida con el filtro del analizador en la posición de FILTRAR (OUT).

Si desaparece la vibración, al mismo instante que se apaga la fuerza es que la vibración se deberá a los problemas eléctricos, siendo así el caso, los procedimientos clásicos para los ensayos eléctricos pueden ser realizados para identificar la verdadera causa del problema. En cambio, si la amplitud no disminuye sino poco a poco, después de contar la fuerza es que el problema será de índole mecánica.

Los problemas eléctricos en los motores de inducción harán a menudo que el indicador de amplitud meza o pulse. Se deben los ruidos y vibraciones

pulsadores a la frecuencia de deslizamiento que caracteriza los motores de dicho tipo. La frecuencia de deslizamiento no es más que la diferencia que existe entre las RPM del rotor y la frecuencia eléctrica o sincrónica del campo magnético rotatorio. La frecuencia sincrónica del campo magnético será siempre igual a la frecuencia de la línea AC que actúa el motor a un submúltiple exacto de la misma. A pesar de esto, las RPM del rotor resultará ligeramente menor - debido a la carga inherente del motor. Por lo tanto, si el motor tiene problemas eléctricos así como mecánicos como el desequilibrio, se presentarán efectivamente dos frecuencias vibratorias distintas. Como estas dos frecuencias se encuentran relativamente cercanos una a otra las amplitudes que arrojan se sumarán y luego se restarán alternativamente a razón igual a la diferencia que exista entre sus frecuencias correspondientes. Esto tiene por resultado un notable latido uniforme además del movimiento mecedor - del medidor de amplitud.

Si resulta excesiva la amplitud de dicha vibración pulsadora, se debe llevar a cabo la corrección correspondiente para reducir el efecto hecho por el problema eléctrico y/o mecánico. Si

se observa el medidor de amplitud en el momento mismo en que se apaga la corriente se puede determinar si el problema es mayormente eléctrico o mecánico. En muchos casos, las pulsaciones puede que no perjudiquen el comportamiento de la máquina pero, en cambio sí harán un efecto psicológico negativo en el personal que trabaja en la zona porque un ruido que pulsa llama la atención mucho más de lo que un ruido uniforme.

Los motores eléctricos tienen vibración inherente debido a las pulsaciones por torsión que se generan cuando el campo magnético rotatorio del motor activa los polos del estator.

La frecuencia de vibración que ocasionan las pulsaciones por torsión será de dos veces la frecuencia de la línea AC que actúa el motor. Así es que si la frecuencia de línea es de 60 Hz (60 ciclos por segundo) o sea de 3600 CPM, la frecuencia de las pulsaciones por torsión será de 7200 CPM. Rara vez resulta molesta una vibración así a menos que se requieran unos niveles de vibración extremadamente reducidos o si por casualidad las pulsaciones por torsión excitarán una condición de resonancia en la máquina o estructur

ra. Si se activa una resonancia es cosa que también podrá producir un ruido excesivo.

3.4.10 Problemas de Resonancia

Como ya se ha dicho, cada objeto y cada componente mecánico tiene su "frecuencia natural", a la que se dice seguiría vibrando a su propia frecuencia natural. Esta vibración continúa, que se llama vibración "libre", disminuye finalmente según se ve en la Figura 36 por el amortiguamiento inherente.

Además de la vibración libre, hay también vibraciones "forzadas" cuya frecuencia depende de la frecuencia de la fuerza impulsora aplicada a la máquina o estructura. Por ejemplo, la vibración forzada del motor puede ser ocasionada por la de un rotor desequilibrado. En dicho caso, la frecuencia de esta vibración forzada será determinada por la velocidad en RPM del motor.

Hay varios modos de confirmar si vibra en resonancia o no una pieza. Una manera es por la prueba de golpe. Parada la máquina, no se tiene más que dar un golpe a la máquina o estructura con fuerza suficiente para que vibre. Como cual



Figura 36. Un martillazo dado a la campana hace que vibre a su "frecuencia natural". Pero, es vibración que va desapareciendo debido al amortiguamiento.

quier objeto produce una vibración libre a su frecuencia natural al ser golpeado o pegado, - la frecuencia de vibración libre que se genera en esta forma aparecerá indicada en el frecuenciómetro del analizador. El filtro del analizador en cuestión debe hallarse en la posición de FILTRAR (OUT) para poder realizar dicho ensayo. Si disminuye muy rápido la vibración, puede ser necesario darle golpes sucesivos para prolongar la vibración libre lo suficiente como para que dé lectura en el frecuenciómetro. El aparato - IRD analizador de espectro en circuito a tiempo real que se ve en la Figura 37 es ideal para determinar así las frecuencias naturales. Claro que si las frecuencias naturales que se observarán por resultado del ensayo por golpes fuésen las mismas como las frecuencias excitadoras notadas al tener trabajando la máquina, es que existe una condición resonante.

Otro modo que hay de diagnosticar condiciones - resonantes es de grabar la amplitud y fase vibratoriales frente a la velocidad rotativa de la máquina como se ve en la Figura 38. Normalmente, esto se hace mediante un instrumento como el IRD Modelo 360, Figura 39 con filtro de seguimiento. Pero, se puede producir un trazado semejante ha-

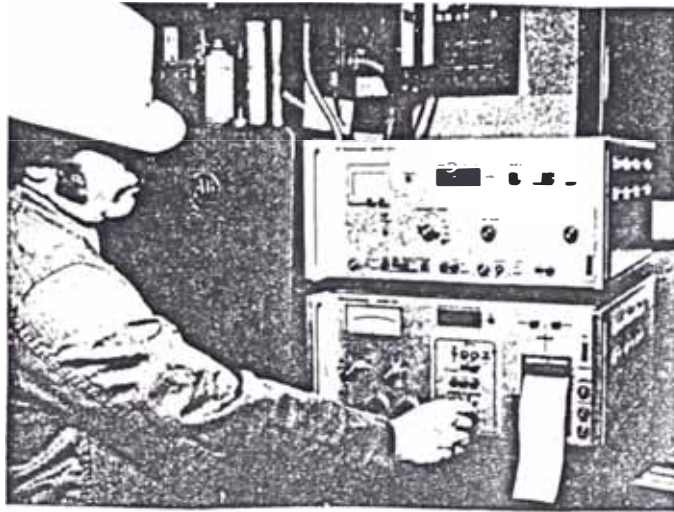


Figura 37. Aquí se ve el Analizador continuo de espectro en tiempo real IRD Mechanalysis.

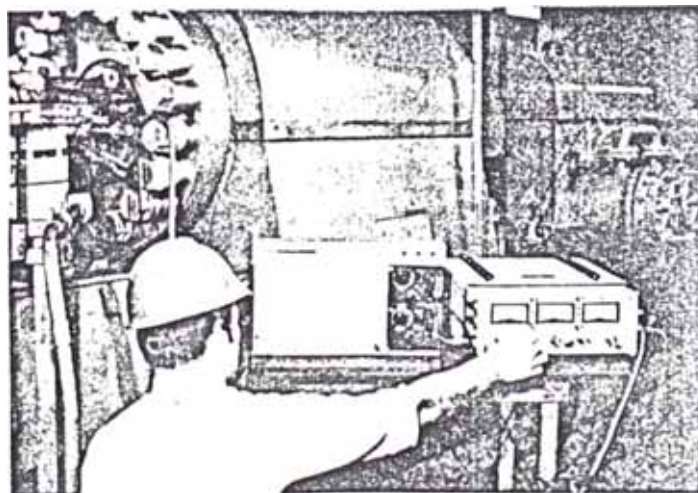


Figura 39. Analizador/Equilibrador automático de espectro Modelo 360 IRD - Mechanalysis.

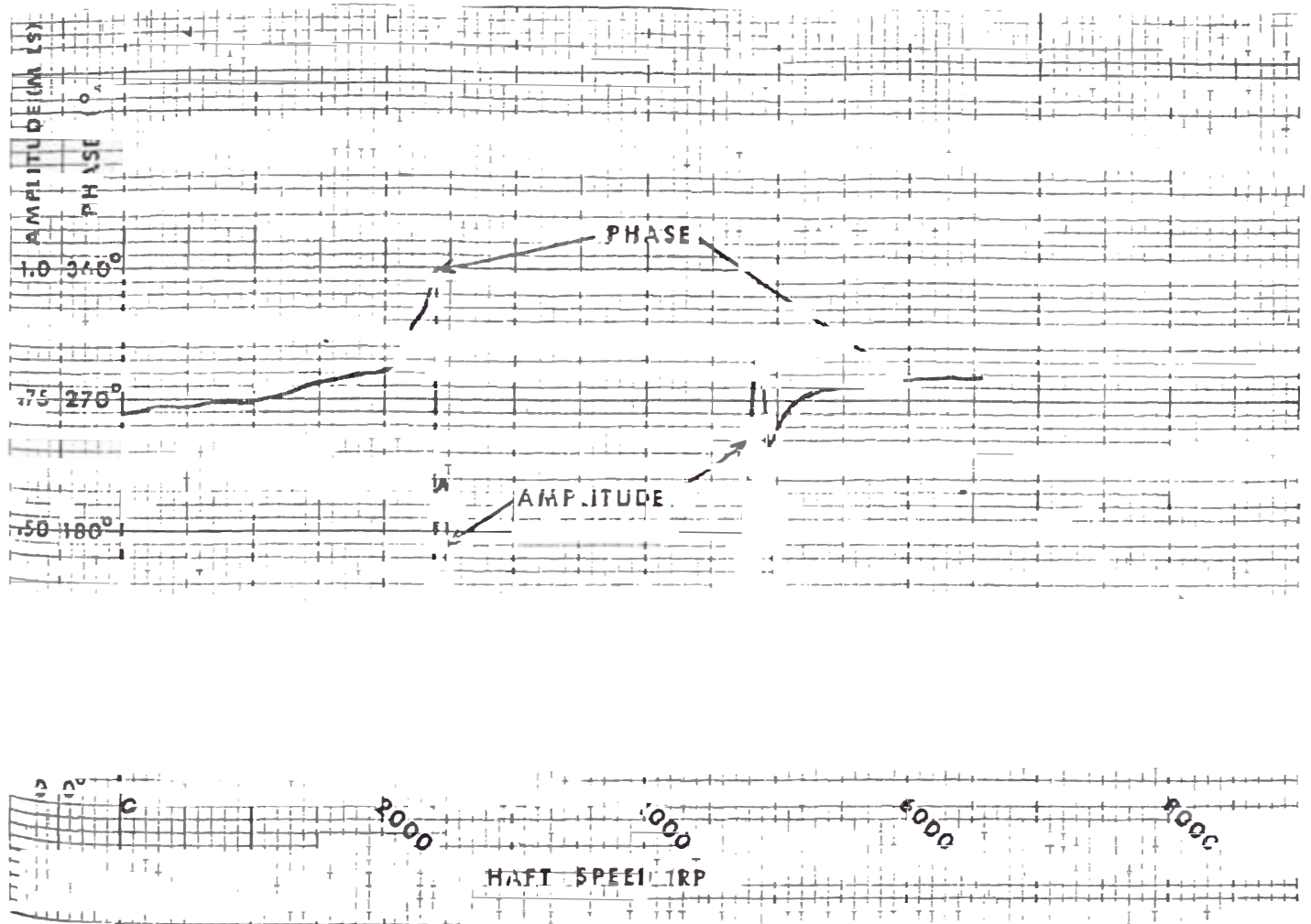


Figura 38. Los trazados de amplitud y fase contra las RPM de la máquina identifican con claridad las velocidades críticas y las condiciones resonantes.

ciendo funcionar la máquina a varias velocidades distintas, trazando la amplitud y fase de vibración para cada velocidad. Si existen condiciones de resonancia, quedarán claramente identificadas por la vibración pico característica que se presenta y también por un desplazamiento de fase importante (de 180° aproximadamente).

Si se encuentra un problema de resonancia existen varios modos de corregirlo, siendo uno el de cambiar la frecuencia de la fuerza excitadora para - que deje de coincidir con la frecuencia natural - de la máquina o estructura. Esto se puede realizar ordinariamente o aumentando o disminuyendo - las RPM de la máquina. Si, en cambio, no se puede variar la frecuencia excitadora, se puede aún corregir el problema cambiando la frecuencia natural misma. Dos cosas determinan cuál será la frecuencia natural de un objeto, su tiesura y masa (peso). Así es que se puede aumentar o disminuir la frecuencia natural o aumentando o reduciendo la tiesura o masa del objeto en cuestión.

Claro que se podría evitar la resonancia eliminando la fuerza excitadora. El equilibrado, por ejemplo, hasta niveles más bajos que los normales servirá a veces para reducir los efectos de la

vibración provocada a resonancia. Sin embargo, en muchos casos, el tratar de eliminar la fuerza excitadora por equilibrado y alineación resultará difícil. La mejor solución en el caso de un problema de resonancia es de separar las frecuencias naturales de las excitadoras.

3.4.11 Fallas Aerodinámicas e Hidráulicas

Las máquinas que trabajan fluidos como el aire, agua, gas, etc, tendrán a menudo vibración y ruidos debido a la reacción de las aletas o palas del impulsor al dar con el fluido. Las vibraciones de este tipo son las que se observan a menudo en las bombas, abanicos y sopladores - pudiéndose identificar fácilmente porque la frecuencia que resulta será igual al número de aletas del impulsor multiplicado por las RPM de la máquina. Por ejemplo, se notará por el análisis de la bomba, Figura 40, que la vibración a 21.600 CPM es igual al número de aletas (6) multiplicado por RPM (3600). Es vibración, pues que se debe a fuerzas hidráulicas inherentes.

Rara vez son molestas las vibraciones aerodinámicas e hidráulicas a menos que hagan vibrar a resonancia alguna parte de la máquina, tubería o

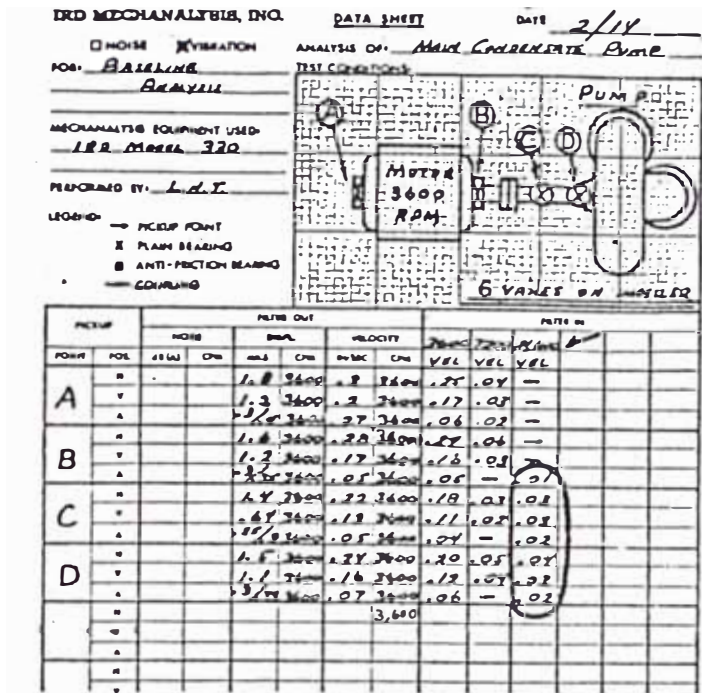


Figura 40. La vibración que se debe a las fuerzas hidráulicas.

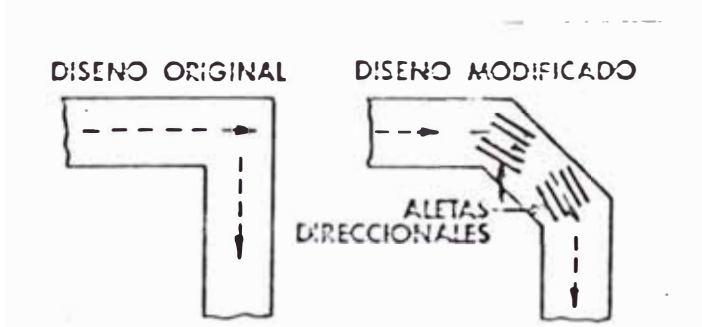


Figura 42. La vibración y ruido excesivos que se deben al flujo turbulento en los conductos de aire puede que requieran un cambio de diseño para hacer que sea más gradual el cambio habido en la dirección del flujo.

conductos. Si se encontrara vibración excesiva de este tipo, los ensayos de resonancia ya descritos pueden realizarse para poder determinar qué parte de la máquina ocasiona el problema.

De resultar excesiva la vibración aerodinámica e hidráulicas a menos que hagan vibrar a resonancia alguna parte de la máquina, tubería o conductos Si se encontrara vibración excesiva de este tipo, los ensayos de resonancia ya descritos pueden realizarse para poder determinar qué parte de la máquina ocasiona el problema.

De resultar excesiva la vibración aerodinámica o hidráulica sin encontrar condición de resonancia, puede ser que el problema se deba al diseño equivocado de la máquina o la tubería o conductos asociados con la misma. Por ejemplo, cualquier cosa que tape el paso del gas o líquido o la presencia de codos abruptos de 90° que retarden la circulación producir una vibración de dicho tipo.

Los demás problemas de ruido y vibración asociados con el movimiento de los líquidos y gases comprenden la CAVITACION, RECIRCULACION Y TURBULENCIA DEL FLUJO los cuales son tratados en conjunto puesto que las características vibratorias -

que presentan son, por lo general, muy semejantes. La vibración y ruido que producen dichos problemas serán, las más veces, de naturaleza casual. A distinción de la vibración estable que produce el desequilibrio o la desalineación, la vibración y ruido casuales no tienen características específicas de frecuencia y/o amplitud. Por ejemplo, la vibración y ruido causados por la cavitación de una bomba puede abarcar una gama bastante amplia de frecuencias en donde las frecuencias y amplitudes individuales cambian incesantemente. Los datos analíticos de la Figura 41 son típicos de la vibración producida por la cavitación. Las curvas en forma de clavos que aparecen a 3600 y 7200 representan vibración estable a 1 y 2 veces las RPM que se deberá a algún desequilibrio o desalineación. Sin embargo, las vibraciones que ocurren entre 30.000 CPM y 100.000 CPM son de índole casual sin características de amplitud y frecuencia estables. La CAVITACION se produce ordinariamente cuando funciona una bomba con capacidad excesiva o bajo una presión de vacío reducida. Como la bomba se encuentra "hambrienta" el fluido que entra a la bomba queda deshecho al querer llenar el vacío que existe, lo que crea bolsos o cavidades de vacío casi perfecto, altamente inestables que se

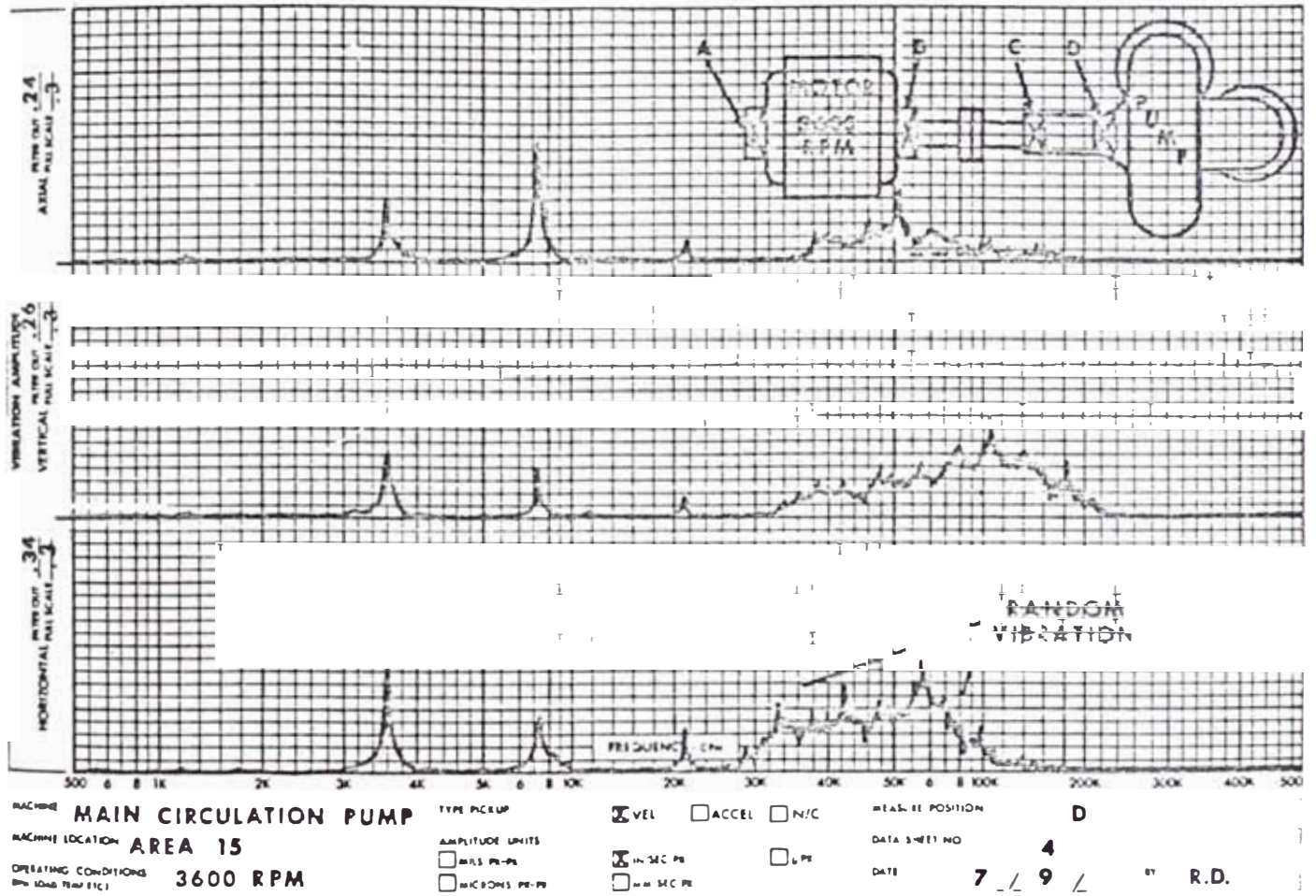


Figura 41. La cavitación, recirculación y turbulencia de flujo normalmente producen los ruidos y vibración "casuales".

rrumban o explotan muy rápido. Debido a su naturaleza impactiva, estas explosiones lo que hacen es excitar las frecuencias naturales locales de la caja de la bomba, el impulsor y otras partes - asociadas, y como dichas explosiones se producen a intervalos totalmente casuales en varios sitios dentro de la bomba de la cañería, la vibración y ruido que resultan tendrán amplitudes y frecuencias también casuales.

En algunos casos en los que el fluido sufre una caída considerable de presión en la válvula, en la bomba en los sitios donde hay cambios en el diámetro de la tubería, los gases disueltos pueden ser separados o puede que el líquido hierva. Se trata de una condición que también se llama la cavitación y que tiene las mismas características casuales en lo que respecta a la amplitud y frecuencia vibracionales. Se producirá la RECIRCULACION cuando funcione una bomba a una capacidad reducida o a una presión de vacío elevada. En otras palabras, la restricción que se aplica al caudal en la salida de la bomba devuelve del fluido sobrante - desde la descarga hasta el impulsor, retroflujo - que, junto con la mezcla de fluidos que corren en direcciones contrarias, da lugar al ruido y vibración casuales del mismo modo que la cavitación.

La TURBULENCIA en el FLUJO resulta de la resistencia al paso normal del líquido o gas. Esta resistencia puede ser ocasionada por la presencia de obstrucciones, recodos o meramente por la fricción superficial entre el fluido y el conducto o tubería. Otra causa que hay de dicha turbulencia proviene de mezclar fluidos de alta velocidad con los de baja velocidad, como por ejemplo, lo que pasa en un motor a chorro en el que se mezclen -- los gases de escape de alta velocidad con el aire exterior. Aunque los niveles de ruido que así se generan sean muy elevados, la mezcla en cuestión tiene lugar fuera del motor por lo que no se crea sino una vibración de motor mínima.

Puede ser inherente algún ruido o vibración casual por la turbulencia en el funcionamiento normal de los abanicos, sopladores, bombas, compresores, turbinas de gas, etc. En el caso de niveles excesivos de ruido y vibración ordinariamente basta una inspección del sistema junto con lecturas sobre la vibración y ruido tomadas en la máquina y por la tubería o conductos asociados para identificar el problema.

En algunos casos se hace necesario, diseñar de nuevo el sistema, como se ve en la Figura 42, en

que se cambia el sistema de conductos de un abanico. En la ejecución original el codo de ángulo recto dio lugar a la turbulencia y la vibración excesiva del sistema. Un nuevo diseño de los conductos con el empleo de dos tramos de 45° junto con las aletas direccionales redujo tanto la turbulencia como la vibración en los conductos de manera significativa.

3.5 CORRECCION DE DESBALANCEO (DESEQUILIBRIO)

Según las estadísticas de problemas vibracionales en máquinas rotativas, el desbalance es la falla más frecuente, siempre está presente en todos los rotores. Es muy difícil y antieconómico eliminar totalmente este defecto, sólo se minimiza a magnitudes tolerables, dichas magnitudes o valores son proporcionados por el fabricante o por estándares internacionales como VDI, etc.

3.5.1 Causas

El desbalance por definición es la distribución desigual del peso de un rotor sobre su línea central rotativa, por lo tanto muchas son las causas que lo producen, las más comunes son las siguientes:

- Burbujas o sopladuras en las piezas de fundición (ver figura 43).
- Excentricidad, no coincide la línea central geométrica y la línea central rotativa.
- El uso de chavetas o pines en los ejes rotativos.
- Distorsión del rotor por cambios de temperatura (distorsión térmica).
- Tolerancias de fabricación y montaje. (Ver Figura 44).
- Corrosión y desgaste (pérdida de material).
- Acumulación de materiales (polvos, parafinas, etc.).
- Acoplamientos con pernos y tuercas de diferente peso.
- Falta de perpendicularidad entre los discos del rotor y su eje, etc.

Cualquiera que sea la causa, la magnitud de desbalance se manifiesta por el nivel vibracional del rotor. La frecuencia de vibración (ciclos por minuto, CMP), es igual a las revoluciones por minuto del rotor, se manifiestan en el sentido radial.

Para rotores en voladizo en algunas ocasiones se presenta vibraciones en el sentido axial.

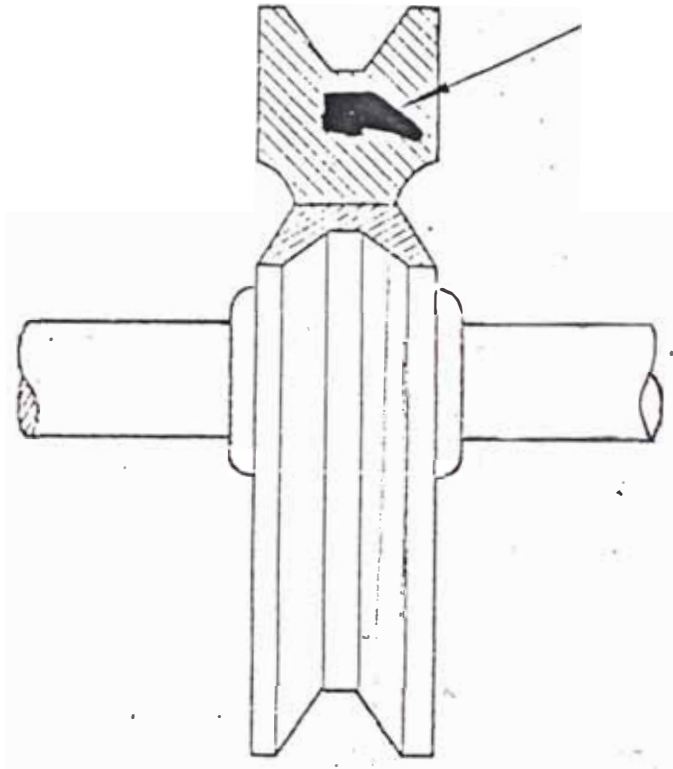


Figura 43. Las burbujas y las inclusiones de arena producen desbalance.

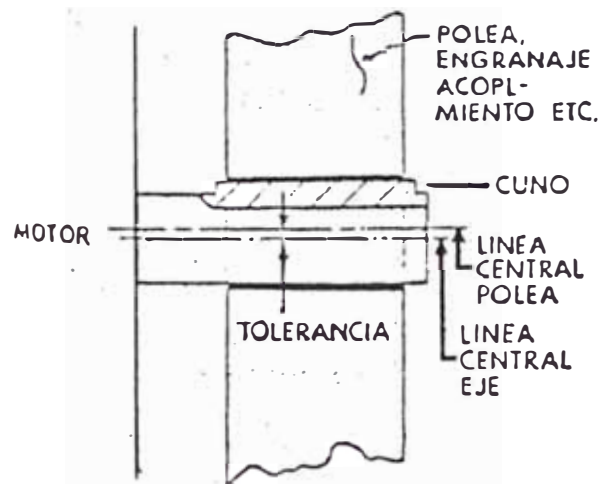


Figura 44. El autoajuste y las tolerancias producen desbalance.

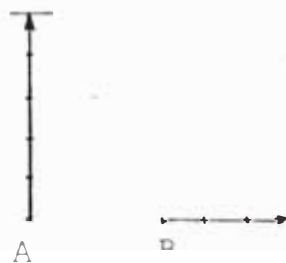


Figura 45. Vectores de Desbalance: A-Vector para 5 mils de vibración a las 12:00, B-Vector para 3 mils de vibración a las 3:00

El exceso de desbalance genera vibraciones extremadamente peligrosas que pueden causar fallas - muy costosas.

3.5.2 Método Vectorial de Balanceo en un Plano

Este método es aplicable a ventiladores, sopladores y equipos rotativos con un solo impulsor o plano de balanceo.

Un vector de desbalance en una línea recta cuya longitud representa la cantidad de desbalance y cuya dirección representa el ángulo del desbalance.

Ejemplos:

- a) Si la magnitud de la vibración es de 5 mils y la fase o marca de referencia es 12:00 horas (0°), se indica como en la Figura 45 A.
- b) Si la magnitud de la vibración es de 3 mils. y la fase 3:00 horas (90°), se indicará como en la Figura 45 B.

Cuando se agrega un peso de prueba a la parte a ser balanceada, el desbalance original es cambiado y la posición del desbalance total se ubica en una nueva posición entre ambos. Se observara nuevos valores de la magnitud de la vibración y de la fase.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

1. Medir la amplitud de vibración en la caja de cojinete más cercana al rotor y la fase, utilizando la lámpara estroboscópica; en la zona del rotor donde se ha colocado la marcada referencia.

Dibujar este vector (\bar{O}), que indica el desbalance original, en la hoja de coordenadas polares.

Esto comprende un vector con:

- a) Magnitud a una escala conveniente
- b) Dirección y sentido (fase).

2. Agregar un peso de prueba al rotor en cualquier posición accesible.
3. Medir la nueva amplitud de vibración y observar la nueva fase (posición de la marca de referencia). Graficar este nuevo vector ($\bar{O} + \bar{T}$) que indica el desbalance total, que es la suma vectorial del desbalance original (\bar{O}) más el desbalance causado por el peso de prueba.

4. Unir los extremos de los vectores \bar{O} y $(\bar{O}+\bar{T})$. A este nuevo vector lo denominaremos (\bar{T}) , y representa el efecto del peso de prueba agregado. Ver Figura 46.
5. El peso de corrección (Q) que se agregará al rotor se calcula de la siguiente expresión:

$$Q = P \frac{O}{T}$$

6. Se remueve el peso P y deberá añadirse el peso calculado, a un radio igual al que fué colocado P y con un ángulo igual a \emptyset pero opuesto al sentido de giro de la marca de referencia con respecto a la corrida de prueba. - Ver la Figura 46.
- Debe medirse cuidadosamente el ángulo de fase así como también mover y ajustar en forma a apropiada el peso de prueba, de otra manera, - resultará una vibración remanente debida a desbalance.
7. Cuando se requiera de correcciones adicionales, proceda como se indica a continuación:
- Mida la nueva amplitud y fase de la vibración. Dibuje estas lecturas como un nuevo vector que lo denominaremos $\bar{O} + \bar{T}'$. Ver figura 47.

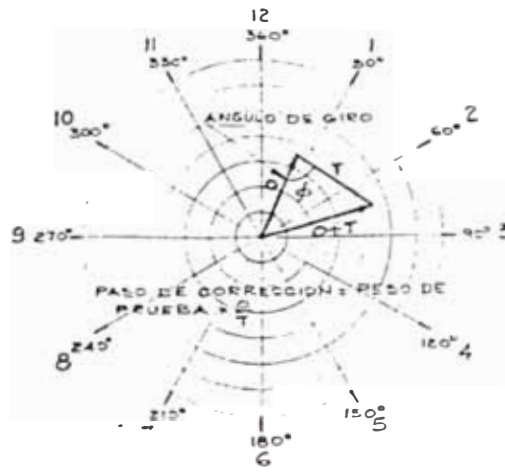


Figura 46. Diagrama Vectorial

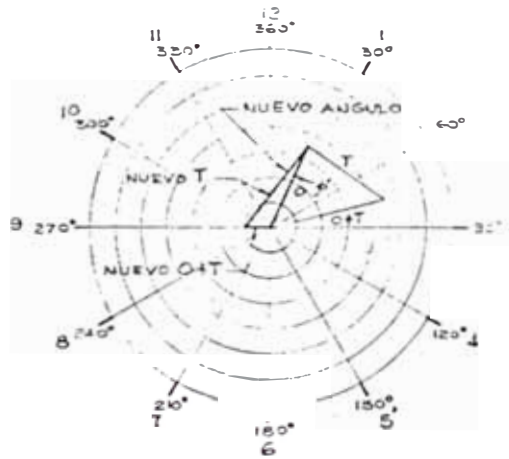


Figura 47. Diagrama Vectorial para un Segundo Peso de Prueba.

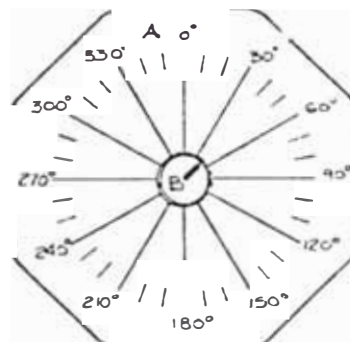


Figura 48. Disposición de equipo para medición de la fase.

- A. Diagrama Polar
- B. Eje de la máquina.

- Uniendo los extremos de los vectores \bar{O} y $\bar{O} + \bar{T}$; se hallará el vector \bar{T}' y un ángulo \emptyset' formado entre los vectores \bar{O} y \bar{T}'
- Calcule el nuevo peso de corrección Q' por la relación:

$$Q' = Q \times \frac{O}{T'}$$

- Remueva el peso Q y agregue el peso Q' , a un radio igual al que fue colocado el peso Q , con un ángulo \emptyset' , opuesto al sentido de giro de la marca de referencia.
- Véase la Figura 47.

Este procedimiento puede ser repetido cuantas veces sea necesario, pero usando siempre el vector original, \bar{O} .

El método expuesto es simple de usar y provee información precisa para el balanceo en un pequeño número de paradas y arranques del equipo.

3.5.3 Método Vectorial de Balanceo en dos Planos.

Cuando se requiere una considerable cantidad de tiempo para arrancar y para una máquina que necesita ser balanceada, es conveniente y beneficioso en lo relativo a ahorro de tiempo, usar -

el método vectorial de balanceo en dos planos. La solución requiere de la adición de dos pesos de corrección, uno en cada uno de los dos planos seleccionados.

En general, la solución requiere de la medida de la condición original de vibración de cada uno de los dos cojinetes seleccionados en la máquina.

Se agrega un peso de prueba conocido en uno de los planos de corrección y se mide nuevamente las vibraciones en cada cojinete. Se retira este peso de prueba y se agrega al otro plano de corrección, observando y registrando las vibraciones en ambos cojinetes.

Haciendo los cálculos respectivos y construyendo los diagramas vectoriales de acuerdo con las instrucciones detalladas que se darán a continuación, se puede determinar la cantidad necesaria y la posición correcta de los pesos de prueba. Los cálculos demandan aproximadamente de 30 a 45 minutos. Es necesario, en consecuencia, que los datos que servirán de base a los cálculos sean tan precisos como sea posible, sobre todo la fase de las vibraciones, la cual deberá obtenerse con la mayor precisión y cuidado.

Se recomienda usar el método mostrado en la Figura 48. La plantilla puede hacerse pegando una hoja de coordenadas polares a un cartón. Se corta un agujero central de dimensiones suficientes para que le permitan una holgura con el eje. Se monta la plantilla sobre el eje, fijándola a la caja de cojinetes. Los ángulos de fase podrán ser observados con la luz estroboscópica, con bastante aproximación.

En las siguientes instrucciones detalladas, los números romanos se refieren a las operaciones correspondientes sobre la hoja de cálculos de la Figura 49. Los diagramas vectoriales para el ejemplo aparecen en la Figura 50. El lado más cercano al punto donde está siendo medido el ángulo de fase se denominará "lado frontal" y "lado posterior" será el otro lado de la máquina, opuesto al punto de medición. Para ambos "lados" se medirá la fase en un mismo extremo de la máquina.

Los ángulos de fase se registrarán bajo las columnas de los items impares. El procedimiento es el siguiente:

I. Opere el rotor a la velocidad de balance. Observe y registre los items 1,2,3 y 4, amplitud y fase, en los lados frontal y posterior.

BALANCEO DOS PLANOS - CALCULOS VECTORIALES

EQUIPO: _____ VELOCIDAD: _____ N° CORRIDAS DE PRUEBA: _____
 FECHA: _____ CALCULADO POR: _____ REVISADO POR: _____

OPERACION	Condición del Rotor, número de Corrida y Proced. de cálculo	SIMB.	ITEM N°	ANGULO FASE	VIBRACION		
					ITEM N°	Lectura	Escala MILS.
I	ROTOR CERO - C.P. # 1	N	1	63°	2	8.6 x 1 = 8.6	
		F	3	206°	4	6.5 x 1 = 6.5	
II	Peso de prueba, Lado Frontal	W _{N1}	5*	270°	6*	10	(OZ)
III	CORREA DE PRUEBA LADO FRONTAL, C.P. # 2	N ₂	7	123°	8	5.9 x 1 = 5.9	
		F ₂	9	228°	10	4.5 x 1 = 4.5	
IV	Peso de prueba, Lado Posterior	W _{F1}	11*	180°	12*	12	(OZ)
V	CORREA DE PRUEBA LADO POSTERIOR, C.P. # 3	N ₃	13	36°	14	6.2 x 1 = 6.2	
		F ₃	15	162°	16	10.4 x 1 = 10.4	
VI	A = N ₂ - N (N → N ₂)	A	17*	201°	18*	7.6	
	B = F ₃ - F (F → F ₃)	B	19*	124°	20*	7.3	
VII	α A = F ₂ - F (F → F ₂)	α A	21	350°	22	2.9	
	β B = N ₃ - N (N → N ₃)	β B	23	286°	24	4.2	
VIII	25 = 2 - 17	26 = 22 ÷ 18	α	25*	149°	26*	.382
	27 = 23 - 19	28 = 24 ÷ 20	β	27*	162°	28*	.575
	29 = 25 + 1	30 = 26 x 2	α N	29	212°	30	3.28
	31 = 27 + 3	32 = 28 x 4	β F	31	8°	32	3.74
	C = β F - N (N → β F)		C	33	268°	34	7.15
	D = α N - F (F → α N)		D	35	20°	36	3.3
	37 = 25 + 27	38 = 25 x 28	α β	37	311°	38	.22 UNID.
IX	VECTOR UNITARIO	U	39	0°	40	1.0 UNID.	
	E = U - β (α β → U)	E	41*	11°	42*	.87 UNID.	
X	43 = 35 - 41	44 = 34 ÷ 42	φ A	43	257°	44	8.21
	45 = 35 - 41	46 = 36 ÷ 42	φ β	45	9°	46	3.8
	47 = 43 - 17	48 = 44 ÷ 18	φ	47	56°	48	1.08
	49 = 45 - 19	50 = 46 ÷ 20	φ	49	245°	50	.52
XI	51 = 5 - 47	52 = 6 x 48	W _{NB}	51	214° SH.	52	10.8 (OZ)
	53 = 11 - 49	54 = 12 x 50	W _{FB}	53	295° SH.	54	6.24 (OZ)
XII	CHEQUEO GRAFICO DE LOS RESULTADOS						
XIII	COLOCACION DE LOS PESOS DE CORRECCION						
XIV	CORRECCIONES ADICIONALES						

Figura 49

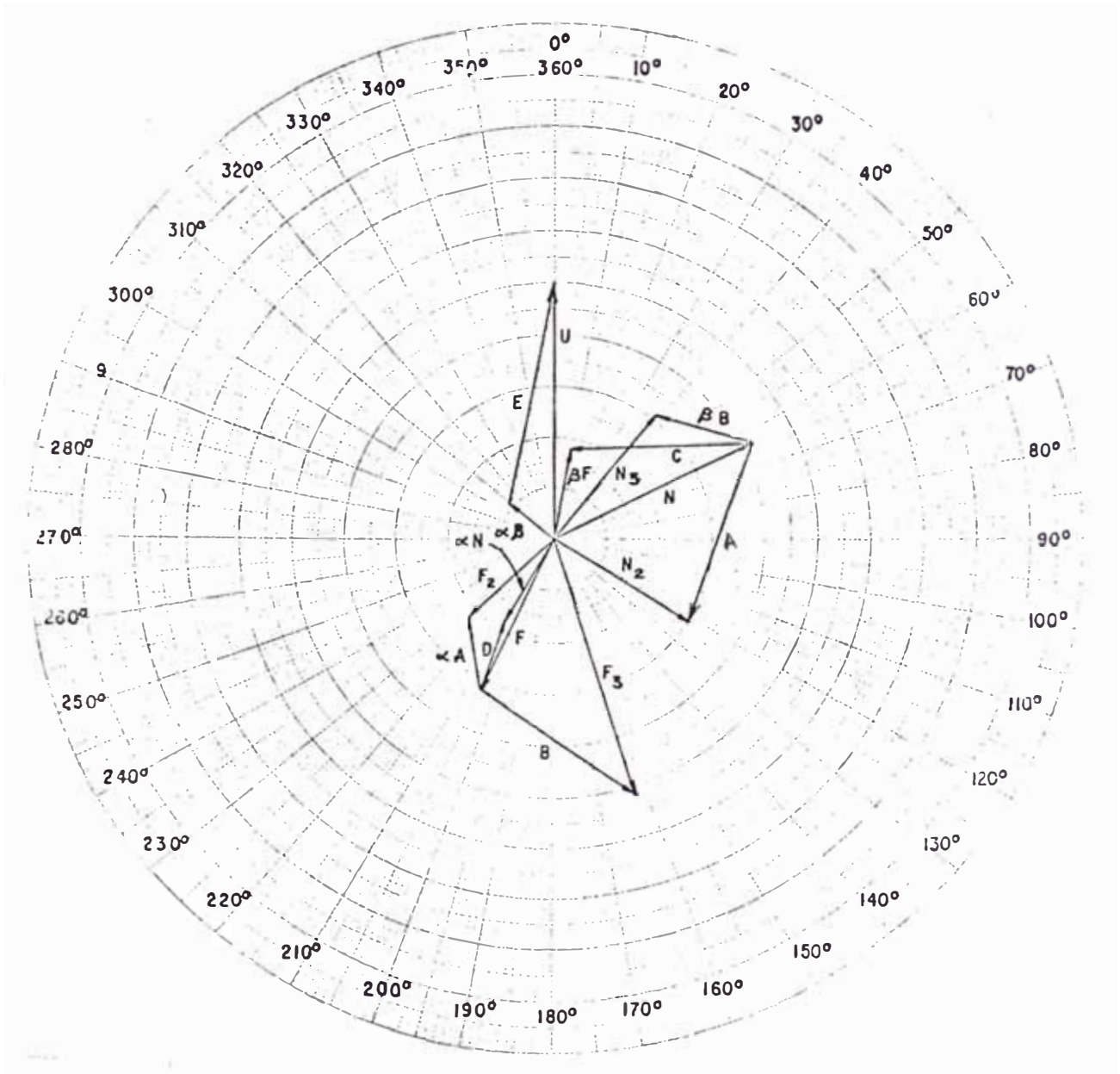


Figura 50. Ejemplo de construcción de vectores para el método de balanceo.

(Nota: los ángulos de fase se incrementan en sentido horario).

- II. Pare la máquina y agregue un peso de prueba en el plano de corrección del lado frontal. Registre el peso y su posición en grados (sentido horario) desde la marca de referencia. Items 5 y 6.
- III. Opere el rotor a la velocidad de balance y observe la amplitud y fase de la vibración. Registre esos datos en los items 7, 8, 9 y 10.
- IV. Pare la máquina y retire el peso de prueba del lado frontal. Agregue un peso de prueba en el plano de corrección del lado posterior. Registre el peso y la posición en grados (sentido horario) desde la marca de referencia. Items 11 y 12.
- V. Opere el rotor a la velocidad de balance y observe la amplitud y fase de la vibración. Registre esos datos en los items 13, 14, 15 y 16.
- VI. Construya los vectores N , F , N_2 , F_2 , N_3 y F_3 , a los ángulos de fase respectivos, a una escala apropiada. Se sugiere tomar como escala 1 mil.-1/2 pulgada.
- VII. Construya los vectores A , B , $\mathcal{L}A$, βB , -
Ejemplo: para construir el vector A , las -

instrucciones muestran ($N \longrightarrow N2$). Esto implica que se debe unir el extremo del vector N al extremo del vector $N2$. El ángulo del vector A se encuentra proyectando una regla paralela al vector A , que pase por el centro del diagrama polar, en la dirección de N a $N2$. Este es el ángulo de fase del vector A . Mida la longitud del vector A , empleando la misma escala pre-establecida.

Items 17 a 24.

VIII. Efectúe los cálculos indicados en los items 25 y 32. Construya los vectores $\angle N$ y βF , a continuación los vectores C y D . Items 33 a 36. Calcule los items 37 y 38, como se muestra.

IX. Construye el vector unitario, U de una unidad de longitud a cero grados (0°) items 39 y 40. La escala sugerida es 1 unidad - 2.5 pulgadas. Construya el vector $\angle \beta$ items 37 y 38. Construya el vector E . Items 41 y 42 (Nota: las escalas para los vectores U y E son las mismas que se emplean para el vector U).

X. Calcule los items 43 hasta 45.

XI. Los items 51 y 52 son la magnitud y posición para el peso de balance del plano de corrección del lado frontal, los items 53 y 54 pa-

ra el plano de corrección del lado posterior. Los ángulos de localización de los pesos de balance son tomados en sentido horario, a partir de la marca de referencia.

XII. Antes de efectuar las correcciones finales del balance, es recomendable hacer un chequeo gráfico de la solución. Este se efectúa de la siguiente manera:

- Construya los vectores θA , items 43 y 44 y $\emptyset B$, items 45 y 46.
- Calcule el vector $\emptyset\beta B$, magnitud = 50×24 , ángulo = $49 + 23$.
- Calcule el vector $\theta\mathcal{L} A$, magnitud = 48×22 , ángulo = $47 + 21$.
- Construya los vectores $\emptyset\beta B$ y $\theta\mathcal{L} A$.
- Construya el vector $X = \theta A + \emptyset\beta B$ el mismo que deberá ser igual y de sentido contrario al vector N.
- Construya el vector $r = \emptyset\beta B + \theta\mathcal{L} A$ que debe ser igual y de sentido contrario al vector F.

XIII. Haga las correcciones de balance indicadas en el paso XI. Asegúrese de que el peso de prueba colocado en el paso IV haya sido retirado. Los pesos de balance deben ser agregados a los mismos radios a los que se coloca

ron los pesos de prueba.

- XIV. Opere el rotor y observe si los pesos de balance han reducido las vibraciones a un nivel aceptable. Si se requiere de correcciones adicionales, use nuevos datos para los items 1 a 4. Los datos marcados con asteriscos pueden usarse nuevamente sin modificarlos y recalculé los items del 29 al 36 y 43 al 54. No modifique las correcciones previas.

Mientras mayor sea la precisión de medida de los ángulos de fase y los pesos sean colocados en el ángulo exacto, más satisfactorios serán los resultados.

Durante los cálculos, los resultados pueden incluir ángulos negativos o mayores de 360° . Un ángulo de -35° es convertido a un ángulo positivo restándolo de 360° : $360^\circ - 35^\circ = 325^\circ$. Un ángulo de 473° es convertido a uno menor restándole 360° : $473^\circ - 360^\circ = 113^\circ$.

3.5.4 Balanceo de Rotores en Voladizo

Un rotor en voladizo es aquel en el cual los planos de corrección para el balanceo se encuentran localizados fuera de los cojinetes de soporte, como se muestra en la Figura 51. Los rotores mon-

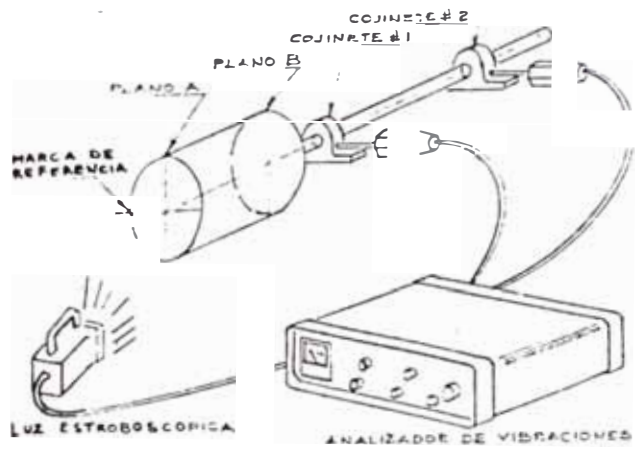


Figura 51. Disposición del Equipo para Balanceo.

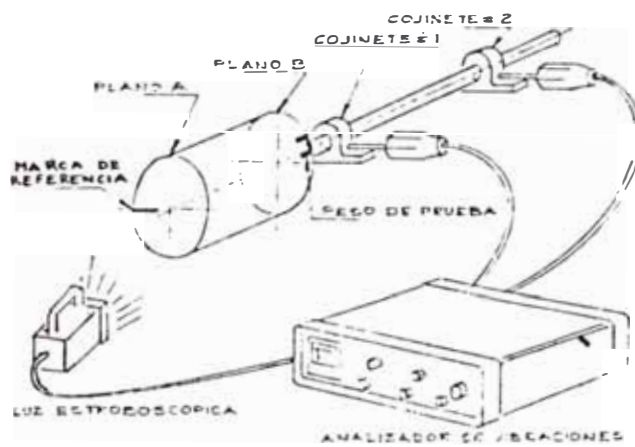


Figura 52. Peso de Prueba en Plano B

tados de esta forma se encuentran comúnmente en ventiladores y sopladores y requieren de un procedimiento especial para ser balanceados. El mejor procedimiento es usando los registros de vibración del cojinete interior, cojinete # 1 en la Figura 51, colocando los pesos de corrección en el plano B. Luego, si la vibración en el cojinete exterior, cojinete # 2, no se encuentra dentro de tolerancia, se agregarán iguales pesos en ambos planos A y B, al mismo tiempo.

Esos pesos se colocarán separados en 180° en sus respectivos planos y se moverán como un par, en base a los registros tomados en el cojinete # 2.

Este procedimiento debe ser usado cuando la vibración en el cojinete interior es igual o mayor que la vibración en el cojinete exterior. Si la vibración en el cojinete exterior es la mayor, se balanceará usando el plano de corrección exterior, plano A en la Figura 51, luego, si es necesario balanceo el plano interior usando el cojinete interior. Si al usar esta técnica resultara un incremento de las vibraciones en el cojinete exterior, de magnitud mayor que la original, pare la máquina y retire todos los pesos. Empiece a balancear nuevamente usando el procedi-

miento explicado al principio.

A continuación se dá paso a paso el procedimiento de balance para rotores en voladizo.

1. Haga una marca de referencia en el rotor y disponga el equipo de balance como se muestra en la Figura 51. Si no se dispone de dos sensores, se podrá usar uno sólo alternándolo en cada uno de los cojinetes según se efectúen las mediciones.
2. Agregue un peso de prueba al rotor en el plano B, tal como se muestra en la Figura 52. Opere el rotor y observe la nueva amplitud de vibración y posición de la marca de referencia con el sensor en el cojinete # 1.
3. Usando el sensor # 1, observe la amplitud de la vibración y la posición de la marca de referencia.
4. Construya un diagrama vectorial para determinar el peso requerido para el balance y su posición. Continúe hasta lograr un nivel de vibraciones aceptable.
5. Con el sensor en el cojinete # 2, observe la amplitud de la vibración y la posición de la marca de referencia. Si la vibración excede al valor deseado, proceda según se indica el siguiente paso.
6. Seleccione dos pesos de prueba iguales y co

loque uno en cada plano A y B. La posición angular debe ser de 180° uno de otro, como se muestra en la Figura 53. Opere el rotor y observe la nueva amplitud de vibración y la posición de la marca de referencia, con el sensor en el cojinete # 2.

7. Usando las observaciones de los pasos 5 y 6, construya un diagrama vectorial para determinar la cantidad requerida de peso y su posición en el plano A para balancear la parte. El peso para el Plano B debe ser de igual magnitud y colocado a 180° desde la posición del peso del plano A. Se podrá a continuación, aumentar o reducir ambos pesos en la misma cantidad o cambiar su posición angular en el mismo ángulo, o ambas cosas, hasta lograr un nivel aceptable de vibraciones.
8. Observe la amplitud de vibración en el cojinete # 1. Si se ha incrementado a un nivel inaceptable, balancee nuevamente el plano B como se ha explicado en los pasos 1 a 4, usando las nuevas lecturas observadas como nuevas lecturas originales (la primera corrección hecha en el plano B puede requerir solo de un ligero cambio en cantidad de peso o en localización). Luego, chequee el cojinete # 2 y de ser necesario, balancee nuevamente

te según se indica en los pasos 6 y sucesivos.

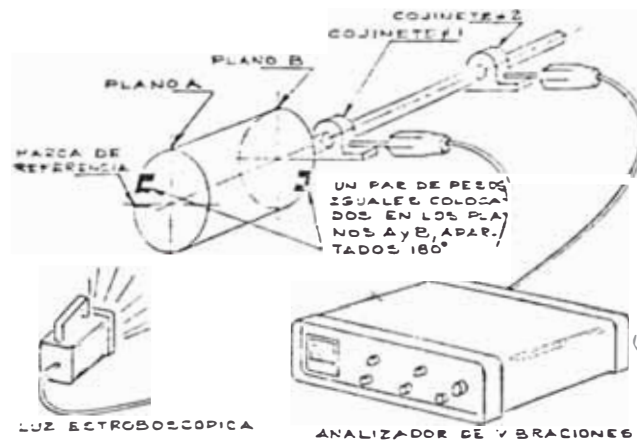


Figura 53. Pesos de Prueba en Planos A y B.

3.5 CALIDAD DE BALANCE DE ROTORES RIGIDOS

Un criterio aceptable de la calidad de balanceo requerida será el funcionamiento suave del equipo en el montaje. Sin embargo, hay muchos otros factores que contribuyen a que eso no se logre (por ejemplo, asimetría de los cojinetes, desalineamientos, efectos aerodinámicos e hidrodinámicos, etc). En resumen, no hay una relación simple entre el desbalance del rotor y la amplitud de vibración medida sobre las cajas de los cojinetes. Muchos factores, tales como proximidad a frecuencias resonantes, errores de ajuste en los equipos, etc., pueden influenciar los niveles totales de vibración en forma considerable. En consecuencia, la medida de las amplitudes de vibración no indicará directamente la magnitud del desbalance o si un estado de mejoramiento del desbalance causará que la máquina trabaje en forma suave. Para ciertas clases de máquinas particularmente motores eléctricos y turbinas o generadores de gran tamaño, se han reunido voluminosos datos que pueden ser usados como una guía para establecer criterios adecuados para tales equipos.

La Tabla 2 y la Figura 54 muestran un sistema de

clasificación de varios tipos de rotores representativos, basados en el documento del Estándar ISO-1973- "Calidad de Balance de Rotores Rígidos", de la Organización Internacional de Normas. Los grados de calidad de balance están agrupados de acuerdo a una numeración con un prefijo G, los números asociados con cada grupo indican el desbalance residual aceptable admisible por unidad de peso del rotor, expresado en Unidades Inglesas y en Unidades del Sistema Internacional. El desbalance residual es equivalente a un desplazamiento del centro de gravedad.

Los grados de calidad de balance recomendados están basados en la experiencia de varios tipos y tamaños de rotores, estos son aplicables únicamente a rotores que se comportan como cuerpos rígidos a través de todo su rango de velocidades de servicio.

TABLA N° 2

GRADOS DE CALIDAD DE BALANCE PARA VARIOS GRUPOS DE ROTORES RIGIDOS

G R A D O	TIPO DE MOTOR
G-4000	Cigüeñales de montaje rígido para motores Diesel marinos con número impar de cilindros.
G-1600	Cigüeñales de montaje rígido para motores de dos tiempos y tamaños grandes.
G-630	Cigüeñales de montaje rígido para motores de cuatro tiempos. Cigüeñales de montaje elástico para motores Diesel marinos.
G-250	Cigüeñales de montaje rígido para motores Diesel de cuatro cilindros y alta velocidad.
G-100	Cigüeñales para motores Diesel con seis o más cilindros, motores para autos y camiones (Diesel o gasolina).
G-40	Ruedas de autos, ejes, cigüeñales de montaje elástico para motores de 4 tiempos y alta velocidad (Diesel o gasolina) con 6 ó más cilindros cigüeñales para motores de autos y camiones.
G-16	Partes para maquinaria agrícola, componentes individuales de motores para autos y camiones (Diesel o gasolina).
G-6.3	Partes para máquinas de Plantas de Procesos, engranajes de turbinas principales de uso marino, centrífugas, ventiladores, rotores de turbinas, impulsores de bombas, máquinas herramientas, etc.
G-2.5	Turbinas a gas y vapor, rotores, turbo-compresores, etc
G-1	Fonógrafos y Grabadoras.
G-0.4	Giroscopios, discos y husos.

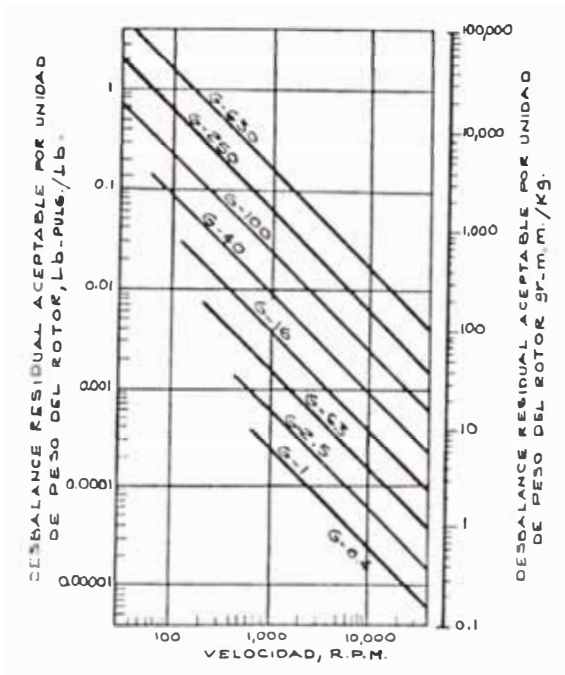


Figura 54. Desbalance residual correspondiente a varios grados de calidad de Desbalance, G.

3.6 CORRECCION DE DESALINEAMIENTO

3.6.1 Generalidades

La alineación entre una máquina operadora (bomba, compresor, ventilador, etc.) y su impulsor (motor, turbina, etc.), demanda un gran nivel de precisión. Si la alineación no es correcta se pueden producir los siguientes desperfectos:

- a) Rotura o desgaste prematuro de acoplamiento, eje y cojinetes o bujes.
- b) Fallas en el sistema de empaquetadura, sellos mecánicos, hidráulicos, etc.
- c) Desgaste prematuro de elementos que requieren huelgos muy estrictos.

En bombas y su impulsor (motor), la alineación se efectúa con la ayuda de comparadores micrométricos de dial indicador. Hay dos métodos divulgados ampliamente; radial-axial y medición inversa.

El trabajo de alineación recurriendo a metodologías empíricas, de error y prueba y en base a los datos obtenidos en la medición inicial no es el más recomendado. Mediante la preparación de gráficos puede mejorarse la tarea. Pero el recurso más efectivo consiste en valerse de micro-

computadoras pre-programadas.

La microcomputadora compara los datos iniciales axial y radial con los deseados y calcula después la corrección requerida para lograr la precisión establecida. Como alternativa o ayuda visual también resultará útil valerse de los gráficos correspondientes.

Como a veces no es posible alinear los equipos - en caliente (lo que exige otra problemática y soluciones), bajo condiciones de marcha normal, - es necesario estimar los esfuerzos originados - por la temperatura y cañerías. Cuando la alineación se realiza en frío los ejes pueden necesitar una "desalineación", a la que se denomina alineación deseada en frío.

De todas maneras hay instrumentos para alinear en caliente, cuando las máquinas están acopladas. Aquí se intenta cubrir el caso más práctico, cuando el movimiento de frío a caliente - de las máquinas se puede predecir y por eso **te** nerse en cuenta.

Se supone que la alineación en frío requiere el paralelismo de los ejes; esto es real en la mayoría de los casos pero con una desalineación angular en frío "deseada" será más fácil trabajar en soluciones gráficas.

3.6.2 Dos Métodos de Alineación.

El método radial axial (anillo-cara, rim-face), es practicable cuando por lo menos una de las dos máquinas puede ser girada con la mano. Es más preciso cuando el diámetro palpado por el comparador excede la distancia que separa las caras del acoplamiento a medir.

Palpando el anillo o diámetro (rim), del acoplamiento, se manifiesta la corrección de paralelismo entre los ejes a realizarse en esa posición solamente. Las diferencias axiales, al medir las caras, proporcionan los valores para determinar las correcciones angulares a realizar.

Obviamente, el operador tendrá cuidado de no producir movimientos que alteren las mediciones. El juego axial debe ser mantenido siempre en el mismo sentido, en todas las mediciones, independientemente de su valor en funcionamiento.

El método de medición inversa es más preciso - cuando hay separación de los planos intervinientes. Este método requiere medir con el comparador en un acoplamiento y luego en el otro. Ambos ejes deben permitir su rotación con la mano. Las lecturas axiales son innecesarias ya que - las correcciones a realizar marcarán diferencias, circunstancia que indica la desalineación angular.

Este método tiene la ventaja de no requerir cuidados con la separación axial de los ejes y su juego, ya que no se realizan medidas en las caras. Además del montaje del comparador (Método 1), la distancia entre las caras dará información para la corrección angular. Lo mismo haría el método de comparación inversa (Método 2), donde la diferencia de las correcciones es la medida de corrección angular.

3.6.3 Elección de los Programas

El listado de los programas permite apreciar las rutinas. El N°1 se usa para el método radial-axial. El N°2 para el inverso. En todos los casos se debe visualizar la máquina movable -- cuando se está tomando datos también se indica

la forma general de aplicación de ambos programas, ingreso de datos y salida de resultados - del calculador, con la solución gráfica.

Se debe seleccionar la máquina fija y la móvil, determinar si la alineación en frío requiere correcciones verticales (V_o) y/o horizontales (H_o) relativas a la máquina fija. Completar la planilla preparada con su signo correspondiente. - Luego, medir las distancias al apoyo próximo (L_2) y al lejano (L_3) donde se colocarán láminas correctivas. Medir el diámetro del acoplamiento - fijo palpado (L) o la distancia entre los planos según los requerimientos. Convertir la corrección paralela de los ejes a las lecturas deseadas en frío, tal como se instruye en el formulario.

Una lectura positiva indica que el palpador se desplaza introduciéndose en la caja, siendo negativo en el caso contrario (+ giro a la derecha de la aguja).

Debido a la cantidad de adiciones y sustracciones a realizar, se tiene que adoptar una regla de signos algebraicos y no seguir la mera intuición sobre los resultados.

Respetando las reglas algebraicas aplicadas, los resultados nos indicarán el sentido de las correcciones en virtud del signo. Así, en el plano vertical el signo positivo indicará que se debe subir el valor obtenido y en el plano horizontal igual signo obliga a corregir hacia la izquierda la parte móvil.

Al medir el radio (anillo), la diferencial de lectura en los cuatro puntos (superior, inferior, derecha e izquierda) debe ser tal que en realidad se esté palpando en un círculo, para lo cual se cumplirá la siguiente condición:

$$\text{Sup. } 2 + \text{Inf. } 2 = \text{Izq. } 2 + \text{Der. } 2$$

En el programa se chequea esta condición, y de no cumplirse, la rutina principal hace una transferencia condicional parando la ejecución con una señal de over-flow.

Al medir las caras, obviamente, se trata de un plano; por lo tanto, se debe cumplir la misma condición, pero referida a esa medición. Nuevamente, de no ser cumplido, se transferirá la rutina principal y parará su ejecución con señal de over flow. Este recurso advertirá al operador a verificar las medidas obtenidas en el comparador.

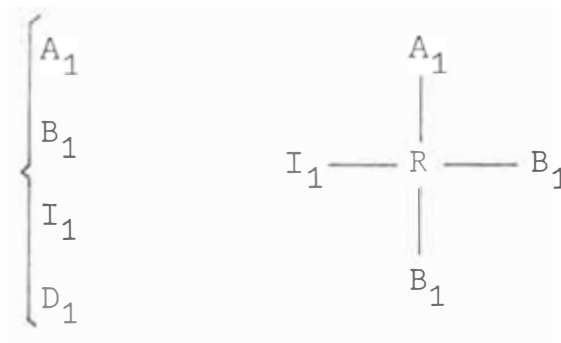
Con respecto a las unidades utilizadas se debe aclarar que tanto L, L2, L3 serán tomadas en mm mientras que el resto en centésimos de mm. (por ejemplo: I = 4 significa 0,04 mm), es decir el valor dado por el comparador; a continuación se presenta la descripción de los programas y en el Anexo B las planillas de operación.

Descripción del Programa 1

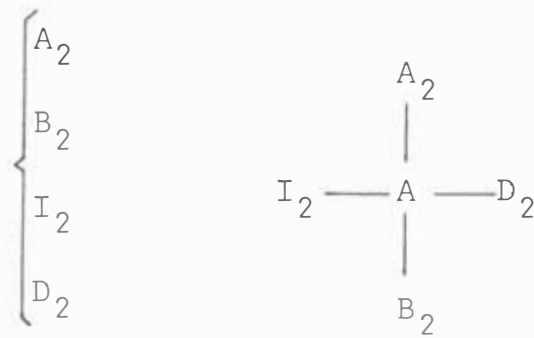
Alineación entre ejes por el método radial-axial

a) Ingreso de datos

1. Valor vertical deseado V_0
2. Valor horizontal deseado H_0
3. Diámetro donde se colocan los Comparadores L.
4. Distancia al apoyo más próximo L2
5. Distancia al apoyo lejano L3
6. Lecturas del reloj radial



7. Lectura del reloj axial



b) Resultados obtenidos

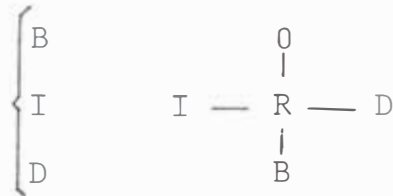
1. Correcciones Verticales: Apoyo próximo V_1

Apoyo lejano V_2

2. Correcciones horizontales: Apoyo próximo H_1

Apoyo lejano H_2

3. Lecturas del reloj radial deseadas



c) Fórmulas

$$V_1 = \frac{B_2}{L_1} \times L_2 + \frac{B_2}{2} + V_0$$

$$V_2 = \frac{B_2}{L_1} \times L_3 + \frac{B_2}{2} + V_0$$

$$H_1 = \frac{D_2 - I_2}{L_1} L_2 + \frac{D_1 - I_1}{2} + H_0$$

$$H_2 = \frac{D_2 - I_2}{L_1} L_3 + \frac{D_1 - I_1}{2} + H_0$$

$$I = V_0 - H_0$$

$$D = V_0 + H_0$$

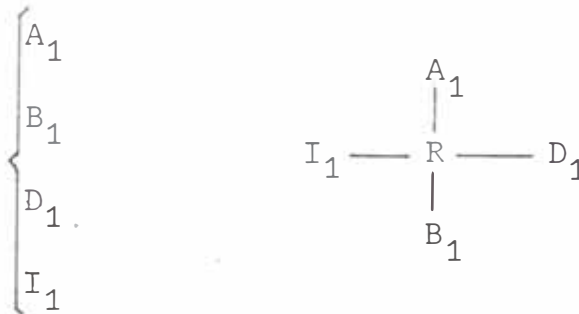
$$B = 2 V_0$$

Descripción del Programa 2

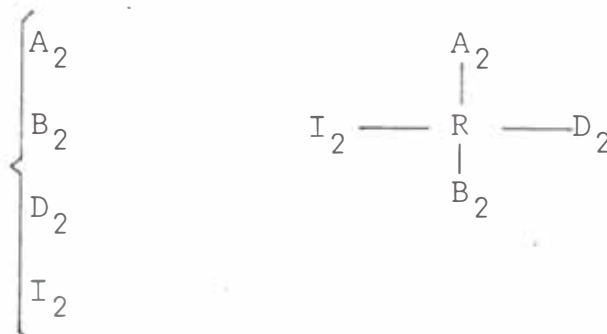
Alineación entre ejes por el método de medición inversa.

a) Ingreso de datos.

1. Valor vertical deseado V_0
2. Valor horizontal deseado H_0
3. Distancia entre acoplamientos L_1
4. Distancia al apoyo próximo L_2
5. Distancia al apoyo lejano L_3
6. Lecturas en reloj I



7. Lecturas en reloj II



b) Resultados obtenidos

1. Correcciones verticales

Apoyo Próximo	V_1
Apoyo Lejano	V_2
2. Correcciones horizontales

Apoyo Próx.	H_1
Apoyo lejano	H_2
3. Lecturas del reloj radial I deseadas.



c) Fórmulas

$$A_4 = -A_3$$

$$B_4 = -B_3 \quad \text{Cuando solo se quiere una desa-}$$

$$D_4 = -D_3 \quad \text{lineación paralela.}$$

$$I_4 = -I_3$$

$$V_F = \frac{B_1 - B_3}{2}$$

$$V_M = \frac{B_2 - B_4}{2} + V_F$$

$$V_1 = \frac{V_M \times L_2}{L_1} - V_F$$

$$V_2 = \frac{V_M \times L_3}{L_1} - V_F$$

$$H_F = \frac{(D_1 - I_1) - (D_3 - I_3)}{2}$$

$$H_M = \frac{(D_2 - I_2) - (D_4 - I_4)}{2} + H_F$$

$$H_1 = \frac{H_M \times L_2}{L_1} - H_F$$

$$H_2 = \frac{H_M \times L_3}{L_1} - H_F$$

$$B = 2 V_o$$

$$I = V_o - H_o$$

$$D = V_o + H_o$$

3.6.4 Verificaciones Previas

Para un buen alineamiento de máquinas accionadas y accionadora son necesarios ciertos requisitos tales como:

1. La base debe estar correctamente instalada y paralela respecto a los ejes de las máquinas.
2. Las máquinas deben estar libres de las tensiones en las líneas, esto va relacionado con el uso apropiado de los soportes, resortes, juntas de expansión, etc.
3. Las máquinas deben reposar firmemente en la base con igual carga en cada soporte. En los orificios de los pernos deben tener la luz suficiente para permitir adecuados ajustes -

en el futuro.

4. Los soportes de las máquinas y la base deben tener un contacto liso, no deben existir rebabas u obstrucciones.
5. Las laínas deben proveer firmeza y solidez - entre las máquinas y la base. Es preferible usar pocas laínas, comenzando con una laína de un espesor mínimo de 1/8".
6. Las máquinas deben ser inspeccionadas, visualmente y probadas por:
 - a) ajustes flojos; b) tensiones de las líneas.
 - a. Para verificar la existencia de ajustes - flojos, las máquinas deben estar firmemente empernadas a su base. Cada soporte deberá ser revisado con un indicador de dial, para esto será necesario comprobar el ajuste de cada uno de los pernos; si el movimiento de la base excede 0.002" esto indicará que el perno está flojo por lo que será necesario realizar un ajuste.
 - b. Para verificar las tensiones de las líneas se colocarán indicadores de dial en la posición vertical y horizontal del eje. Las bridas de las líneas deben ser ajustadas separadamente observándose continuamente las lecturas de los diales. Si el movimiento excede 0.002" las tensiones en las

líneas se consideran excesivas y deben ser corregidas.

7. El indicador montado en el soporte deberá ser asegurado en los cubos del cople de tal forma que la deflexión del indicador sea minimizada.

NOTA: Si la deflexión del indicador no es eliminada deberá ser considerada en todas las lecturas del indicador.

3.6.5 Tolerancia de Alineación.

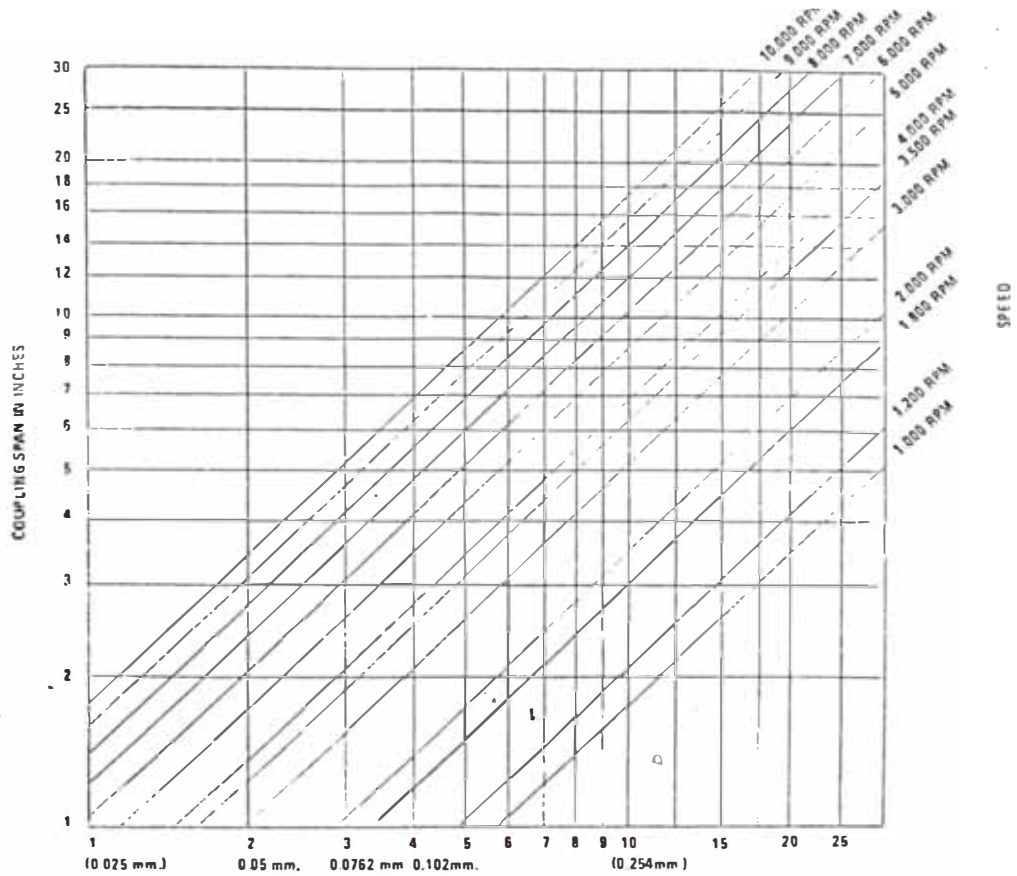
El conseguir una colinealidad perfecta, es difícil y al igual que para cualquier operación mecánica, existen unas tolerancias que delimitan la corrección del trabajo efectuado.

En cada caso el fabricante de la máquina, da normas de la precisión con la que se debe efectuar el alineamiento en caso de carecer de esta norma es práctica usual una tolerancia de 0.03 mm en sentido radial y 0.015 en axial.

Si bien depende del tipo de máquina de velocidad de giro, del tipo de acoplamiento y de la longitud de este.

A continuación se presenta un gráfico N°55 de tolerancia de alineamiento para el método a la inversa; y la tabla 3 de tolerancia para alineamiento radial-axial y la Tabla 4. de Tolerancia General.

ALIGNMENT TOLERANCE CHART



TOLERANCE (OFFSET IN MILS)
FOR REVERSE READINGS ONLY

FOR SERVICE CONDITION ONLY

THIS GUIDELINE IS ONLY RECOMMENDED WHEN
THE SERVICE CONDITION ALIGNMENT IS KNOWN.

TABLA N° 4

		EXCELENTE		ACEPTABLE	
		Mils	um	Mils	um
Pie cojo		2	50	3	75
<u>Acoplamiento Corto</u>					
Radial	1200 RPM	3	75	4	100
	1800 RPM	2	50	3	75
	3600 RPM	1	25	2	50
Axial (por pul/ cm.diámetro)	1200 RPM	0.5	0.5	1	1
	1800	0.3	0.3	0.5	0.5
	3600	0.25	0.25	0.3	0.3
<u>Acoplamiento con Espaciador</u>					
Radial (por pul/cm longitud de espaciador)	1200 RPM	1	1	1.5	1.5
	1800 RPM	0.3	0.5	1.0	1
	3600 RPM	0.25	0.25	0.5	0.5

TABLA N°3

VALORES DE ORIENTACION DE LAS TOLERANCIAS DE ALINEAMIENTO

TIPO DE ACOPLAMIENTO	RADIAL	AXIAL*
Acopl. Rígido	0.02	0.01
Acopl. dentado	0.02	0.01
Acopl. Elástico	0.04	0.03

* Para una distancia $R = 200$ mm, para otro radio varía proporcionalmente.

CAPITULO IV

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

4.1 SISTEMA DE INFORMACION PARA MAQUINARIA ROTATIVA

Es importante entender los objetivos y responsabilidades de cada uno de los departamentos en las diferentes empresas, por esta razón se debe hacer hincapie en el concepto denominado Sistema de Información para Maquinaria Rotativa.

1. Quienes necesitan información del programa de Mantenimiento Predictivo en su organización : Personal de operación, Ingenieros de mantenimiento o Especialistas en maquinaria rotativa.
2. Qué tipo de información es necesaria: Varia - bles de proceso, temperatura en cojinetes, nálisis de lubricantes, valores promedio de vibración y tendencias, información dinámica de vibración en estado y/o información diná-

mica en estado transciente.

3. En qué tipo de maquinaria la información es necesaria: Crítica, esencial o de propósito general.
4. En qué modo de operación de la máquina, la información debe ser adquirida: en línea continuamente monitoreada, en líneas periódicamente monitoreada, durante un arranque o durante una parada.

Las primeras ventajas, cuando consideramos estos cuatro factores durante la planeación y diseño del programa de mantenimiento predictivo.

1. Se puede asegurar el más apropiado sistema de información para su maquinaria rotativa al más bajo costo.
2. Se puede asegurar que la correcta información puede ser obtenida por el personal adecuado, en el menor tiempo y en los formatos apropiados, así que las decisiones serán tomadas en forma correcta.

4.1.1 Niveles de Información Requerida

Existen tres niveles bien diferenciados, estos son:

4.1.1.1 Departamento de Operación

Los operadores son responsables en primer término por la seguridad y eficiencia en la operación de la planta, así que ellos requieren cierta información, incluidos valores promedios de vibración, niveles de alarma, tendencia de la vibración y variables de proceso entre otros.

Si un problema está desarrollándose en una máquina, no será responsabilidad del operador diagnosticar el problema específico, esta será una labor del departamento predictivo.

4.1.1.2 Departamento de Mantenimiento Mecánico

Los ingenieros de mantenimiento son típicamente responsables por el mantenimiento, paradas programadas y labores de reparación.

El objetivo fundamental será reducir el número de paradas extendiendo el tiempo de operación de la máquina y por lo tanto, reduciendo costos de mantenimiento. Ingenieros de mantenimiento requieren información para determinar hasta cuándo una máquina puede operar, cuál es el tipo de falla y -- cuándo será programado el mantenimiento.

Esta información incluye la misma información requerida por los operadores más la información dinámica de vibración en estado estable, que deberá ser correlacionada con variables de proceso.

4.1.1.3 Departamento de Mantenimiento Predictivo

Los objetivos de los especialistas en maquinaria rotativa son los de prevenir serios problemas en maquinaria antes que ellos ocurran y solucionar - los cuando estén presentes. Un especialista en maquinaria es responsable por el establecimiento de especificaciones de compra, certificación de pruebas de aceptación desarrolladas por el fabricante, comisión de máquinas en el sitio de trabajo y por un seguimiento para determinar problemas.

En general, el especialista en maquinaria rotativa diagnosticará y eliminará problemas de maquinaria. Un especialista en maquinaria rotativa usualmente requiere una historia completa de la máquina, pruebas de aceptación en sitio e información dinámica en estado transiente tomada durante arranques y paradas de la máquina. Esta información es adicionada a la ya existente para el personal de operación y el departamento de mantenimiento.

4.1.2 Tipos de Máquinas

La maquinaria rotativa generalmente puede ser dividida en tres clasificaciones:

4.1.2.1 Equipos críticos

Absolutamente necesarios para garantizar la continuidad de operación en la Planta.

4.1.2.2 Equipos esenciales

Necesarios para una operación parcial de la Planta, pero pueden ser parcial o totalmente reemplazados.

4.1.2.3 Equipos de Propósito General

No esenciales para los procesos de Planta fácil -reemplazables.

Diferentes tipos de información en maquinaria rotativa pueden ser obtenidos a diferentes estructuras de costos. Una compañía puede instalar la más completa instrumentación para sus máquinas -críticas e instalar sistemas menos costosos en equipos esenciales de propósito general.

4.2 PROCESO PARA LLEGAR A UN SISTEMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Hay que considerar los siguientes pasos para llegar a estructurar el mantenimiento predictivo.

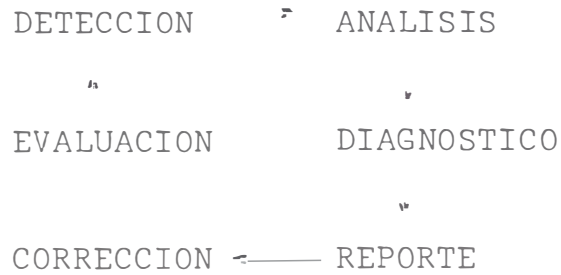
4.2.1 Objetivos

Los objetivos del mantenimiento predictivo deben fijarse con claridad. Entre otros los más importantes deben ser:

1. Disminuir los paros imprevistos de la maquinaria.
2. Aumentar la vida útil de todas las maquinarias.
3. Incrementar la productividad de la Empresa.
4. Racionalizar el consumo de repuestos.
5. Humanizar el mantenimiento.

4.2.2 Etapas

Hay que usar el conocimiento para desarrollar todo el proceso, hasta obtener la solución completa de los problemas.



4.2.3 Proceso de Solución de los problemas

Las máquinas
 Los problemas
 Las herramientas
 Conocimiento de Los métodos = experiencia
 Las soluciones
 Las correcciones
 Las evaluaciones

Si la acumulación de la experiencia significa el conocimiento de todos los pasos del proceso de solución de los problemas, requerimos el historial de la evaluación de los mismos.

En otras palabras se necesitaría un historial exacto del comportamiento de las máquinas, que es precisamente lo que se denomina la base de conocimiento.

4.3 HISTORIAL DE COMPORTAMIENTO COMO BASE DE CONOCIMIENTOS

Para obtener el historial del comportamiento de las máquinas objeto del mantenimiento predictivo se requiere básicamente de los siguientes elementos:

- a. Panorama completo de la maquinaria que incluye:
 - Listado de características
 - Estadísticas
 - Potencia instalada
 - Producción generada

- b. Detección de los problemas de funcionamiento:
 - Sistema de On-Line
 - a) Monitores
 - b) Control automático
 - Sistema Off-Line
 - a) Mediciones periódicas
 - b) Pruebas dinámicas
 - c) Control de comportamiento

- c. Análisis y determinación de los defectos de funcionamiento.

Saber cómo se manifiesta:

 - El desalineamiento
 - El desbalanceo
 - Problemas de soporte y montaje
 - Fallas de rodamiento
 - Etc.

- d. Diagnóstico del comportamiento de la maquinaria para verificar la aparición de problemas especiales o comunes.
- e. Corrección, tener la instrumentación para lograr la corrección rápida y precisa de todos los problemas de funcionamiento.
- f. Seguimiento de las correcciones de los defectos encontrados y diagnosticados del comportamiento de la maquinaria.
- g. Evaluación para determinar otras correcciones más técnicas y especiales para disminuir el potencial de los problemas presentados.

4.4 ESTRUCTURAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

En el mantenimiento predictivo debe efectuarse una participación completa de todos los componentes del grupo para llegar a los objetivos propuestos. La estructura que se presenta en la Figura 56, permite la participación conjunta en el proceso de mantenimiento predictivo, con retroalimentación de la experiencia.

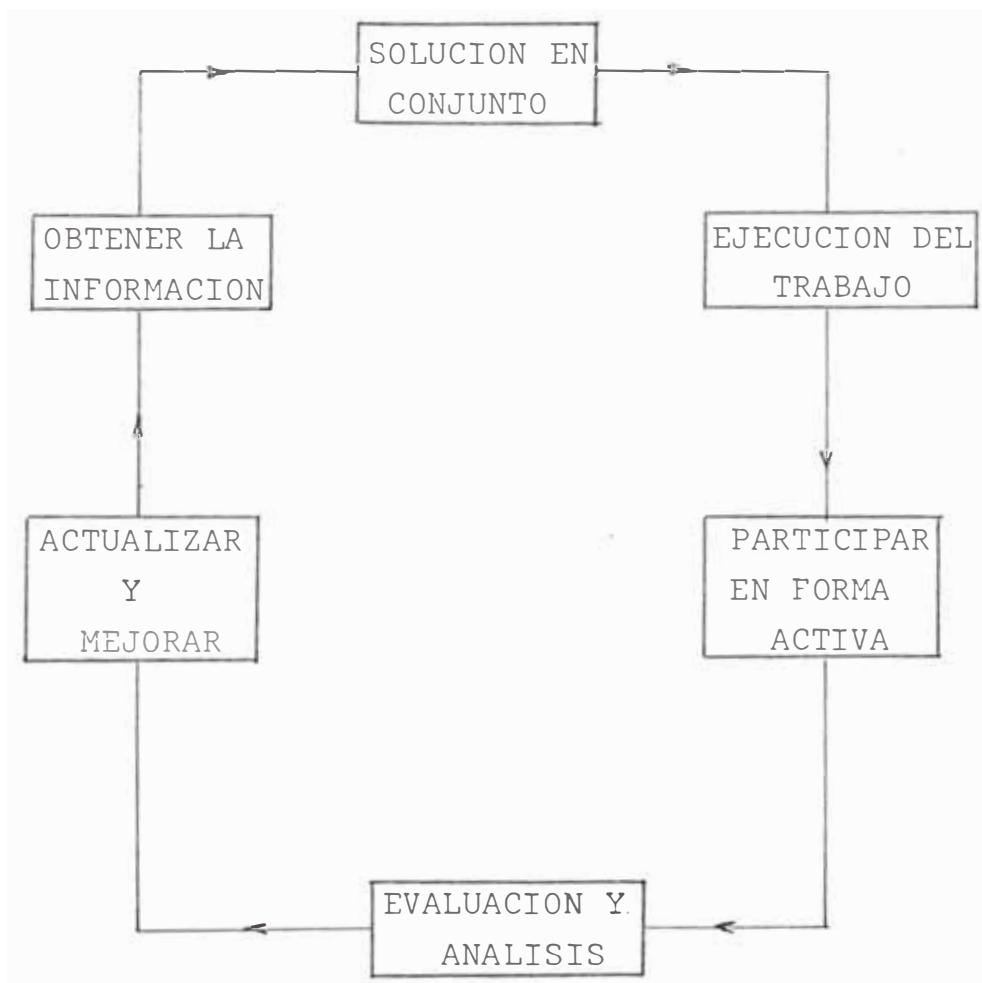


Figura 56

Además, presentamos la ubicación del Departamento de Mantenimiento Predictivo dentro de la Organización del Mantenimiento de una típica Planta Petroquímica. Figura 57.

4.5 HERRAMIENTAS DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Aspecto importante para los resultados eficientes del mantenimiento predictivo es la adecuada selección de las herramientas.

Es necesario en primera instancia conocer el alcance que debe tener la implementación del mantenimiento predictivo. Para seleccionar las herramientas se deben considerar las dos áreas importantes a) el personal, b) los equipos.

4.5.1 El Personal

Evidentemente, se requiere del apoyo de por lo menos un especialista en cada centro principal de trabajo bien sea por Planta o sección de la empresa.

Estos deben ser los motores del mantenimiento predictivo y por supuesto deben mantenerse actualizados a fin de ajustar las expectativas al vertiginoso cambio de la tecnología moderna.

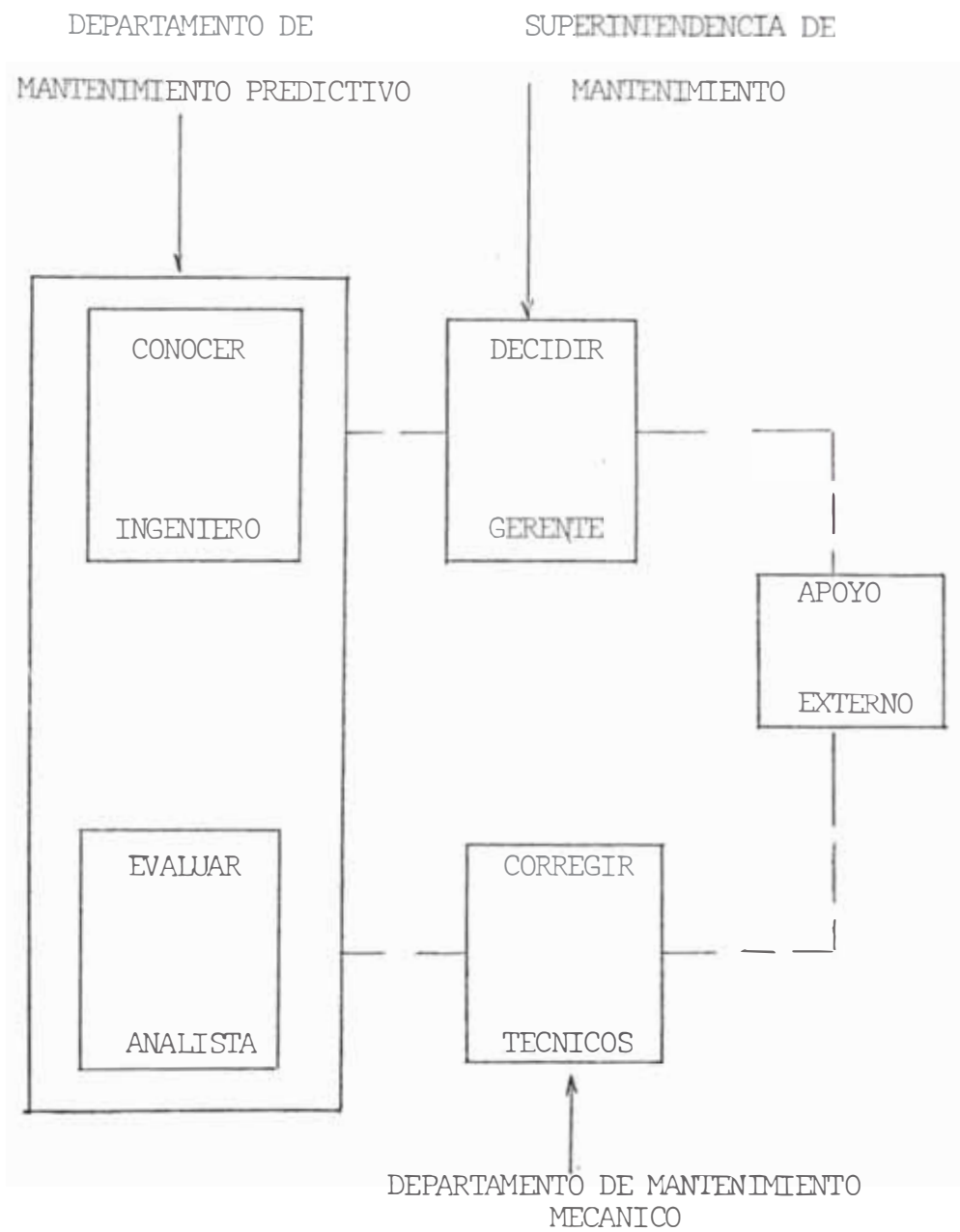


Figura 57

Se presenta una alternativa de requerimientos de personal en la Organización del Departamento de Mantenimiento Predictivo. Figura 58.

4.5.2 Equipos y/o Instrumentos

Debe considerarse el tamaño exacto y las necesidades de la maquinaria para seleccionar adecuadamente los equipos de apoyo. El parámetro más importante es el de obtener la información proveniente de la maquinaria lo más completa posible y en el menor tiempo posible.

Esto implica que el tiempo que transcurre desde el realizar mediciones, analizar y determinar problemas, diagnosticar y generar el reporte de los resultados debe ser tan rápido y preciso como sea posible, preferiblemente no medido en horas sino en minutos.

A continuación, mencionaremos algunos instrumentos y equipos que se utilizarán en el mantenimiento predictivo.

- VIBROMETRO 308

Principales funciones:

- . Severidad vibracional (RMS) en mm/s ó in/s.
- . Desplazamiento vibracional en um y mils.

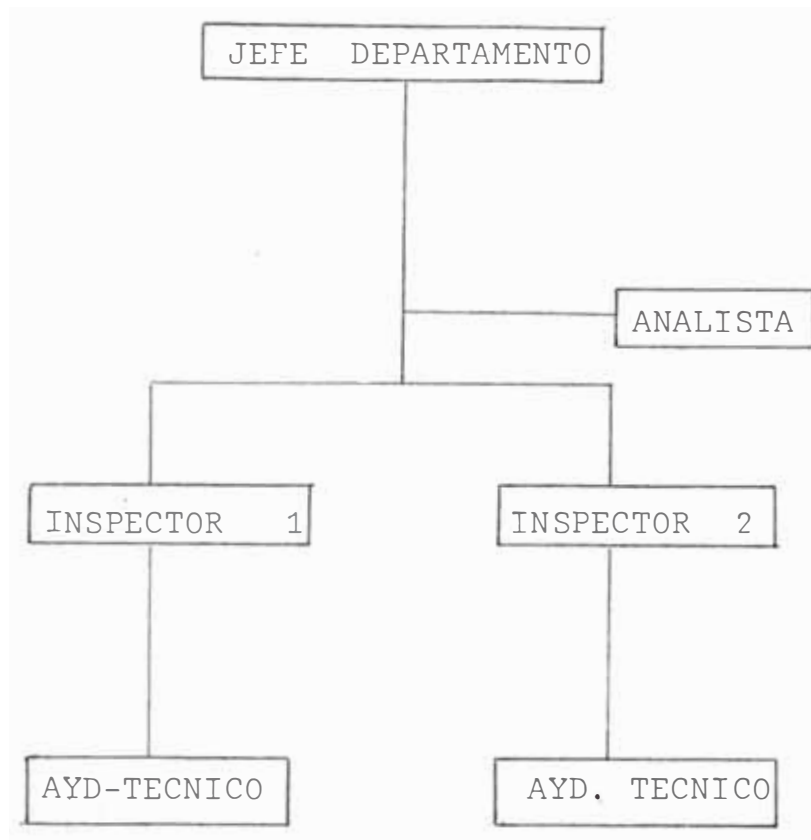


Figura 58

- . Para proporcionar una indicación del estado general de la maquinaria.

- VIBROANALIZADOR BALANCEADOR DIGITAL 350

Principales funciones:

- . Balanceo dinámico
- . Análisis de frecuencia
- . Análisis de múltiplos y sub-múltiplos
- . Severidad vibracional
- . Tacómetro de seguimiento
- . Para poder identificar problemas, comparando todas las características de vibración.

- MEDIDOR DE IMPULSO DE CHOQUE SPM-MODELO 43 A

Principales funciones:

- . Inspección de rodaje

- TERMOMETRO DIGITAL SKF TMDT1

Principales funciones:

- . Registro de temperaturas en superficies duras tales como:
 - . Rodamientos, soportes, bloque de motores, etc.
 - . Temperatura máxima = 960°C.

- ANALIZADOR DE ACEITE - LUBRISENSOR 3B1 -K
 - . Determina el contenido de humedad en el aceite en %.
 - . Detecta partículas extrañas en el aceite.

- MICROCOMPUTADOR CON IMPRESORA 132 COLUMNA
540Kb RAM; HD10MB, DOS 1/4"
 - . Almacena los datos registrados de las máquinas en el recorrido por las plantas.
 - . Proporciona gráfico de tendencias de amplitudes.
 - . Ayuda ha procesar los datos para el diagnóstico del problema.

- ADEMAS SE TIENE OTROS INSTRUMENTOS QUE OFRECEN APOYO PARA LA EVALUACION DE LOS PROBLEMAS.
 - . Multitester, pinza amperimétrica, pinza kilowattimétrica
 - . Osciloscopio de doble entrada.
 - . Medidor de espesores

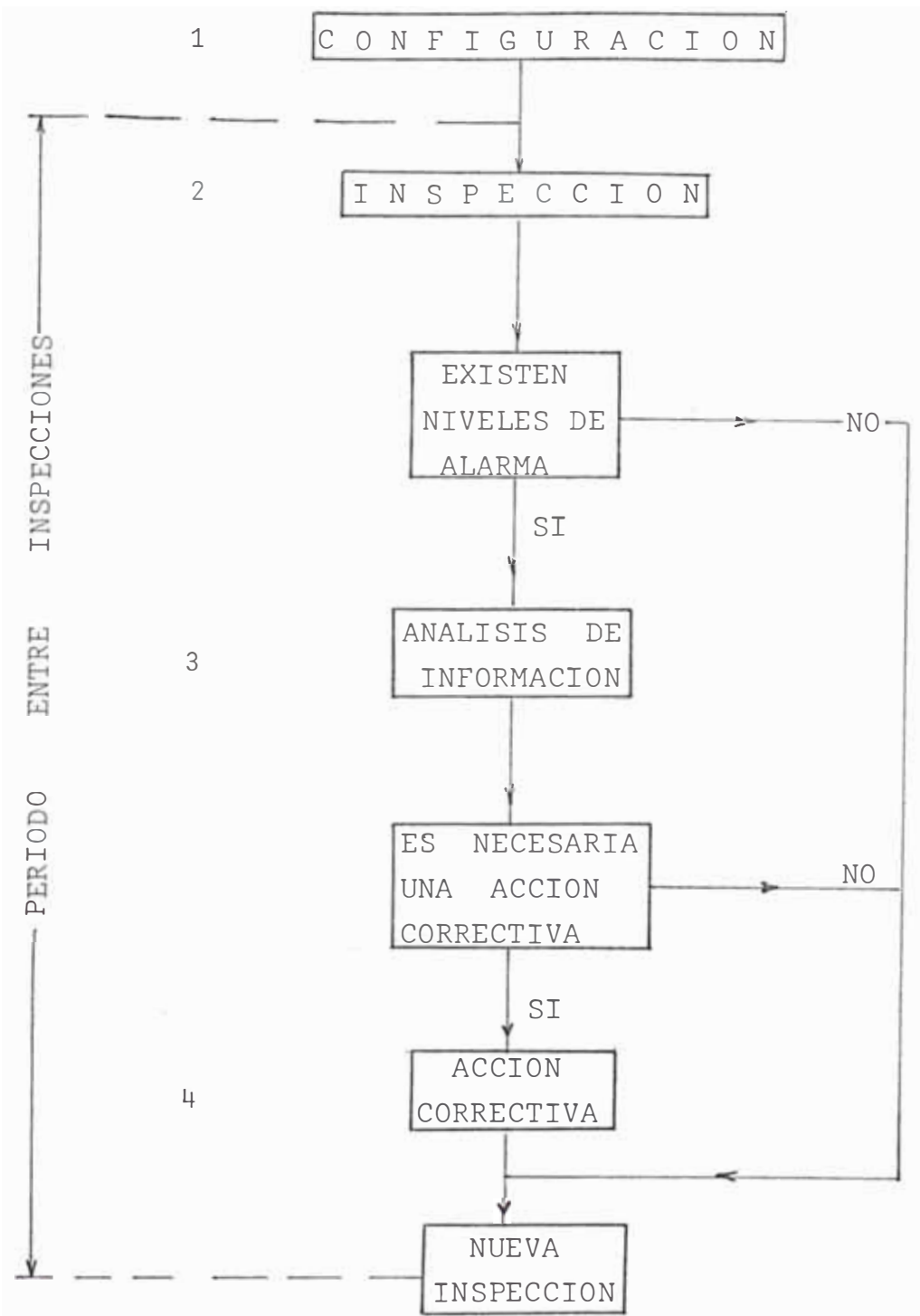
4.6 ESTRUCTURA DE INSPECCION DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Esto implica que a cada una de las máquinas se le identifique dentro de un sub-grupo y cada punto de medición será establecido.

4.6.1 Mantenimiento Predictivo Basado en Inspecciones Periódicas.

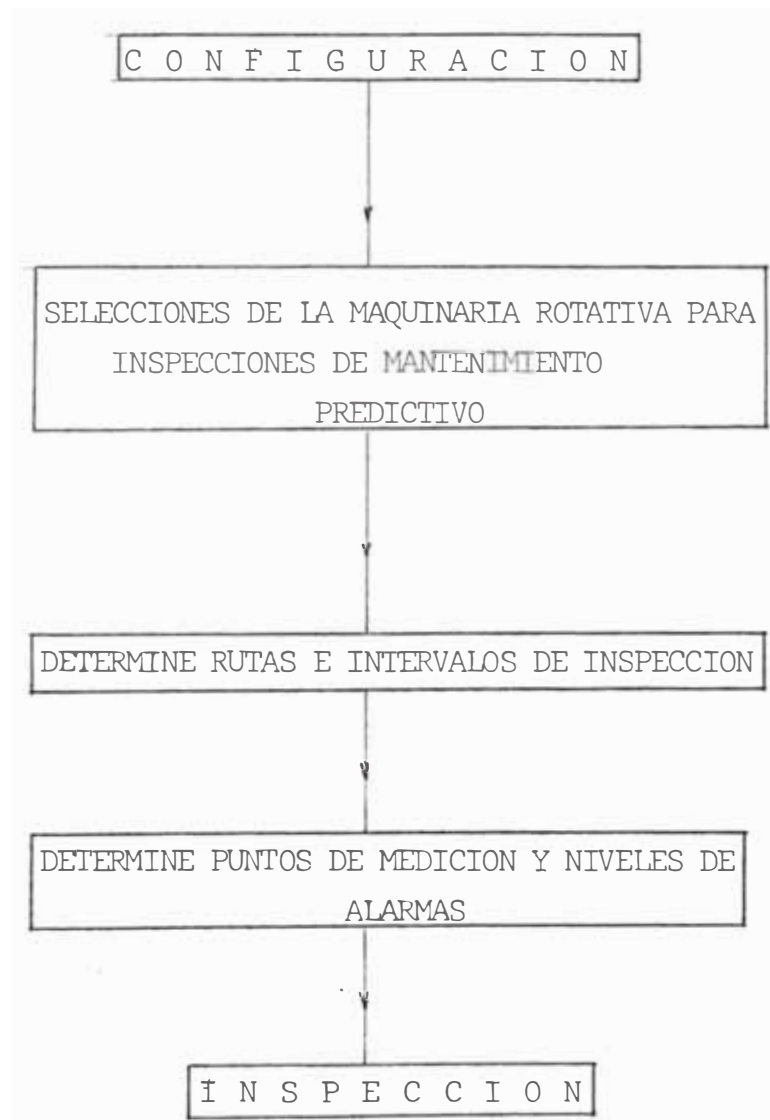
A continuación presentamos en diagrama de flujo de la inspección periódicas y detallamos las siguientes secuencias:

1. Configuración
2. Inspección
3. Análisis de la información
4. Acción correctiva



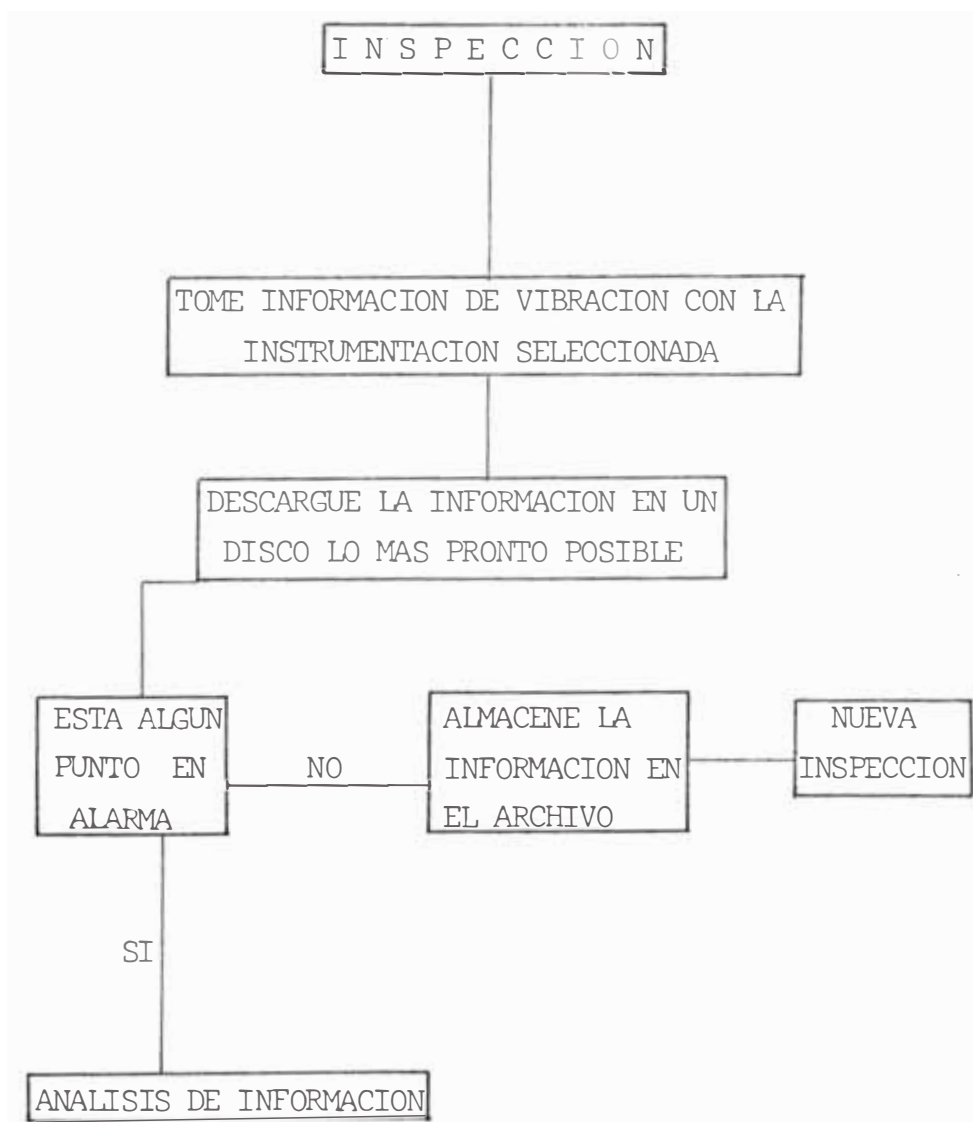
4.6.1.1 Configuración

Define los equipos rotativos críticos, puntos de medición y niveles de alarma.



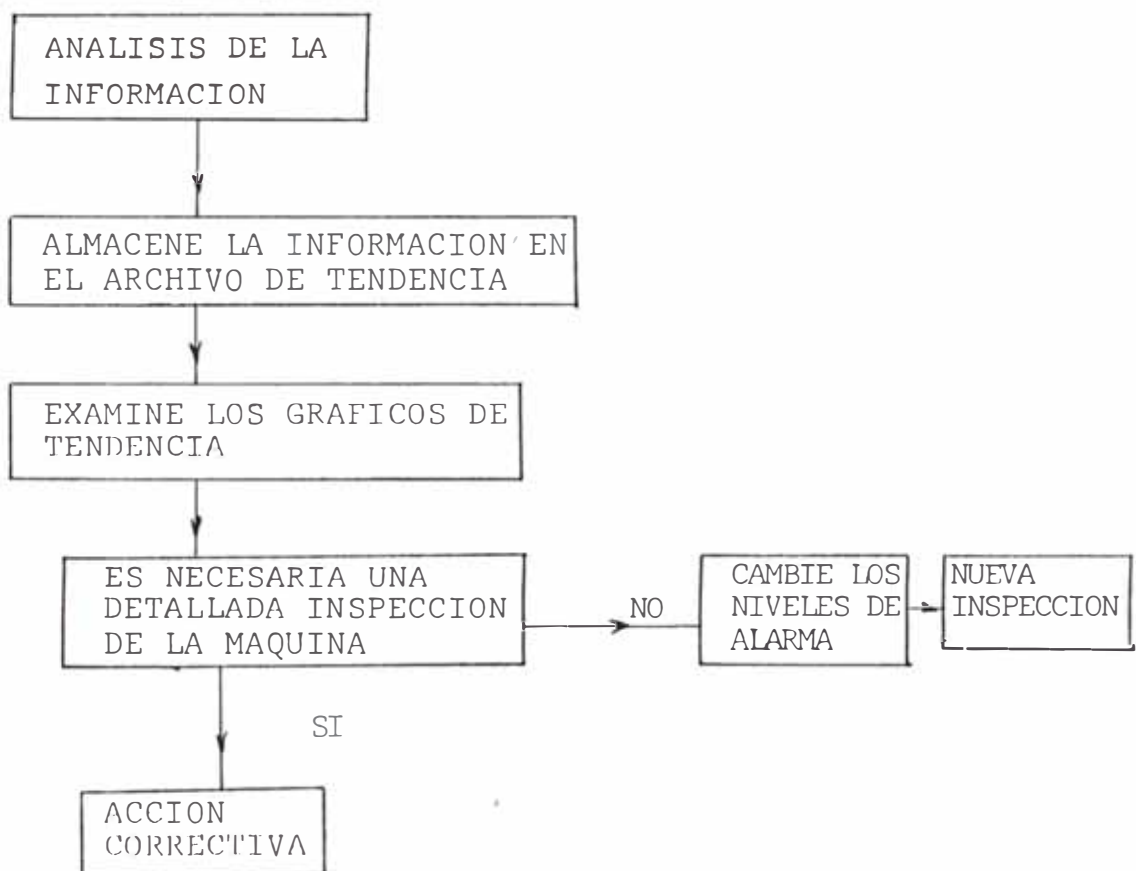
4.6.1.2 Inspección

Recoge la información de la Planta y determina si es necesario, el análisis de la información.



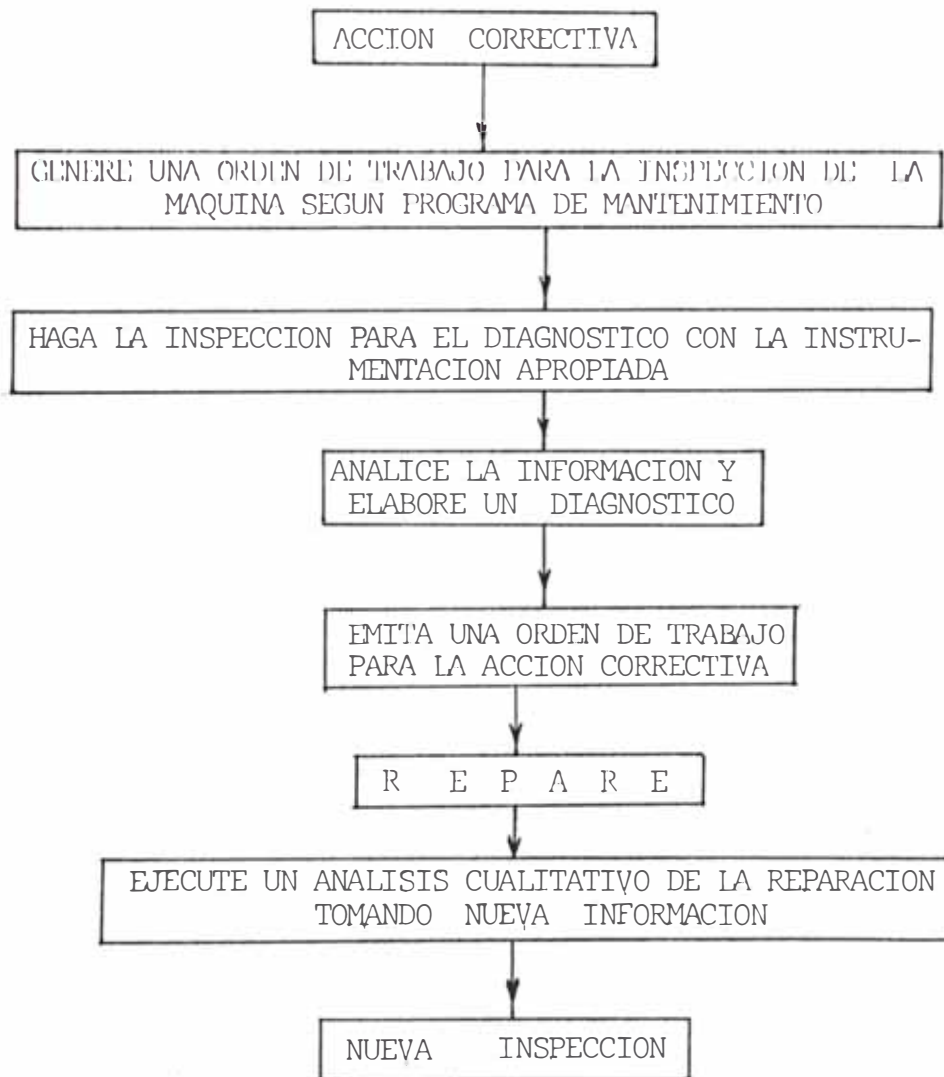
4.6.1.3 Análisis de la Información

Debido a que el nivel de vibración excede las tolerancias permisibles. Según el gráfico de tendencia, es necesaria una inspección detallada.



4.6.1.4 Acción Correctiva

Se realiza un análisis y se da el diagnóstico de las causas más probables; conociendo la causa - del problema se dispone recursos humanos y los materiales necesarios para fijar oportunamente la interrupción del mantenimiento correctivo programado.



4.6.2 Sistema Off-Line asistido por computador para la Recolección de Información para - Determinar la Condición de Operación de - Equipos Rotativos.

El sistema ha sido diseñado para adquirir información durante la inspección a la Planta a través de rutinas previamente configuradas y suministradas por el computador.

Después que la información ha sido almacenada, ésta es transferida al computador para reducción y generación de reportes que nos permiten observar la tendencia de características técnicas (como vibraciones, temperaturas, presiones, etc.), a través del tiempo y durante las diferentes inspecciones de cualquier punto de un sub-grupo de máquinas la información es necesaria para predecir -- cuándo debe efectuarse un mantenimiento correctivo programado.

4.6.2.1 La Información introducida al computador son de 2 tipos.

a) Parámetros de Funcionamiento

- Presión y temperatura del fluido transportado.
- Flujo en volumen y en masa.

- Composición del gas o densidad del fluido.
 - Carga, etc.
- b) Parámetros mecánicos (directamente ligado a la máquina).
- Amplitud de vibración en las carcazas de las chumaceras y en los ejes.
 - Temp. del metal de las chumaceras.
 - Temp. del aceite de lubricación a la entrada y salida de las chumaceras y sellos.
 - Presión de aceite de lubricación y sellos.
 - Ruidos.

Otros parámetros pueden ayudar a medir y evaluar la performance del equipo rotativo que son:

- Posición excéntrica
- Posición axial
- Expansión diferencial
- Alineamiento

Todas estas medidas se pueden consultar en la Ref. 4.

Una vez que la información ha sido recogida y descargada al computador, este genera; un listado de tendencias, Gráfico de tendencias e información de corrección para la evaluación de los equipos inspeccionados.

4.6.2.2 Configuración de Reportes

El programa de configuración permite al usuario definir la inspección de Planta, la inspección - se realiza a un grupo de máquinas en la Planta identificando punto de medición, tipo de datos, unidades de medición y niveles de alarma (alto, bajo). El usuario también definirá la secuencia de cómo se efectuará la medición en la Planta.

4.7 PAUTAS PARA IMPLEMENTAR EL PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Hay siete pasos básicos, requeridos para poner en marcha un Programa de Mantenimiento Predictivo, utilizando análisis de vibraciones. Esos pasos - son los siguientes:

1. Listar las máquinas críticas que serán incluidas en el programa.
2. Establecer niveles aceptables de vibración de los equipos.
3. Determinar el nivel de vibración normal y condición de cada máquina.
4. Seleccionar los puntos de chequeo periódico de vibración.
5. Seleccionar el intervalo para los chequeos periódicos de vibración.

6. Iniciar un sistema de registro de datos de vibración obtenidos.
7. Entrenar al personal que ejecutará este Programa.

4.7.1 Listar las Máquinas críticas que serán incluidas en el Programa.

Las máquinas que deben tomarse en cuenta son aquellas consideradas críticas para la producción normal de una planta y aquellas máquinas con un registro de altos costos de mantenimiento.

4.7.2 Establecer Niveles Aceptables de Vibración de los equipos.

Los límites de vibración son elegidos para proporcionar una suficiente protección en los equipos y pueda tomarse una acción antes que la falla ocurra. No es posible dar límites o tolerancias absolutas de vibración para una máquina o instalación en general. Dicho de otra forma, es imposible asignar un valor límite que, si es excedido, resultará en falla inmediata de la máquina. Sin embargo, los límites de vibración seleccionados son simplemente utilizados para indicar que la máquina analizada está desarrollando una falla para avisar que es ne

cesario mayor atención.

Como una regla general, si la vibración se incrementa a un valor doble o más del valor de vibración normal o si la vibración está en exceso de los límites recomendados por el fabricante de la máquina, en estos casos se debe tomar una acción inmediata, para identificar y corregir la causa. En este punto nos basaremos en la sección 2.3.5 desarrollada anteriormente.

4.7.3 Determinar el Nivel de Vibración Normal y Condición de cada Máquina.

Debido a que las condiciones mecánicas de una máquina no son conocidas inicialmente, será necesario medir las vibraciones de la máquina y comparar las lecturas obtenidas con el nivel aceptable de vibración preestablecido. Estas lecturas de vibración iniciales pueden ser tomadas usando un pequeño vibrómetro portátil o el analizador de vibraciones. Se comienza tomando medidas de velocidad o desplazamiento de vibración no filtradas ("totales") en las direcciones horizontal, vertical y axial de cada cojinete de la máquina. Si la máquina no tiene ninguna falla, un nivel bajo de vibraciones se obtendrá en todos los puntos de medición.

Si las medidas de desplazamiento o velocidad de vibración totales son bajas, indican que la máquina está en buenas condiciones de operación, luego proceda a registrar y graficar dichas mediciones en un formato que servirá de patrón - ("Baseline") para comparar las futuras lecturas. En cambio, si las lecturas de vibración total - son consideradas altas o excesivas, ello indica que algún problema mecánico se ha desarrollado en la máquina y por tanto, es necesario efectuar un análisis de vibración. Este análisis consiste en:

- a) Obtener oscilogramas (gráficos de vibración en las direcciones horizontal, vertical y axial de cojinete de la máquina).
- b) Comparar los datos adquiridos con las características de las causas de vibración juntamente con lo que se conoce de la máquina, para identificar el problema y luego corregirlo durante un mantenimiento programado.

Una vez que se han efectuado las correcciones - se tomarán nuevamente lecturas de vibración totales en las direcciones horizontal, vertical y axial en todos los cojinetes de la máquina. Si esas lecturas son bajas, nos indicará que la máquina se ha regresado a una condición aceptable

de operación, y en este caso se procederá a registrar y graficar dichas lecturas de desplazamiento o velocidad de vibración total en un formato que servirá de patrón para comparar las futuras lecturas.

4.7.4 Seleccionar los puntos de chequeo periódico de vibración.

Un programa de mantenimiento predictivo establece chequeos periódicos de vibración para detectar fallas en su etapa inicial.

Los puntos seleccionados, deben ser accesibles y que permitan un incremento de la vibración cuando una falla está desarrollándose. La ubicación de los puntos de chequeo usualmente es determinada por la evaluación de las lecturas de vibración obtenidas en cada componente (motor, caja de engranajes, etc.) de la máquina, seleccionándose los puntos que revelan el mayor nivel de vibración.

Cada punto de chequeo periódico de vibración debe ser claramente marcado para asegurar que todas las medidas posteriores serán hechas precisamente en la misma ubicación.

Después de los puntos de chequeo periódico de vibración han sido seleccionados, un "Oscilograma de Vibraciones Patrón" debe ser hecho para cada punto de chequeo. Un "Oscilograma de Vibración" puede ser obtenido con un Analizador de vibraciones y un registrador x-y como accesorio.

4.7.5 Seleccionar el intervalo para los chequeos periódicos de Vibración.

El propósito de los chequeos periódicos de vibración es detectar fallas en su etapa inicial. Por tanto el intervalo entre chequeos debe ser corto, lo suficiente para proporcionar una razonable garantía de que el aumento de severidad de la falla no es descuidado.

El "Oscilograma de Vibración" será de suma utilidad para determinar el intervalo inicial de chequeo de vibraciones para cada máquina. Por ejemplo, donde el Oscilograma revela un nivel de vibración asociada con cojinetes, la máquina será inicialmente chequeada diariamente con la finalidad de determinar si ésta es una condición deteriorante o normal en la operación de la máquina. En cambio, si el Oscilograma

no muestra vibración originada por cojinetes, - un mayor intervalo de chequeo puede ser seleccionado, ésto es semanal o mensualmente.

Las máquinas de alta velocidad tal como compresores centrífugos y turbinas a gas y vapor normalmente requieren chequeos diarios dependiendo de su tamaño y velocidad.

Las demás maquinarias, tal como, bombas, ventiladores, sopladores, motores diesel y unidades similares son normalmente chequeadas con una periodicidad semanal, inicialmente. Sin embargo, el mejor indicador a usar en la selección del intervalo para los chequeos periódicos de vibración es el registro del mantenimiento pasado de la máquina. Si las fallas han sido frecuentes, entonces los chequeos de vibración serán frecuentes.

4.7.6 Iniciar un Sistema de Registro de datos de Vibración obtenidos.

El Oscilograma de vibración, completado para cada máquina es extremadamente valioso por la información que contiene. El Oscilograma identifica las frecuencias de vibración características de la máquina y sirve como un patrón de comparación para futuros trabajos de análisis.

Para registrar las lecturas periódicas de vibración puede usarse el formato mostrado de cada equipo. En este formato se puede registrar toda la información esencial incluyendo las lecturas totales iniciales tomadas en las direcciones horizontal, vertical y axial en cada cojinete de la máquina.

El formato también tiene espacio para graficar las lecturas periódicas y obtener la "Tendencia de Vibración", lo cual permite apreciar rápidamente un cambio en las condiciones mecánicas de la máquina. Cuando la curva comienza a mostrar una tendencia ascendente definida, los intervalos de chequeos periódicos de vibración deben ser acortados hasta que se repare el problema presentado.

4.7.7 Entrenar al Personal que ejecutará este Programa

El último paso en la organización de este Programa de Mantenimiento Predictivo utilizando Análisis de Vibraciones, es el entrenamiento del personal que tendrá a su cargo el Programa.

El personal seleccionado para realizar los chequeos periódicos debe estar familiarizado con el programa y conocer su significado. Ellos tendrán que ser entrenados en cómo tomar las mediciones

periódicas de vibración, dónde colocar el pick-up o sensor de vibración, dónde registrar los datos obtenidos y, por supuesto, a ser juiciosos - en qué hacer con los datos después que han sido registrados. Esta gente debe familiarizarse también con el diseño de la Planta y la ubicación de cada máquina. Ellos también deben ser capaces de identificar cualquier condición anormal - que pueda existir.

El personal seleccionado para efectuar el Análisis de Vibración y el Balanceo dinámico en el sitio ("in situ") generalmente incluye ingenieros y técnicos. Esta gente debe tener un buen conocimiento de la maquinaria rotativa, estar familiarizada con los tipos de fallas que las máquinas desarrollan y cómo corregir esos problemas. Ellos deben ser entrenados en las Técnicas de Análisis y en los Procedimientos de Balanceo Dinámico.

CAPITULO V

APLICACION DEL PROGRAMA PREDICTIVO A LOS EQUIPOS ROTATIVOS DE FERTISA

5.1 ASPECTOS DE ORGANIZACION. ASPECTOS DE ESTRUCTURA PRODUCTIVA DE FERTISA

5.1.1 Organigrama de Fertisa

De acuerdo al organigrama de Fertisa presentado en el Gráfico 59, observamos que la sub-gerencia de mantenimiento se encuentra ubicado al mismo nivel que la sub-Gerencia de Operaciones y la Sub-Gerencia de Energía. Por lo tanto, ella puede tomar decisiones para la interrupción de la producción en coordinación con la sub-Gerencia respectiva, pero si tuviera alguna dificultad con las otras sub-gerencias por la decisión tomada, el problema tendrá que plantearse al Gerente de Producción.

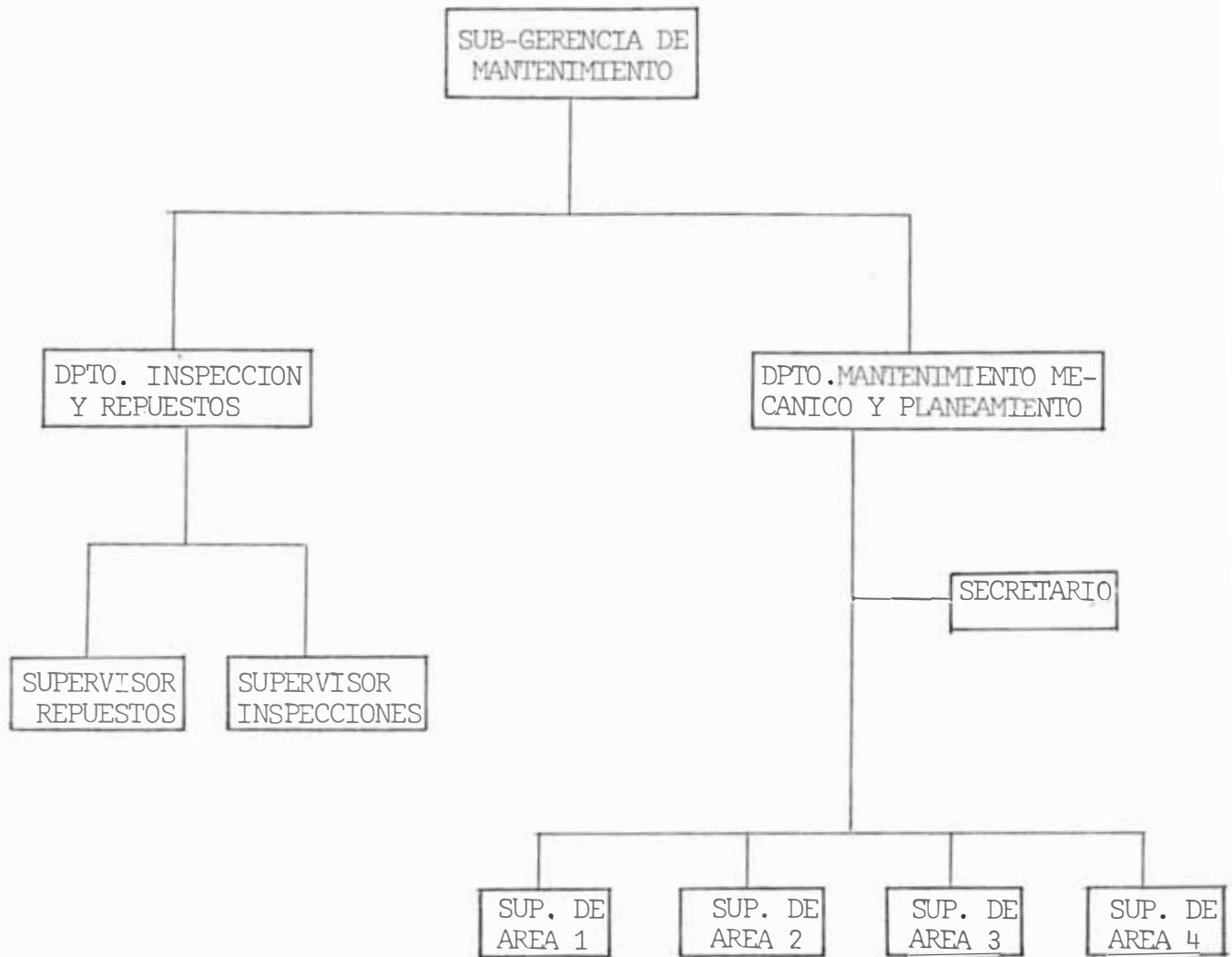


Figura 60

La sub-Gerencia de Mantenimiento (Vea Organigrama de Mantenimiento, Figura 60), para cumplir con sus objetivos tiene autoridad de línea sobre los siguientes departamentos:

1. Departamento Planeamiento y Mantenimiento Mecánico.
2. Departamento Inspecciones y Mantenimiento Preventivo.

5.1.2 Tecnología Aplicada por la Empresa

AMONIACO

El amoníaco se obtiene mediante la reacción (síntesis) química del nitrógeno y el hidrógeno a 25 atmósferas y 500°C de temperatura.

El nitrógeno es obtenido del aire, mediante el fraccionamiento en sus elementos oxígeno y nitrógeno. El proceso, LINDE-FRANKL, consiste en el enfriamiento del aire hasta convertirlo en líquido, lo que permite la separación de ambos elementos.

El hidrógeno es obtenido a partir del petróleo residual N°6 el cual es quemado y mezclado con oxígeno y vapor de agua a presión. Obteniéndose una mezcla de gases que es sometida a un proceso de purificación y eliminación de subproductos.

La sub-Gerencia de Mantenimiento (Vea Organigrama de Mantenimiento, Figura 60), para cumplir con sus objetivos tiene autoridad de línea sobre los siguientes departamentos:

1. Departamento Planeamiento y Mantenimiento Mecánico.
2. Departamento Inspecciones y Mantenimiento Preventivo.

5.1.2 Tecnología Aplicada por la Empresa

AMONIACO

El amoníaco se obtiene mediante la reacción (síntesis) química del nitrógeno y el hidrógeno a 25 atmósferas y 500°C de temperatura.

El nitrógeno es obtenido del aire, mediante el fraccionamiento en sus elementos oxígeno y nitrógeno. El proceso, LINDE-FRANKL, consiste en el enfriamiento del aire hasta convertirlo en líquido, lo que permite la separación de ambos elementos.

El hidrógeno es obtenido a partir del petróleo residual N°6 el cual es quemado y mezclado con oxígeno y vapor de agua a presión. Obteniéndose una mezcla de gases que es sometida a un proceso de purificación y eliminación de subproductos.

El proceso empleado es el FOUSSER MONTECATINI.

ACIDO NITRICO AL 53% (HNO_3)

El ácido Nítrico (HNO_3) se obtiene mediante el proceso de oxidación del amoníaco con el aire, a una temperatura de 800°C en presencia de la catalizador de platino-rodio y posterior absorción en agua. El ácido Nítrico obtenido tiene una concentración de 53%.

SULFATO DE AMONIO (NH_4) 2SO_4

Este producto se obtiene por reacción de neutralización del ácido sulfúrico con amoníaco. El producto resultante tiene forma de cristales.

NITRATO DE AMONIO (NH_4NO_3)

Mediante la reacción exotérmica de neutralización del amoníaco con el ácido nítrico diluido, se obtiene el nitrato de amonio, en sus variedades técnico y agrícola. Para éste último se utiliza la diatomita como agente recubridor.

ACIDO NITRICO CONCENTRADO AL 98%

El proceso de fabricación del ácido nítrico concentrado, consiste en la destilación del ácido

nítrico de 53%, para eliminar el agua mediante absorción con ácido sulfúrico de 98% de concentración.

En el Gráfico 61 y Plano 1 se presentan las ecuaciones fundamentales y el esquema general de operación, respectivamente.

5.1.3 Capacidad de Planta, Maquinaria y Equipos

- 1) En el Cuadro N°5 se detalla la capacidad instalada de cada una de las plantas, en las que se labora.
- 2) El gráfico N°62 se detalla la ubicación de las principales plantas, instalaciones y almacenes.
- 3) En el cuadro N°6 se mencionan las principales máquinas y equipos utilizados en las plantas.
- 4) Relación de equipo rotativo y reciprocante existente en Fertisa. Ver Cuadro N° 7.

ECUACIONES QUIMICAS FUNDAMENTALES



Figura 61

CUADRO N° 5

CAPACIDAD INSTALADA

1. Central Termoeléctrica a vapor -ANSALDO	7,500KW
2. Planta de Fraccionamiento de aire -LINDE	3,000 m ³ /h de N-2000 m ³ /h de 0
3. Planta de Gasificación de Petróleo Residual N°6	7,200 m ³ /h de gas de proceso
4. Planta de Purificación de gas -LINDE	7,000 m ³ /h de gas de proceso
5. Grupo de Síntesis de Amoniaco	75 Tn/día amoniaco anhidro
6. Planta de almacenaje y distribución de Amoniaco	300 Tn amoniaco anhidro
7. Planta para la producción de Acido Nítrico al 53%	220 Ton/día
8. Planta para la producción de Sulfato de Amonio	60 Ton/día
9. Planta para la producción de Nittrato de Amonio granulado	150 Ton/día
10. Planta para la concentración de Acido Nítrico al 98%	10 Ton/día
11. Planta para tratamiento de agua -ROSETTI	25 m ³ /h

CUADRO N° 6

MAQUINARIA Y EQUIPOS

1. Central Termoeléctrica a vapor ansaldo 7,500 KW
 - . Turbina
 - . Alternador
 - . 2 calderos 40 tons/h.

2. Planta de Fraccionamiento de aire Linde
 - 3,000 m³/h de N
 - 2,000 m³/h O₂.
 - . Turbo-compresor GHH
 - . Gasómetros 3,000 m³ de N₂
 - 2,000 m³ de O₂

3. Planta de Gasificación de Petróleo residual N°6
 - 7,200 m³/h de gas de proceso
 - (mezcla H₂, CO₂ y CO)
 - . Gasógeno (equipo recup.calor) WESTOFEN
 - . Separación de negro de humo - BAUNCO
 - . Desulfuración Lurgi (Absorción selectiva)
 - . Conversión de gas (rendimiento H)
 - . Lavado de gas CO₂ con torres de enfriamiento.

8. Planta para la producción Sulfato de Amonio
60 ton/día
 - . Reactor de acero inoxidable 40 m³
 - . Centrífuga de empuje ESCHER WISS

9. Planta de Nitrato de Amonio Granulado
150 ton/día
 - . Reactor de acero inoxidable
 - . 2 plantas granuladoras POLYSTIUS
 - . Secado y molienda de diatomita
 - . Equipo ensacado y despacho

10. Planta concentrado Acido Nítrico 10 ton/día 98%

11. Planta Tratamiento de agua - ROSETTI
95 m³/h agua desmineralizada
 - . Sistema: Descarbonatación
Desmineralización
Enfriamiento con Torre Marley
Potabilización con electro Kutadega

4. Planta de Purificación de gas Linde

75 ton/día de amoníaco anhidro

- . Torres de síntesis a alta presión
Sistema Montecatini-Fausser
- . Compresor de mezcla de gas Síntesis-Worthington
- . Compresor de circulación de gas

5. Planta de almacenaje y distribución de Amoníaco

- . Tanque aislado para stock amoníaco anhidro 300 Tn
- . Gasómetro para amoníaco gas-1000 m³.
- . Compresor de licuación de amoniaco 2 etapas
Worthington 300 HP.

6. Planta para producción de ácido Nítrico al 53%

220 tn/día

- . Grupo de recuperación de calor
 - Turbina de vapor
 - Compresor
 - Turbina de recuperación 15,000 m³/hr.
- . Turbo compresor aire secundario 4,000 m³/h
- . 2 compresores helicoidales para amoniaco GHH 220 m³/h

7. Planta para la producción sulfato de amonio

60 ton/día

- . Reactor de acero inoxidable 40 m³.
- . Centrífuga de empuje ESCHER WISS

LEYENDA

1. Central termoeléctrica
2. Torre de enfriamiento Balke: DURR Capacidad
3. Fraccionamiento de aire.
4. Gasómetro para oxígeno (2000 m³).
5. Gasómetro para nitrógeno (3000 m³).
6. Gasificación de petróleo a presión: cada unidad para 2600 kilogramos de petróleo por hora.
7. Purificación de gases de Petróleo: eliminación del negro de humo (hollín) y compuestos azufrados.
8. Conversión del CO a CO₂
9. Lavado de gas para eliminar CO₂: en la torre grande con agua, en las dos torres menores con soda cáustica.
10. Torre de degasación: elimina CO₂ del agua de lavado.
11. Fraccionamiento de gas: elimina impurezas residuales de gas lavado por enfriamiento a -180°C y licuación de las mismas.
12. Síntesis de amoníaco.
13. Gasómetro para amoníaco gaseoso: capacidad 1000 m³.
14. Tanque para amoníaco líquido: capacidad 300 Tons. (500 m³).
15. Compresores para distribución de amoníaco y embotellado de oxígeno.

16. Planta de ácido Nítrico al 53%.
17. Tanques de almacenaje ácido nítrico 53%.
18. Planta de tratamiento de agua dulce (decarbonatación-desmineralización filtrado-potabilización).
19. Torre de enfriamiento de agua.
20. Tanques de petróleo: capacidad total 3000 Tons.
21. Almacén de sulfato amónico: capacidad total 3400 Tons.
22. Planta de sulfato amónico.
23. Planta de concentración de ácido nítrico.
24. Planta de nitrato amónico.
25. Planta para la molienda de diatomita
26. Almacén de nitrato amónico
27. Taller mecánico
28. Laboratorio químico y oficinas de suministros
29. Almacén general.
30. Portería y enfermería
31. Roperos y servicios higiénicos para obreros
32. Cafetería
33. Taller y oficina de instrumentación.
34. Servicio antiincendio
35. Planta de caustificación de soda.
36. Oficinas

CUADRO N° 7

RELACION DE EQUIPOS ROTATIVOS Y RECIPROCANTES IMPORTANTES
DE FERTISA

78 Bombas centrífugas	9 Compresoras alternativas
14 Bombas Alternativas	2 Motores de Combustión Interna.
27 Ventiladores	2 Turbina a vapor
9 Compresoras rotativos	1 Turbo-bomba
150 Motores eléctricos	1 Turbina a gas
7 Caja multiplicadores	3 Generadores
6 Reductores	1 Turbina-Francis

5.2 DESCRIPCION Y DESARROLLO DEL PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

La aplicación del Programa Predictivo va dirigido principalmente a Equipos Críticos y/o esenciales de las siguientes plantas.

1. Central Térmica (PTA 120)
2. Planta de lavado para remoción CO₂ (PTA 162)
3. Planta de enfriamiento de agua-industrial (PTA 105)
4. Planta de aire (PTA 170)
5. Planta de ácido Nítrico (PTA 200)
6. Planta de Nitrato de Amonio(PTA 313)

Debido a que el control manual de las tendencias, para un elevado número de unidades es tedioso y poco eficiente. Por tal motivo se ha confeccionado un algoritmo(Ver subcapítulo 5.2.2), en el cual con la ayuda de la computadora se llegan a efectuar verificaciones más rápidas y eficientes para cada una de las unidades principales de --Fertisa.

Si los niveles vibracionales se incrementan bruscamente con respecto a los meses anteriores o si se acercan al nivel de advertencia, es necesario identificar la falla analizando las vibraciones.

Dependiendo del punto que se está analizando, la computadora selecciona automáticamente la sub-rutina de análisis de falla, para; turbinas, bombas, turbocompresoras, cajas de engranajes y motores eléctricos al cual conjuntamente con los datos de entrada que se solicitan en la cartilla de Análisis vibracional (Ver subcapítulo 5.2.2) se llega a diagnosticar las causas probables de falla.

5.2.1 Listado de Equipos Rotativos Críticos y Esenciales por Plantas.

5.2.1.1 Central Térmica (PTA 120)

De acuerdo al capítulo anterior seguiremos las pautas para implementar el Programa de Mantenimiento Predictivo.

a) Selección de equipos rotativos críticos y esenciales de la central térmica.

Equipos críticos.

1. Turbina-generador (T1-G1)
2. Ventiladores de la torre de enfriamiento (VV21-VV22)

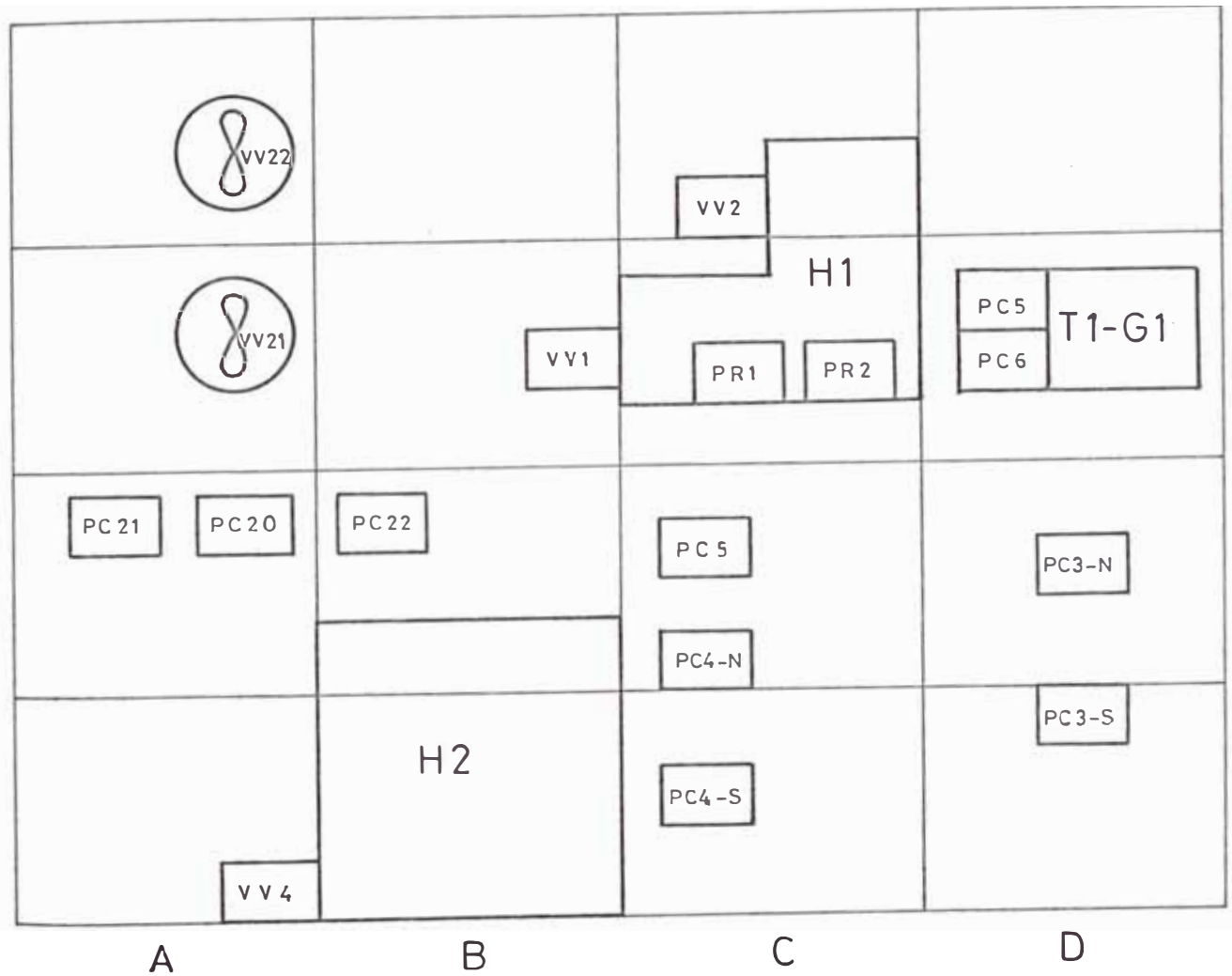
Equipos esenciales.

3. Bomba centrífuga envío de agua a caldera (PC4s/n).

4. Bomba vertical de circulación (PC3 s/n)
5. Ventilador de Aire (VV1)
6. Ventilador de Humos (VV2)
7. Bomba rotativa de envío de petróleo a quemadores (PR1-PR2).
8. Bomba de extracción de condensado (PC6, PC7)
9. Bomba vertical de envío de agua a la torre de enfriamiento. (PC20, PC21, PC22).

b) Ubicación de los Equipos Críticos y Esenciales
en la Central Térmica.

Central Térmica



5.2.1.2 Planta de Lavado para remoción
de CO₂

a) Selección de Equipo Rotativos Críticos y
Esenciales de la Planta.

Equipo Crítico

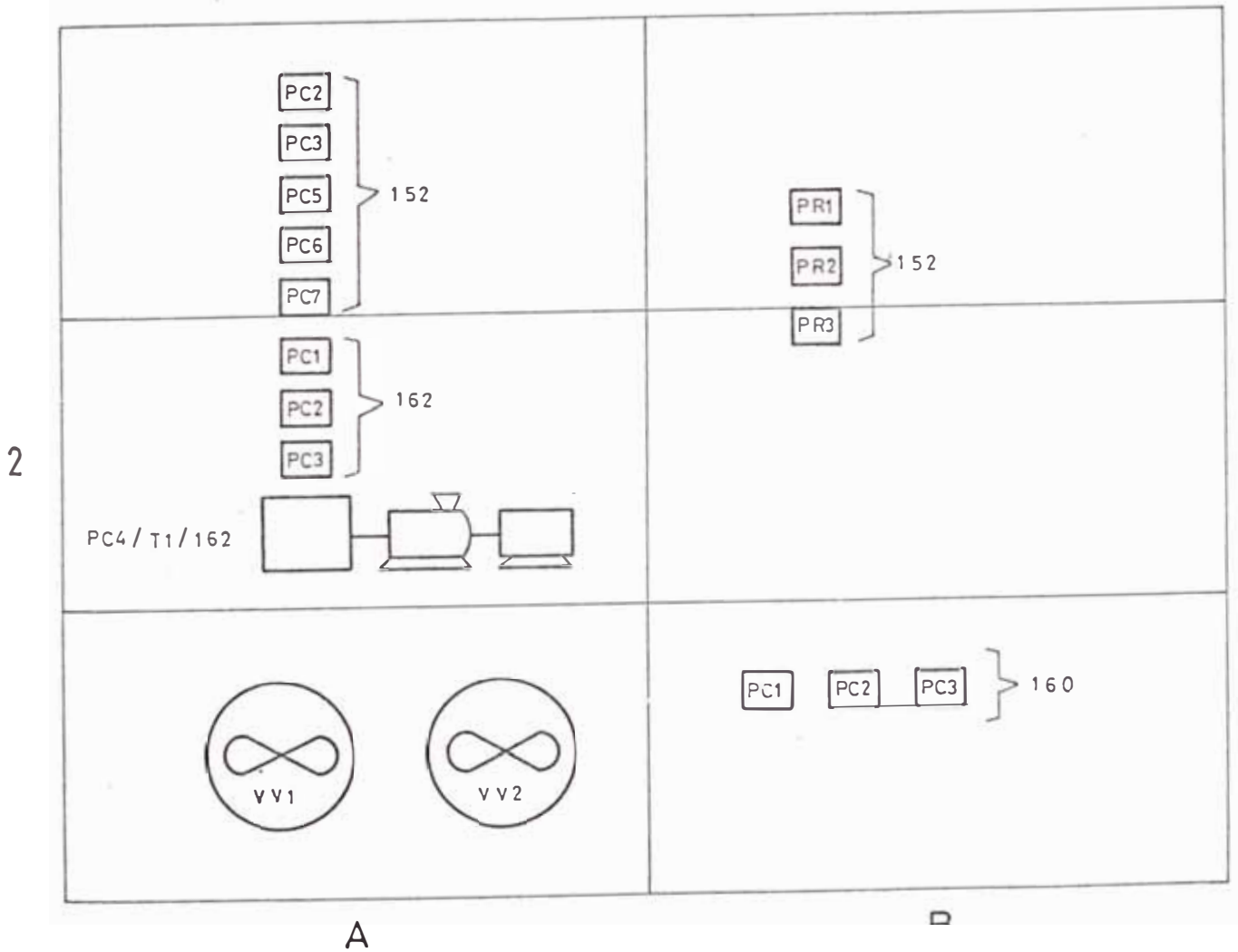
1. Bomba - Turbina de lavado (PC4/T1)
2. Ventilador de la torre de Desgasación
C4. (VV1-2).

Equipo Esencial

3. Bomba de Agua a la Columna C2 (PC7-8).

b) Ubicación de los equipos críticos y esenciales en la planta de lavado para CO_2

Planta de Lavado para la Remoción de CO_2



5.2.1.3 Planta de agua de enfriamiento

a) Selección de equipos críticos y esenciales de la Planta.

Equipo crítico

1. Ventilador VV1-2

Equipo Esencial

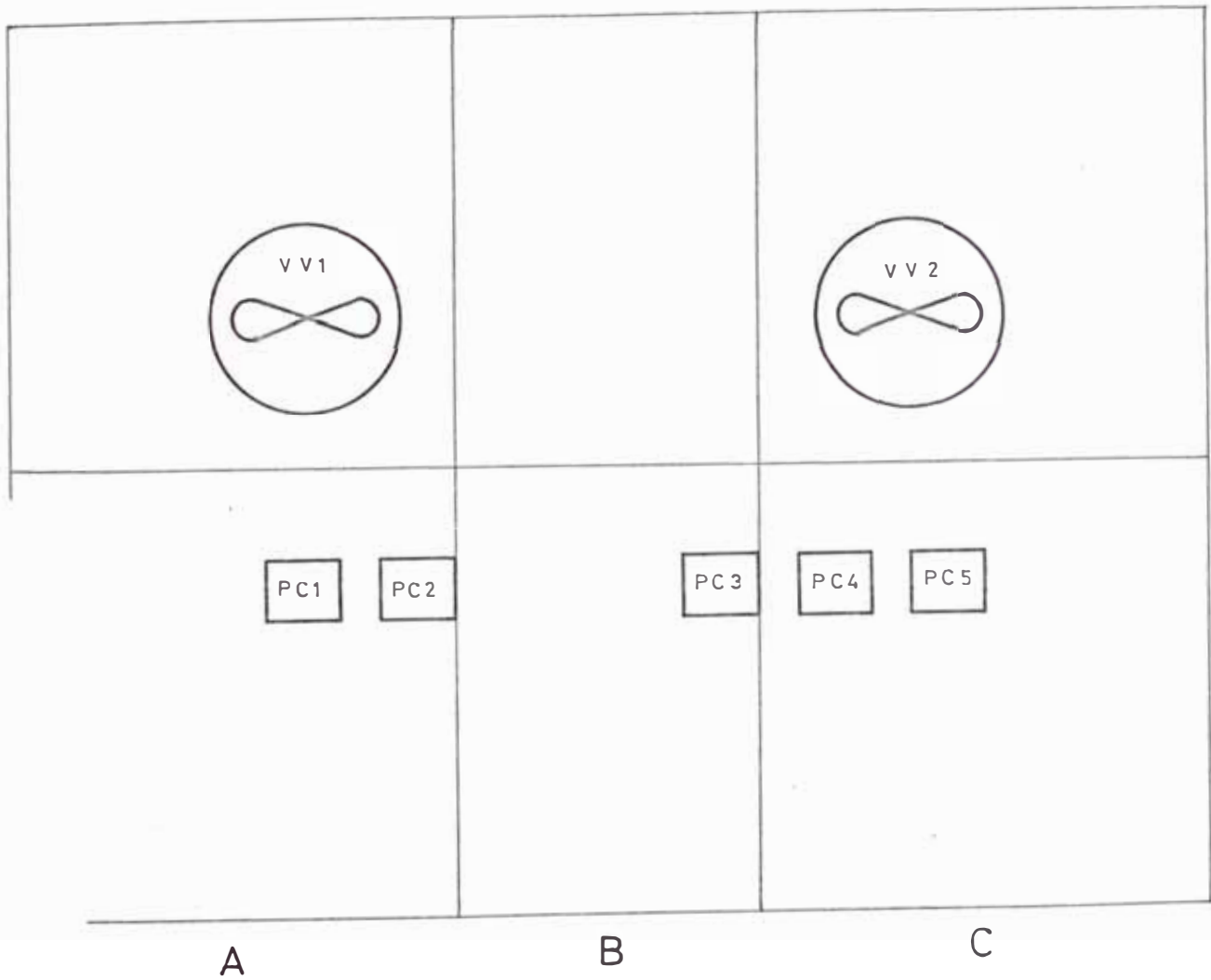
2. Bomba vertical de circulación (PC4-5)

3. Bomba vertical de envío a la red.

(PC1-2).

b) Ubicación de los Equipos Críticos y Esenciales en la Planta de Agua de Enfriamiento.

Planta de Agua de Enfriamiento



5.2.1.4 Planta de Aire (PTA 170)

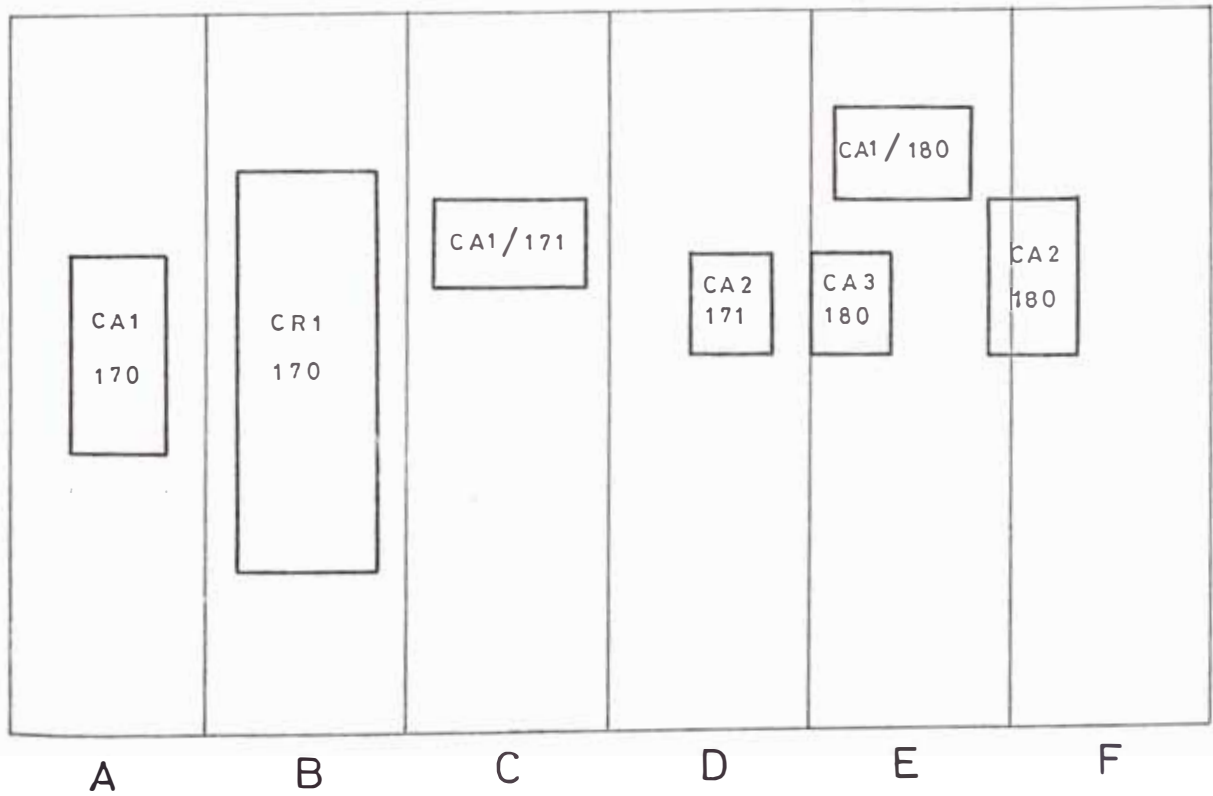
a) Selección del Equipo Rotativo crítico y
Esencial de la Planta.

Equipo crítico

1. Turbo-compresor (CR1).

b) Ubicación de los Equipos Críticos y Esenciales en la Planta de Aire.

Planta de Aire



5.2.1.5 Planta de Acido Nítrico

a) Selección de Equipos Rotativos Críticos y Esenciales de la Planta.

Equipo Crítico

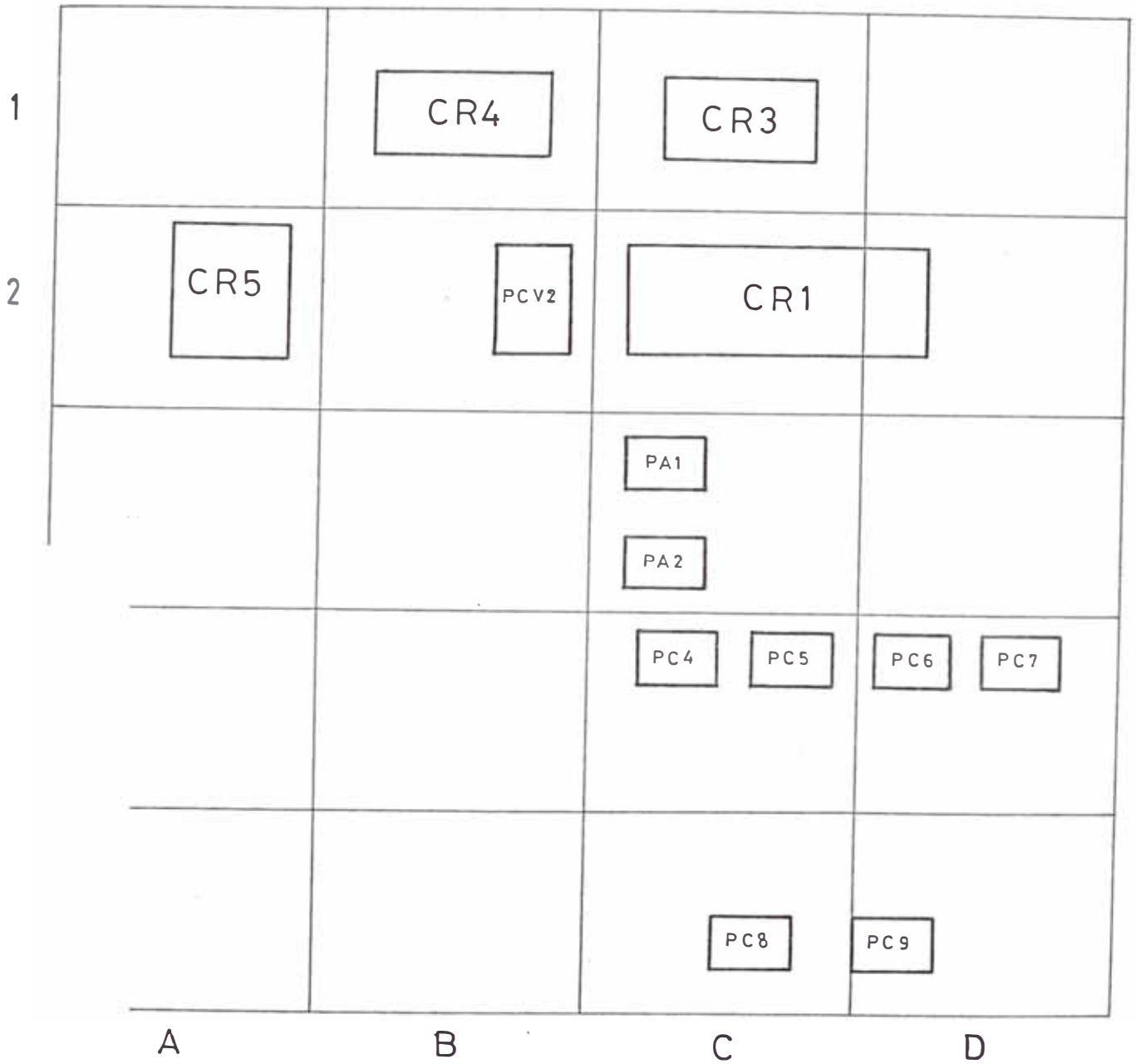
1. Turbo-compresor (CR1)
2. Bomba de extracción de condensado y refrigeración (PC 1-2)

Equipo esencial

3. Compresor de Amoníaco (CR4)
4. Compresor de aire secundario (CR3)
5. Bomba alternativa de Alimentación a la caldera (PA1).

b) Ubicación de los Equipos Críticos y Esenciales en la Planta de Acido Nítrico.

Planta de Acido Nitríco



5.2.1.6 Planta de Nitrato de Amonio

a Selección de Equipos Críticos y esenciales de la Planta.

Equipo Crítico

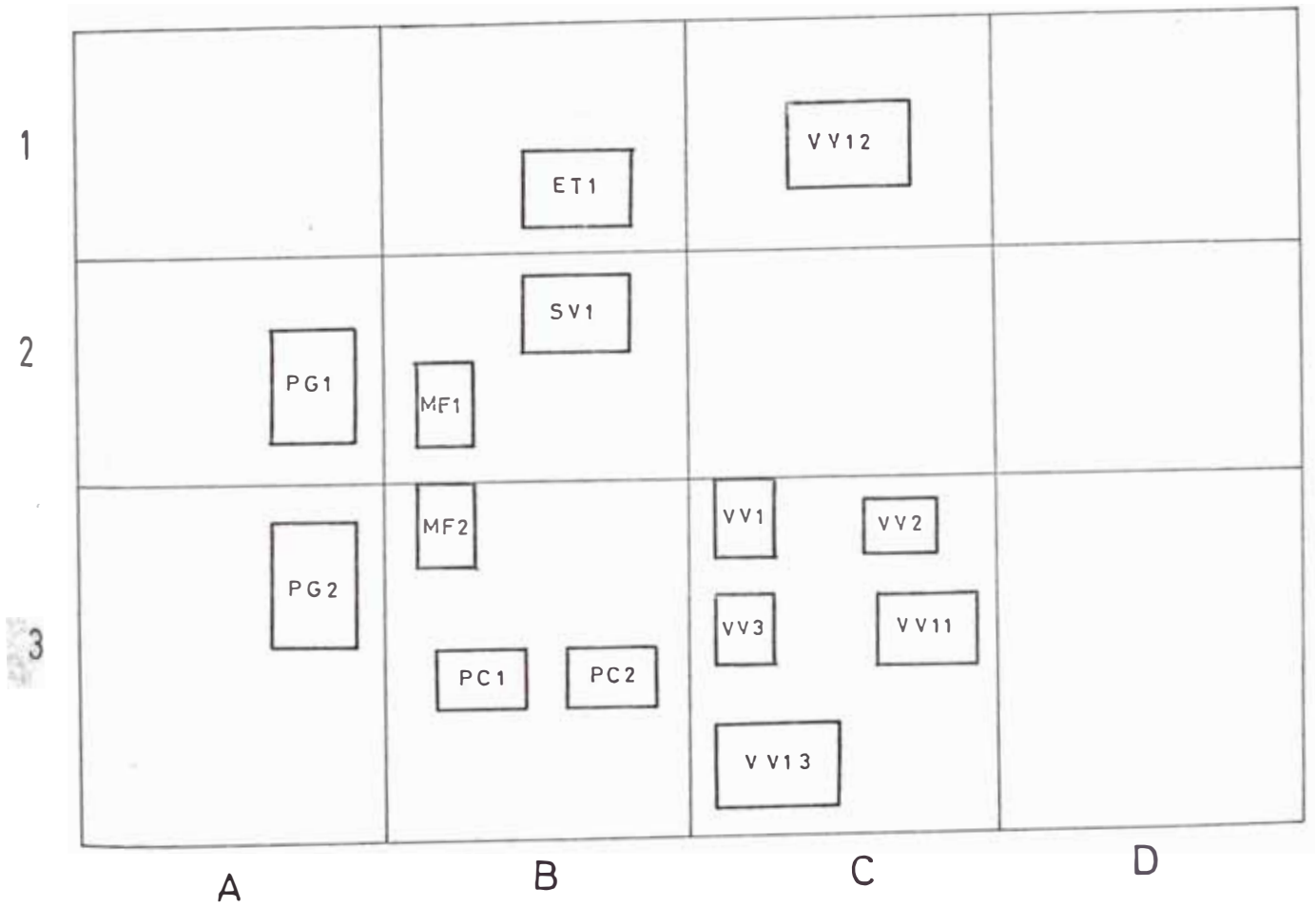
1. Elevador de Cangilones (ET-1).
2. Plato Granulador (PG1-2)

Equipo esencial.

3. Ventilador de secado de producto (VV12)
4. Bomba de eje vertical para selección (PC1-2).

b) Ubicación de los Equipos Críticos y Esenciales en la Planta de Nitrato de Amonio.

Planta de Nitrato de Amonio



- c) Identificación de la máquina y puntos donde se han tomado las medidas de vibración.
- d) Establecimiento del nivel de vibraciones normal, alarma, parada, teniendo en cuenta lo siguiente:
- Normas Internacionales ISO 2372 y 2373; VDI 2056.
 - Recomendaciones del fabricante.
 - Tabla de severidad de IRD, Bru-Kjaer y otros.
 - Según la experiencia adquirida en los primeros años.
- e) Al tomar las medidas de vibraciones se controlan además los siguientes parámetros.
- Parámetros de funcionamiento: presión, temperatura, flujo.
- Parámetros mecánicos: posición axial, temperatura de cojinete, presión de aceite.
- f) Los intervalos para efectuar las revisiones regulares de vibración se registran en los formatos.
- Los puntos c, d, e y f se muestran en el formato de cada equipo.

5.2.2 Cartilla de Análisis Vibracional y Algoritmo de Mantenimiento Predictivo.

5.2.2.1 Cartilla de Análisis Vibracional

Fecha

TURBOBOMBAS Y TURBOGENERADORES

CAJA DE ENGRANAJES

RPM Compresor :	RPM Eje de Alta Velocidad:
RPM Turb.Pot. :	RPM Eje de Baja Velocidad:
RPM Generador :	
RPM Bomba :	

ANALISIS DE LA VIBRACION FILTRADA F (CPM) = $1 \times \text{RPM}$

SI NO

1. Es la amplitud de la vibración constante?
2. Es el ángulo de fase variable?
3. Al aumentar las RPM la vibración aumenta y luego disminuye?
4. Es la vibración en sentido axial?
5. En la turbina de potencia. Es el ángulo de fase entre puntos opuestos (en diagonal del eje) igual a 180° ?
6. Es el ángulo de fase entre cojinetes del cople 180° ?

ANALISIS DE LAS VIBRACIONES ARMONICAS Y SUB ARMONICAS

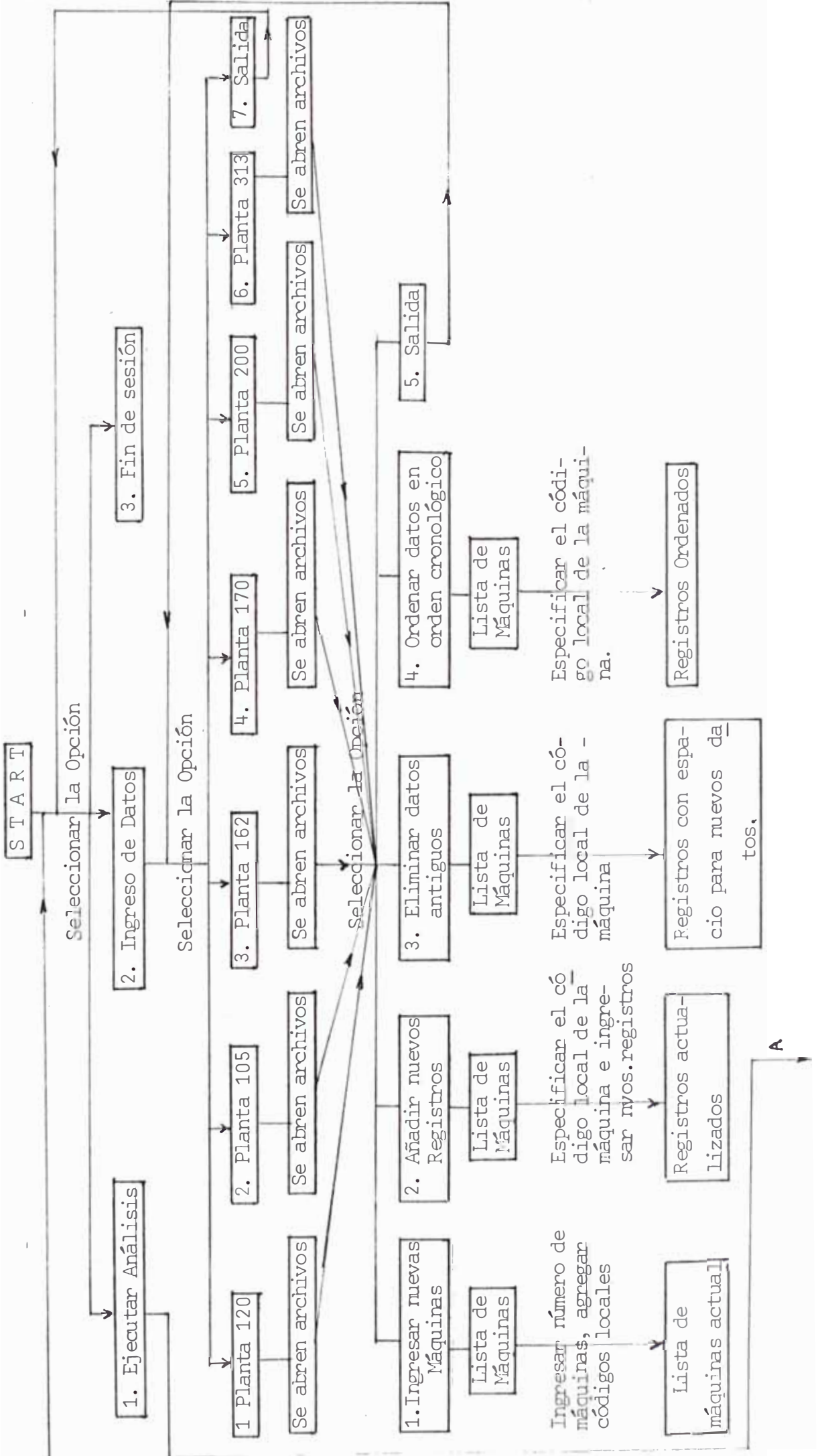
7. Es la frecuencia de la vibración, $F = 1/2 \text{ RPM}$?

8. Es la frecuencia ($F = 1/2$ RPM) constante a los cambios de velocidad?
9. Es la frecuencia $F = 2$ RPM, 3 RPM ó 4 RPM?
11. Datos para el cálculo de las frecuencias de los rodamientos:
- . Diámetro interior :
 - . Diámetro exterior :
 - . Diámetro de la billa/rodillo :
 - Número de billas/rodillos :
 - . Angulo de contacto :
 - . Velocidad de giro :
 - . Gira la pista exterior (Si/No)
13. Cálculo de la frecuencia hidráulica
- $F_H = N^\circ \text{ Alabes del Impulsor} \times \text{RPM bomba}$
14. Cálculo de la frecuencia de los engranajes

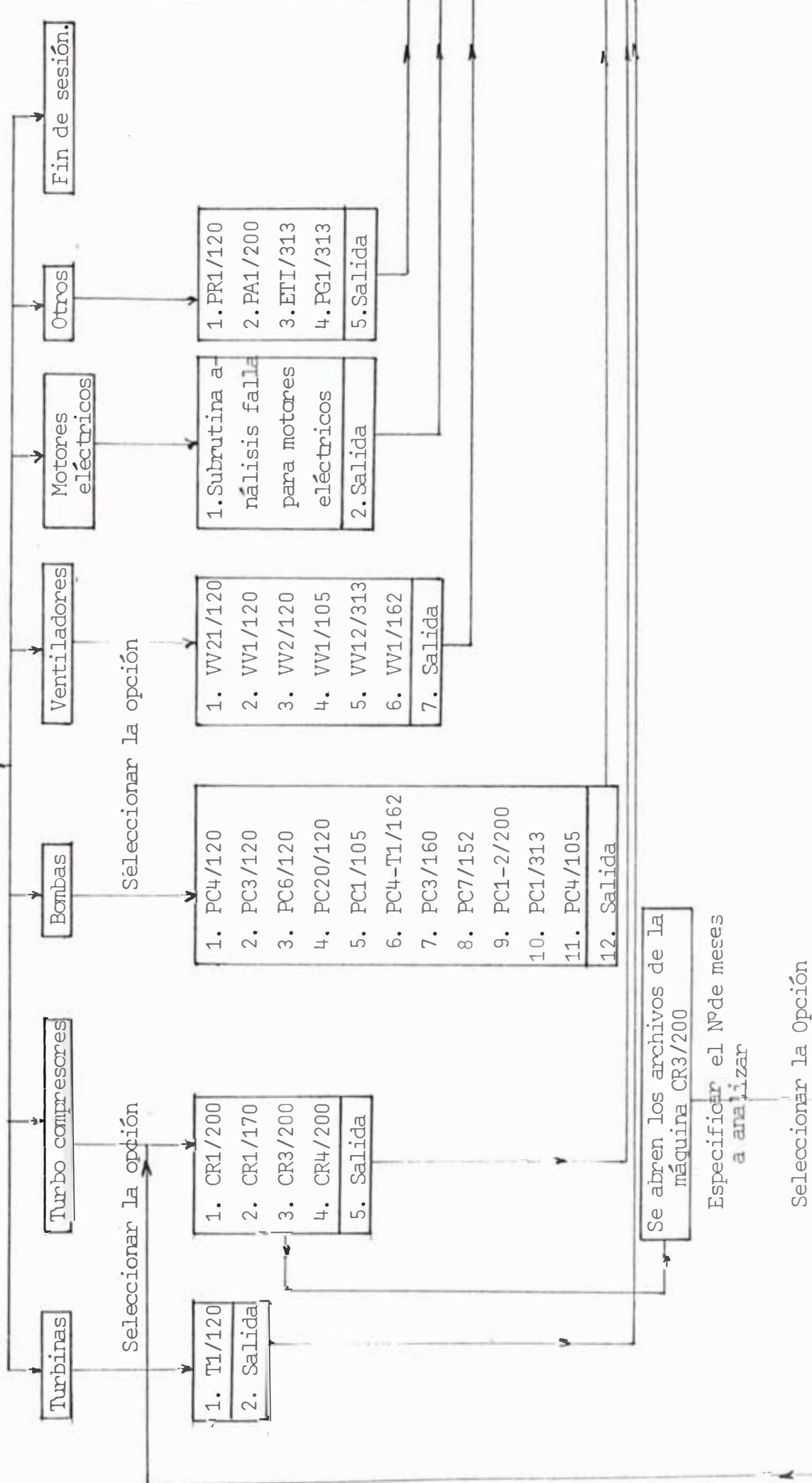
$$F_{W1} = N^\circ \text{ dientes}_1 \times \text{RPM eje}_1$$

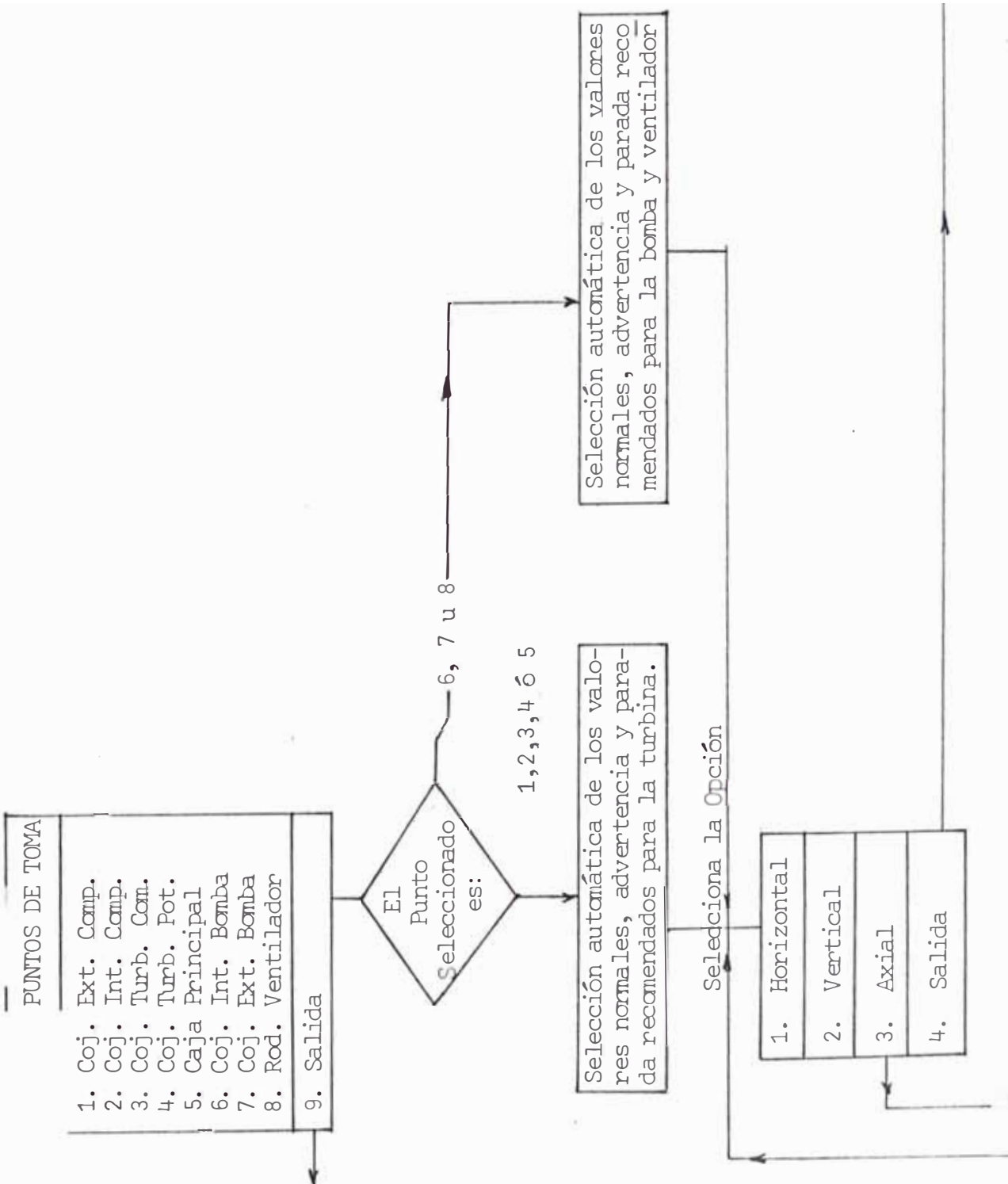
$$F_{E2} = N^\circ \text{ dientes}_2 \times \text{RPM eje}_2$$

5.2.2.2 Algoritmo del Programa de Mantenimiento Predictivo



SELECCIONAR LA OPCION





PUNTOS DE TOMA

- 1. Coj. Ext. Comp.
- 2. Coj. Int. Comp.
- 3. Coj. Turb. Com.
- 4. Coj. Turb. Pot.
- 5. Caja Principal
- 6. Coj. Int. Bomba
- 7. Coj. Ext. Bomba
- 8. Rod. Ventilador

9. Salida

El Punto Seleccionado es:

6, 7 u 8

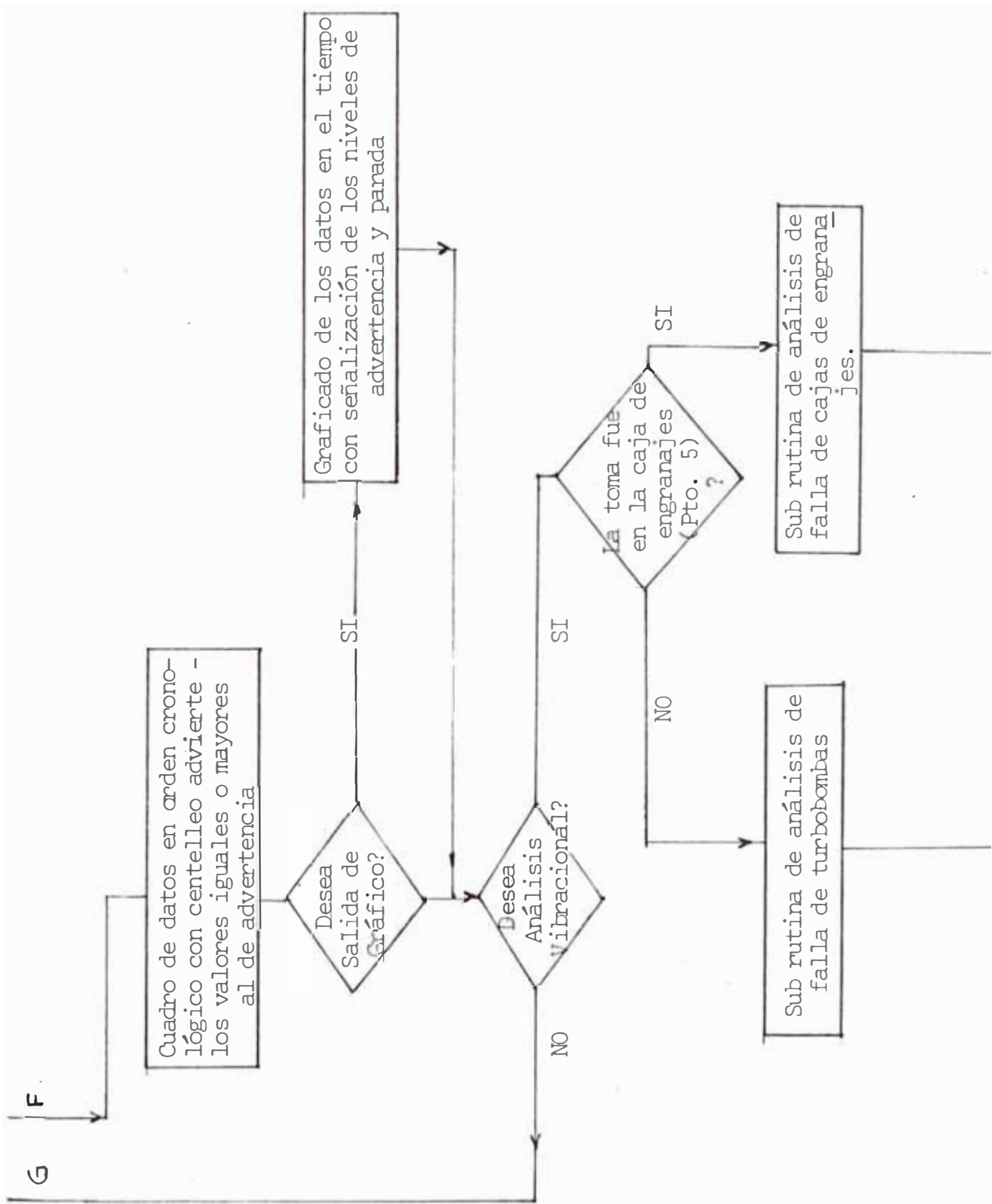
1, 2, 3, 4 ó 5

Selección automática de los valores normales, advertencia y parada recomendados para la turbina.

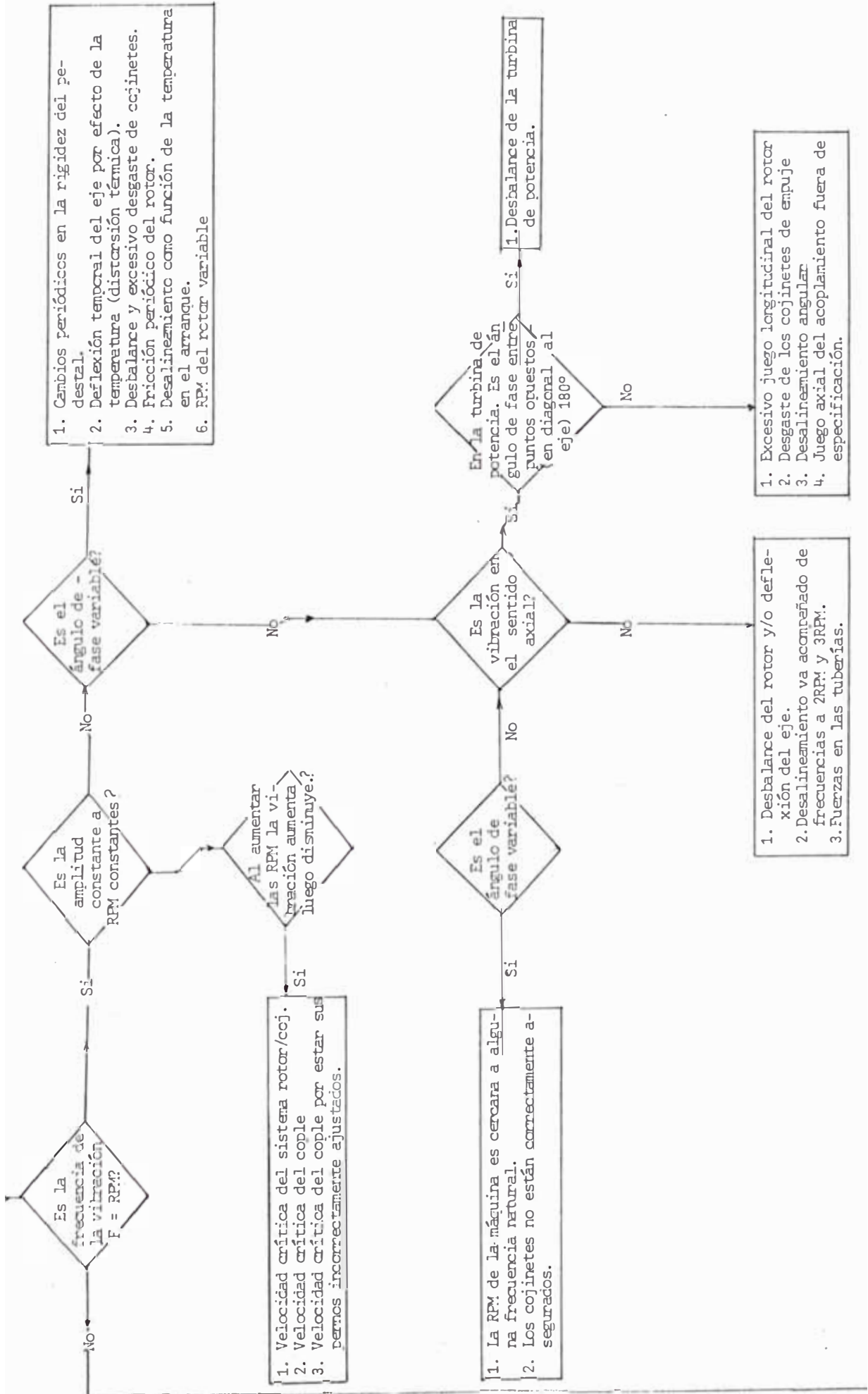
Selección automática de los valores normales, advertencia y parada recomendados para la bomba y ventilador

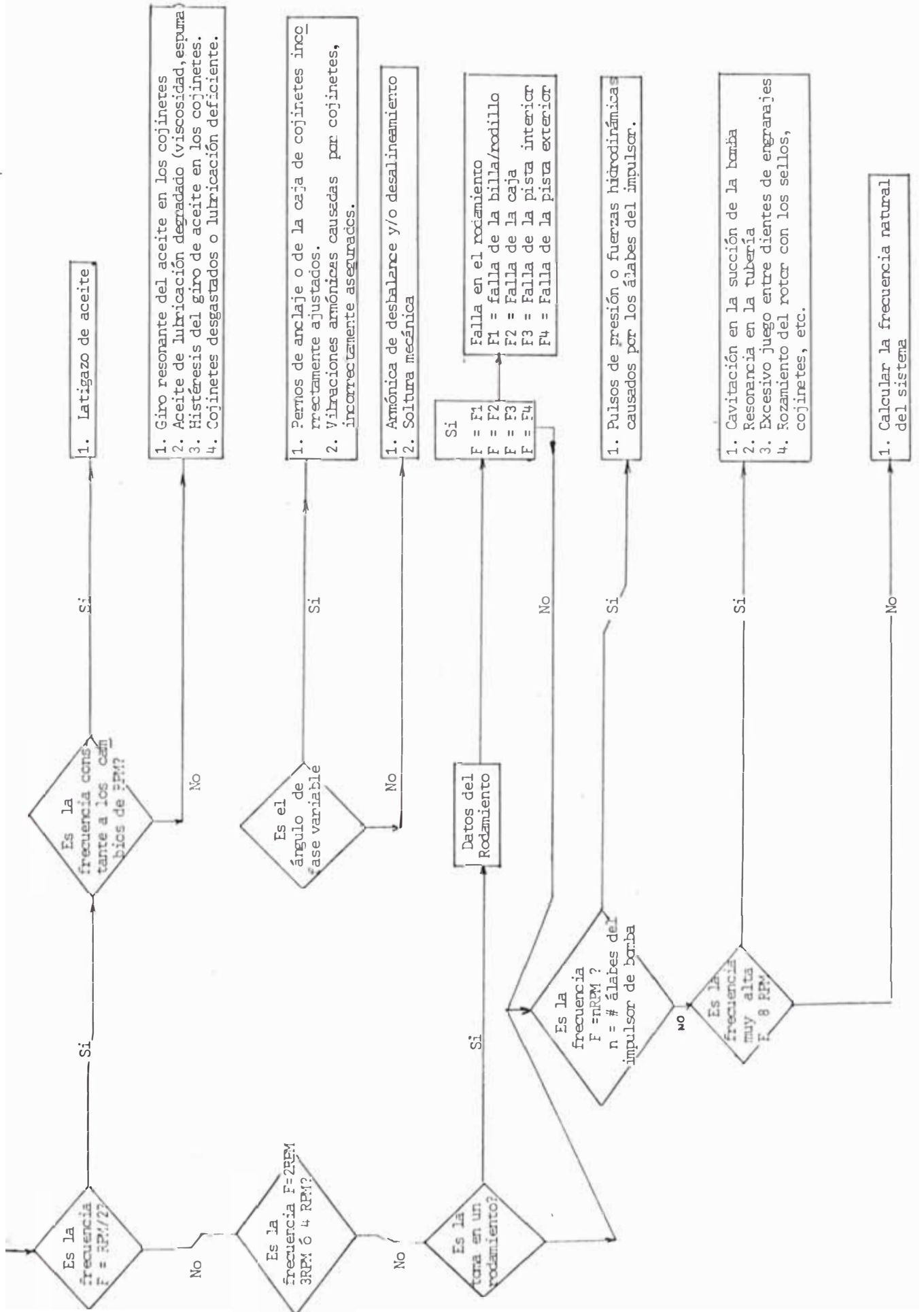
Selecciona la Opción

- 1. Horizontal
- 2. Vertical
- 3. Axial
- 4. Salida

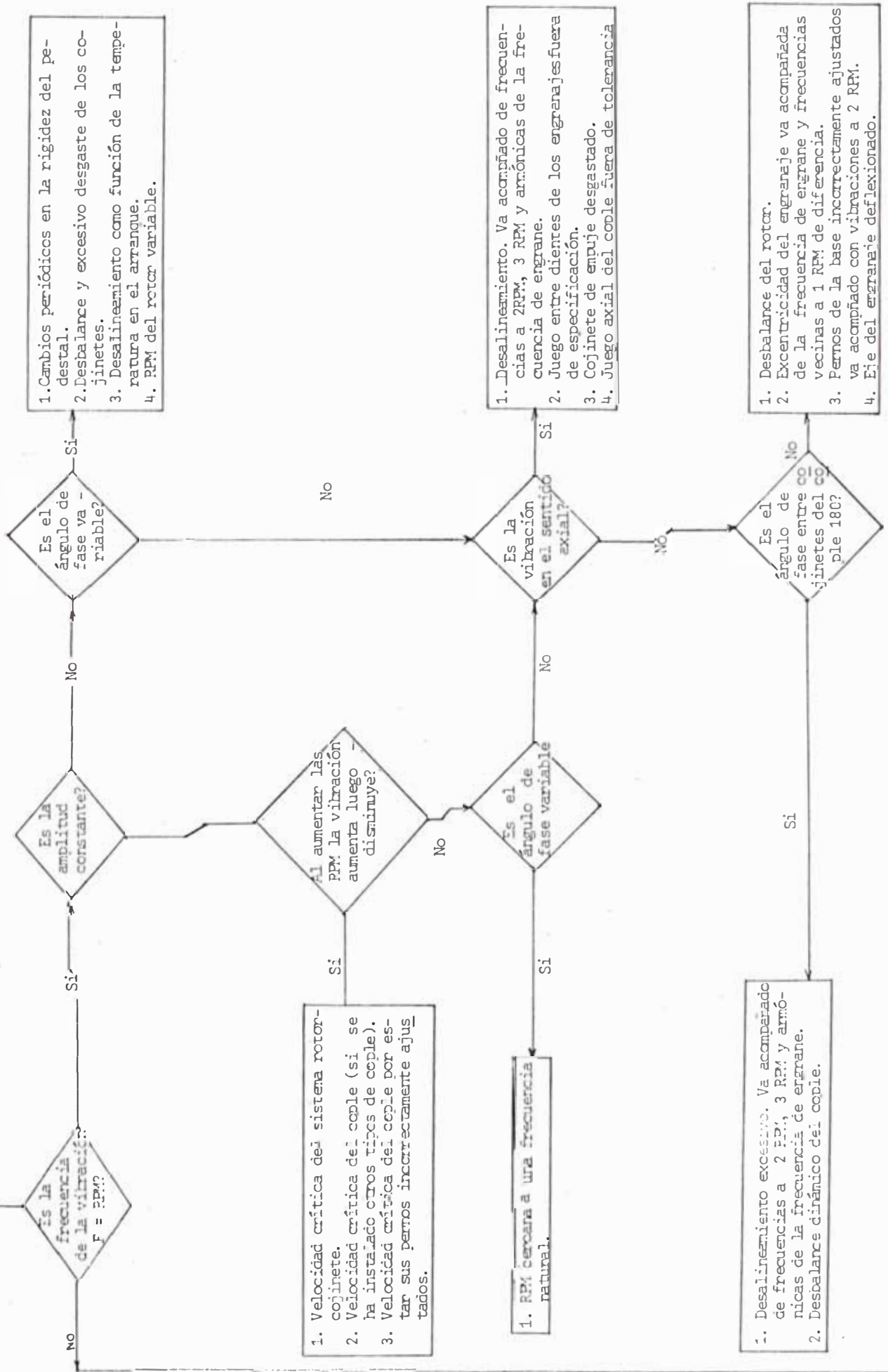


H

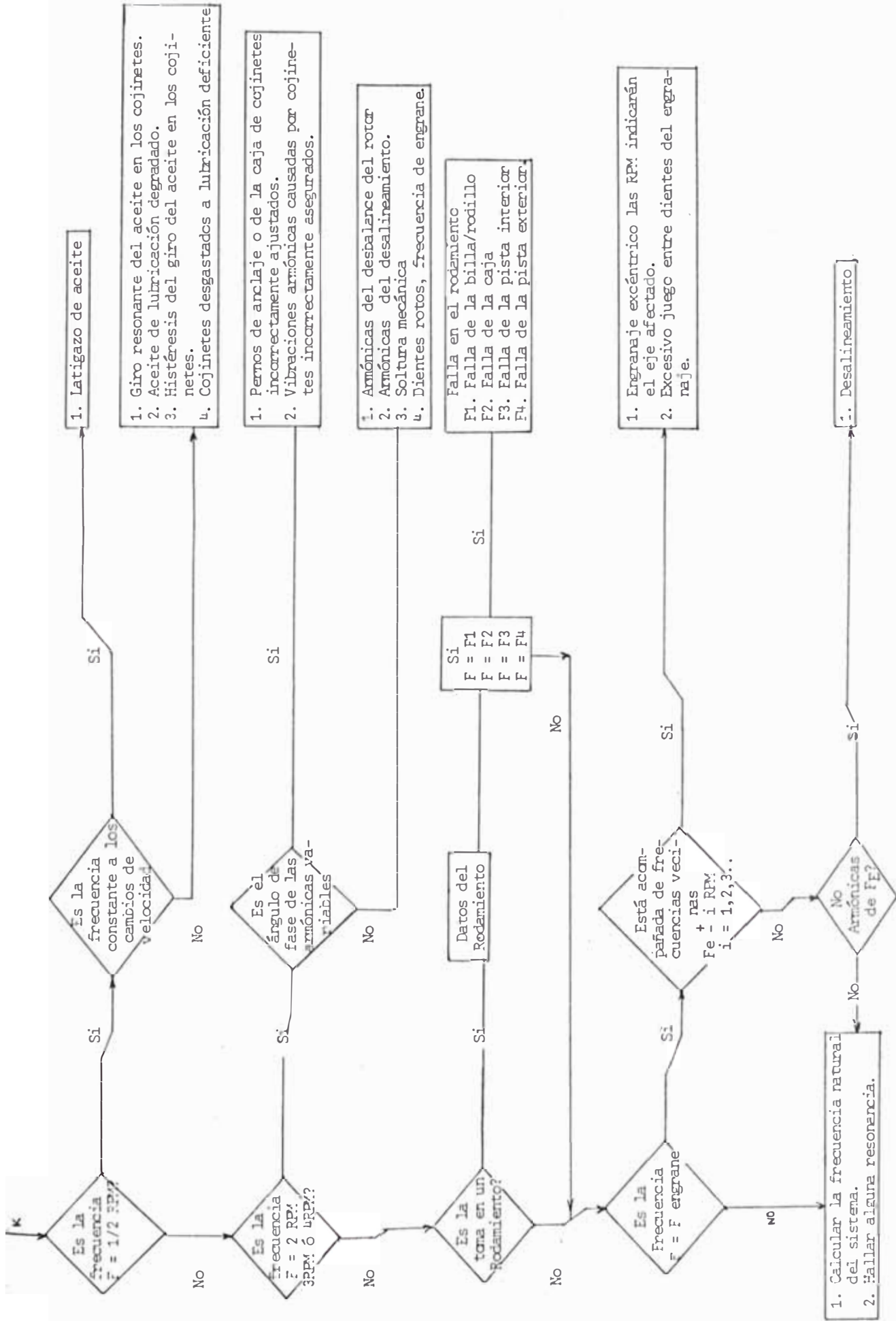




J



K



5.3 PRESENTACION DE CASOS, DONDE SE UTILIZA EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO PARA DETECTAR PROBLEMAS

Se describen casos ocurridos en Fertisa para destacar lo valioso que es basarse en las vibraciones para detectar e identificar problemas mecánicos.

- 5.3.1 Grupo Turbo-Alternador TI/120 (A)
- 5.3.2 Bomba Centrífuga de Alta Presión PC4/120 (B).
- 5.3.3 Grupo Bomba-Turbina Francis PC4/TI/162(A)
- 5.3.4 Grupo Turbina vapor-compresor de Aire-Turbina de Gas CRI/200 (A).
- 5.3.5 Bomba vertical centrífuga PC3/105 (A)
- 5.3.6 Compresor helicoidal CR4/200 (B)
- 5.3.7 Compresor centrífugo CRI/170 (A)
- 5.3.8 Plato granulador Polisius PG1/313 (B)
- 5.3.9 Ventilador de Aire VV12/313 (B)

Donde las letras entre paréntesis indican el tipo de clasificación del equipo.

A = crítico

B = esencial

C = propósito general.

5.3.1 Grupo Turbina-Alternador T1/120

1. Especificaciones

1.1 Turbina (T1)

Fabricante : Ansaldo

Tipo : Acción y Reacción

Fluido : Vapor

Servicio : Movimiento al Rotor del Alternador

RPM = 3,600

Pot = 7,000 KW

P = 41 Kg/cm²

T = 445°C

1.2 Alternador (G1)

Fabricante : Ansaldo

Tipo : AT 9412/2-60

Servicio : Corriente alterna a la fábrica

RPM = 3,600

Pot. = 942KVA

A = 1087

V = 5000 A/Y

1.3 Excitatriz principal

Fabricante : Ansaldo

Servicio : Corriente continúa a rotor de alternador.

RPM = 3,600

A = 350 Amp

V = 95 Y

2. Antecedentes

- Ultima reparación general (Cambio de Rotor) Set = 1981.
- Ultimo mantenimiento general Agosto-Setiembre 1986, horas de servicio acumuladas al (15 octubre - 1989) = 23,456 horas.

3 Trabajos realizados

3.1 Gráfico de Control

- Los registros de las amplitudes vibracionales de los puntos (1,2,3,4 y 7) se han incrementado progresivamente, ver figura 63 instrumento utilizado IR D 308.

3.2 Análisis vibracional

- Se registraron las vibraciones en las armónicas filtradas a 1X, 2X de las RPM de funcionamiento, estas mediciones se tomaron en tres direcciones (H, V, A) obteniendo los valores de la Figura 64.

- ### 3.3 Control de temperatura en el punto 1, según esquema de máquina.

- Ha seguido incrementándose, siendo necesario instalarle refrigeración externa de aire el día 16.06.89.

3.4 Con el instrumento SPM, se ha controlado la caja de Regulación registrando los siguientes valores 70 dB (06.89) y 79 dB - (11.89).

4. Conclusiones

- El punto de medición # 1, el nivel de vibración se encuentra en condiciones permisibles, el punto # 2, está en el rango ás pero siendo la frecuencia predominante - 3,600 (1X). Podría existir un desbalance del Rotor por desprendimiento de algunas paletas o por acumulación de suciedad (caliche)
- Los cojinetes # 3 y # 4 también se han incrementado sus valores normales lo que puede atribuir a que el rotor no se encuentre redondo.
- El aumento de nivel de vibración en el punto 7 (bomba principal), indica un desgaste de cojinetes, con rozamiento de piñones en la caja de la bomba.

- El incremento de los niveles de ruido detectado en la Caja de Regulación, se debe posiblemente por desgaste en los engranajes, en articulaciones del sistema.
- El aumento de temperatura en el Cojinete # 1, se debe principalmente a un desgaste del sello de vapor.

5. Recomendaciones

- Preparar rotor # 1 en reserva para posible cambio en próxima parada general.
- Preparar repuestos para la caja de regulación presenta deterioro.
- Preparar cojinetes de los apoyos # 1,2,3, 5 y 6.
- Preparar bomba principal de aceite para cambio.
- De seguir aumentando las mediciones de vibración, aplicar plan de parada general en el menor tiempo posible.

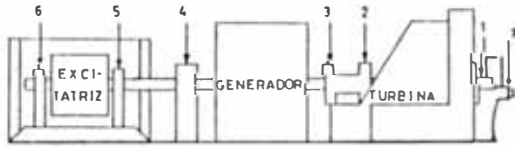
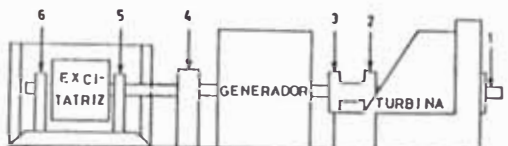
Máquina: Turbo-Alternador Sigla: T1-G1 Localización: 2-D/120 RPM = 3,60C POT = 7,000 KW A = 10P7 V = 5,000 Voltios \sqrt{Y} Equipo de Medición: IRL 308 AMPLITUD : VIL DIS UNIDADES : MILS MICRA LEYENDA		INTERVALO DE INSPECCION: INTERDIARIO 								
LIMITES DE VIBRACION ALARMA = (2-3) x NORMAL PARADA = (8-10) x NORMAL										
SINBOLO	→	☐	⊗	— —		V	A	T		
INDICA	PUNTO TOMA	RODAJE	CHUMA	ACOPL	HORIZ.	VERT.	AXIAL	TEMP.		
FECHA		NIVELES NORMALES	19/11/88	19/01/89	06/09/89	14/06/89	29/07/89	19/03/89	Niveles Normales μm	
1	V	0.5	15.5	14	14.5	16	15	20	12.7	
	H	0.26	8.4/9	6.9/7	7.6/8.2	7.6/8.2	10	13	6.6	
	A	0.3	7.6/8.1	6.4	15	17	19	19	7.6	
	T	47	63	64	60	66 ^A	60	62		
2	V	1	27.5	22	35	47	46	59	25.4	
	H	0.19	6.4/1.9	3.6/4	6.9/7	5.4	4.6/5.9	6.4/7.2	4.8	
	A	0.29	9.2/10	11	5.6/6	5.8/6.4	7.1	15.5	7.4	
	T		55	55	52	51	48	50		
3	V	0.56	16	13	21	22	19	30	14.2	
	H	0.18	4.4/4.8	4.8/5.4	7.8/8.4	7.9/8	7.4	12.5	4.7	
	A	0.33	8.4/9	7.2	4.6/5.2	3.6/4	4.6	5.6/6	8.5	
	T		55	55	51	51	47	49		
4	V	0.80	22	20.5	24	21	18	34	20.5	
	H	0.65	17	14	13.5	9/9.4	11.5	17	16.5	
	A	1.1	35	35	24	18	7.6	25.5	27.9	
	T		41	41	30	39	36	36		
5	V	0.21							6	
	H	0.5	4.4/5.6	4/4.4	6.6/7	6.8/1.6	6.2	4.4/5	12.7	
	T		43	16	42	42	40	41		

Figura 63

6	V	0.14							
	H	0.30	36/4.6	62/6.6	89	7.0/8.2	6.9	4.0/5.8	7.6
	A	0.60	17/60	17	18.5	19/15	11	16	15.2
	T		91	99	92		36	39	
7	V	0.25	8.2	6	5.9/6	3.4/6.9	5.9	7.6/8	6.3
	H	0.35	13	11	12	13	12/14	15.5	9.1
	A	0.30	5.6/4	5.9	13	14	16	15.5	7.6
	T								
POT(kw)	POT	6,400	6050	6250		9,700	4,500	6300	
AMPERAJE	Am	810							
C.S		0.97							
VOLTAJE	V	5,000							
INSPECTOR									
OESEERVACIONES						x T con Refrigeración de Aire		Realizar Análisis Vibracional	

Figura 63

<p>Máquina : Turbo - Alternador Sigla: T1-G1 Localización : 2-D/120 RPM = 3,600 Pot = 7,000 kW Equipo de Medición : IRD 350 Amplitud : VEL DES Unidades : MILS MICRA</p>	<p style="text-align: center;">Análisis Vibracional 15/10/89</p> 
---	--

Frecuencia		Totales	3,600	7,200	9,300	19,800	10,800		
Punto									
1	V	15.5	18						
	H	9.4							
	A	14							
	T	63							
2	V	51	54	4.1			2.1		
	H	6.9/6.8							
	A	13							
	T	53							
3	V	27.5	35	2.7			1.4		
	H	11							
	A	5.9/6							
	T	51							
4	V	33	37	4.4			1.4		
	H	18	21.5	3.6			2.8		
	A	25	32	3.9					
	T	40.5							
5	V								
	H	3.8/4.4							
	A								
	T	43							

Figura 64

6	V	5.8/6.4						
	H	15.5		1.4/1.8				
	A							
	T	41						
7	V	6.0/1.4						
	H	14	15		7.4/6.4	2.2/2.6		
	A	13						
	T							
POT(kw)								
AMPERAJE								
COS								
VOLTAJE								
INSPECTOR								
OBSERVACIONES								

Figura 64

5.3.2 Bomba Centrífuga de Alta Presión:
PC4/120

1. Especificaciones

1.1 Tipo : Bomba centrífuga
 Servicio : Envío de agua a la caldera
 Capacidad : 53 m³/hr.
 Velocidad : 3550 rpm.
 Ten = 100°C Pin = 1.6 kg/cm².
 Tsal = 125°C Pds = 71 kg/cm²
 Fabricante: KSB HD65/9 EENT.
 Cojinetes: SKF NU210 ECK/C3

1.2 Motor eléctrico Marelli

Potencia = 150 HP Tipo = MAC 11422 RM
 Voltaje = 440 Cojinetes 6320/C3
 6320/C3
 Amp = 251
 Velocidad = 3550 Conex Y/A

1.3 Acoplamiento. Renold 64428

2. Antecedentes

- Marzo-Junio 1985 Instalación de la bomba nueva.

- Febrero-Marzo 1986 Mantenimiento general de motor. Cambio de Rodajes, Balanceo dinámico.
- Nov.-Diciembre 1986. Mant. General de Motor eléctrico, cambio de rodajes, balanceo dinámico.

3. Trabajos realizados

3.1 Gráfico de control

- Según el Gráfico 65 se observa que los valores dB en los puntos 2, 3 y 4 han comenzado a incrementarse, para el registro de ruido se ha utilizado el instrumento SPM.

3.2 Los valores de vibración total, del Gráfico 66, indican un incremento ligero aceptable.

4. Conclusión

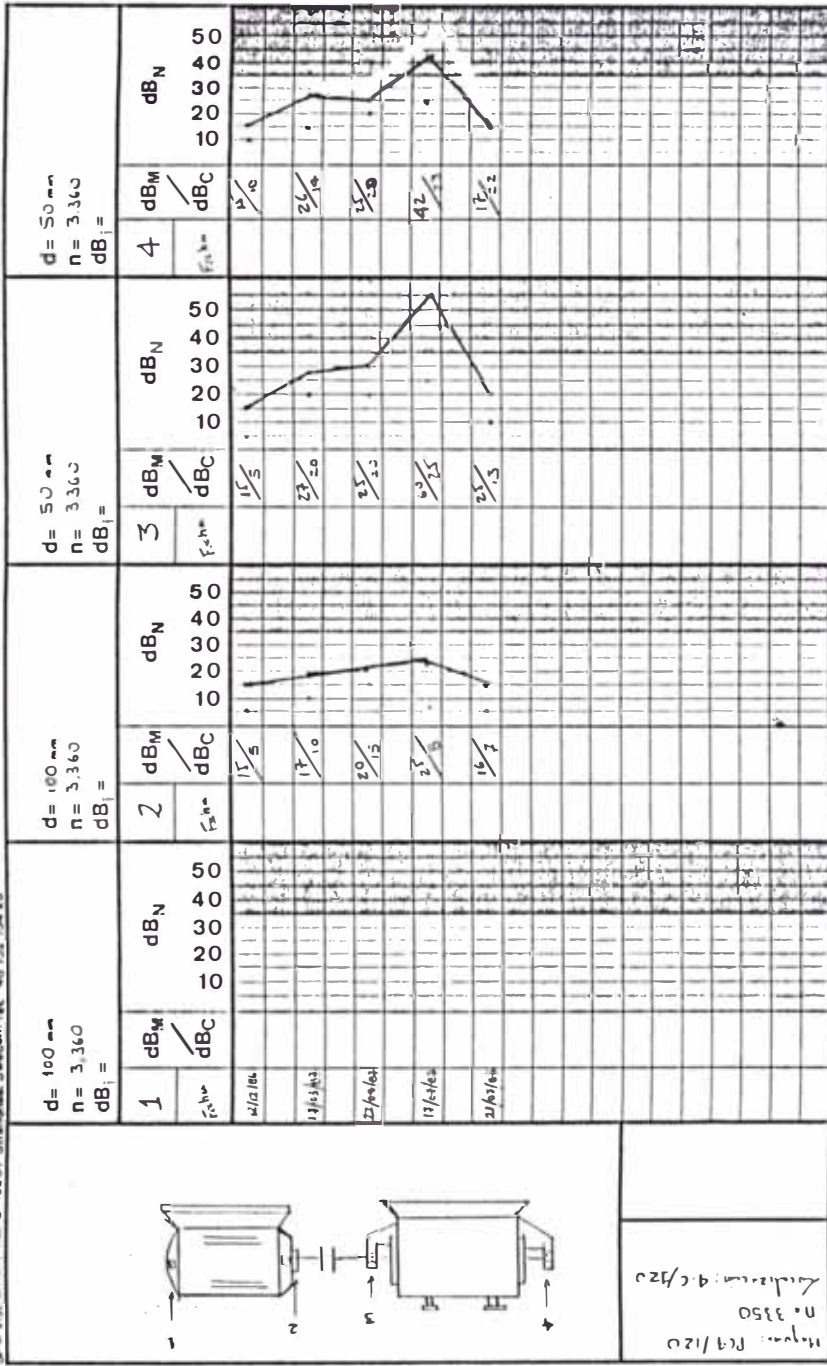
- Debido a los valores de $dB_c = 60$, se encuentran los rodamientos dañados.
- Posible desalineamiento.

5. Recomendación

- Revisión de los rodamientos de la bomba KSB (posible cambio de rodaje).
- Revisión del motor solo.

6. Evaluación de las recomendaciones

- Se encontró el cojinete // 3 con la canastilla rota y el cojinete // 4 con desgaste.
- Se cambiaron 2 cojinetes SKF NU210 ECK/03.



Mycket R9/120
n. 3350
Användningsanvisning 9. C/120

Printed in Sweden by Gunnar & Gunnar Byggtryckeri AB, Gäddede

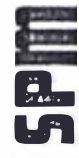


Figura 65

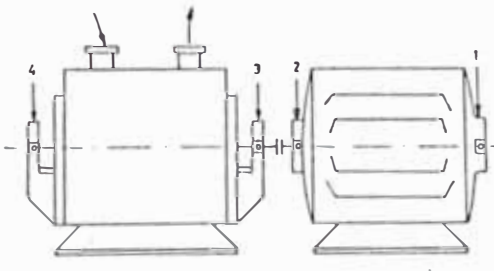
MAQUINA: BOMBA DE ALIMENTACION A LA CALDERA SIGLA: PC4-N LOCALIZACION: 4-C/120 RPM: 3350 POT.: 215 HP A: 251 Amperios EQUIPO DE MEDICION: IRD 308 AMPLITUD VEL <input type="checkbox"/> DES <input checked="" type="checkbox"/> UNIDADES MILS <input checked="" type="checkbox"/> MICRA <input type="checkbox"/>		INTERVALO DE INSPECCION: SEMANAL 	
SIMBOLO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> H V A T INDICA PUNTO TOMA RODAJE CHUMAC ACOPL. HORIZ. VERT. AXIAL TEMP.		LIMITE DE VIBRACION ALARMA = (2-3) x NORMAL PARAR = (8-10) x NORMAL	
FECHA POSICION NIVELES DE REFERENCIA		12/12/86 dBc dB ₁₁ 17/01/81 dBc dB ₁₁ 22/04/81 dB _y 17/01/81 dB _y 21/07/81 dB _y	
1 H 0.5 0.15/0.66 0.93/0.30 0.69/0.60 0.90/0.43 0.28/0.48 V 0.9 0.76/0.38 0.89/4.0 0.78/0.36 0.30/0.30 0.64/0.18 A 1.2 1.5/1.6 1.3/1.9 1.5 1.6 1.1			
2 H 0.9 1 0.72/0.82 0.32 0.30 1.1 V 0.4 0.74 5/15 0.40 19/17 0.00 15/20 0.40 8/25 0.62 7/16 A 0.6 0.64 0.66/0.30 1.4 1.2 0.30/0.40 T			
3 H 0.25 0.15 0.30 0.26 0.48/0.10 0.28 V 0.35 0.30 5/15 0.44 20/27 0.26 20/25 0.32/0.42 25/60 0.08/0.12 13/25 A 0.20 0.40/0.28 0.30/0.00 0.22/0.18 0.29/0.39 T			
4 H 0.20 0.15 0.22 0.22 0.20 0.20 V 0.25 0.19/0.10 19/15 0.22 19/26 0.18 20/25 0.32 23/42 0.14/0.15 22/17 A 0.25 0.21/0.26 0.26 0.18 0.34 0.20/0.15 T			
Amperaje	Ap	200	
Pdescarga	Pd	66 Kg/cm ²	
Inspector			
OBSERVACION			

Figura 66

5. 3.3 Grupo Bomba-Turbina Francis PC4/TI/162

1. Especificaciones

1.1 Motor

Marca : Ansaldo

Potencia = 700 HP

Voltaje = 5,000 V

Amperaje = 80 A.

n = 1770 rpm.

Cojinetes

NU326C4 lado acoplamiento.

6326C3 Lado ventilador

1.2 Bomba centrífuga

Marca : KSB

n = 1740 rpm

P = 16 kg/cm².

T = 20°C

Q = 1460 m³/hr

Fluido : agua industrial

Cojinetes: Babbit Federico VIII

Impulsores = 2 con 7 álabes

Mateiral : 1ra. inoxidable.

2da. bronce

Servicio : agua a columna

C1/162.

1.3 Turbina de recuperación (Tipo Espiral Horizontal Francis $D_1 = 350$).

Marca : Escher Wyss

Tipo : Francis

Fluido : Agua industrial

Servicio : Recuperación de energía

$n = 1780$

$H = 97 \text{ m}$

$T = 20^\circ\text{C}$

$Q = 1400 \text{ m}^3/\text{hr}$

Pot. = 427 CV

2. Antecedentes

- Ultimo cambio de bomba el 26.10.85 por el alta vibración y baja eficiencia.

3. Trabajos realizados del (26.10.89 al 18.01.90)

Gráfico de control en las partes de incremento (1,3,4 y 6), las medidas tomadas son desplazamiento de acuerdo al gráfico 67, instrumento utilizado vibrómetro IRD 308. Se realizó el análisis vibracional el día 17.01.90 se tomaron las vibraciones en las armónicas filtradas a 1 x, 2x de las RPM del motor, estas mediciones se realizaron en las 3 direcciones (Horizontal, vertical y axial) obtenido los valores registrados-

en la Gráfica 68.

- Control de temperatura en los diferentes puntos de apoyo según esquema de máquina. Gráfico 67.

4. Conclusiones

- Según los valores del Gráfico 67, nos indica que la condición de la máquina se ha ido desmejorando gradualmente.
- Del análisis vibracional realizado, se concluye lo siguiente:
 - a) La parte rotativa de la bomba presenta desequilibrio
 - b) Existe cavitación y problemas de flujo.
 - c) En las tapas del motor existe desalineamiento.

5. Recomendaciones

Preparar la bomba actualmente fuera de servicio para posible cambio a corto plazo.

- Bajar carga para reducir probabilidad de falla imprevista.
- Cuando se cambie la bomba, probar motor solo para observar comportamiento.

6. Evaluación de Recomendaciones

Luego de realizar cambio, la bomba se desarmó encontrándose impulsores con álabes rotos así como también los difusores.

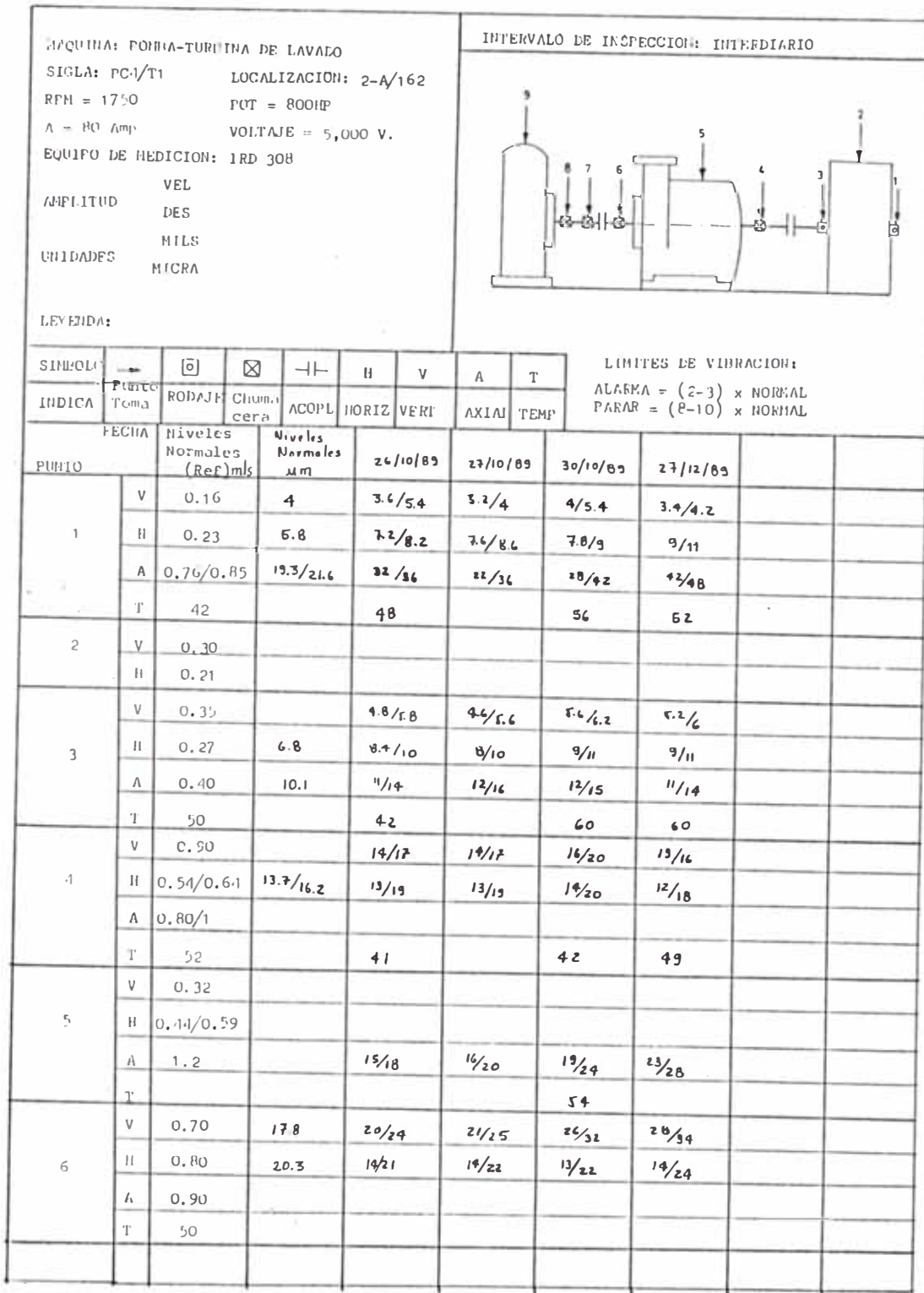


Figura 67

7	V	0.18	4.5	3/3.6	3.2/3.6	3.2/3.6	3/3.6		
	H	0.28	7.1	6.2/7.4	6.2/7.4	6/7.6	5/6.4		
	A								
	T	43		40		54	44		
8	V	0.20	17.7	12/15	15/19	21/26	21/25		
	H	0.27	6.8	4.2/5.2	4.9/5.6	4.6/6.4	6.8/7.8		
	A	0.52	13.2	13/17	19/15	21/26	20/34		
	T	51		53			55		
9	H								
	V								
	A						19/23		
AMPERAJE	A _p	88		78-80	81-84		82-84		
P. descarga	P _d	14		14.5	14.7		15		
INSPECTOR									
P. aceite	P _e	1.5							
OBSERVACIONES							Realizar Analisis Vibrometral		

Figura 67

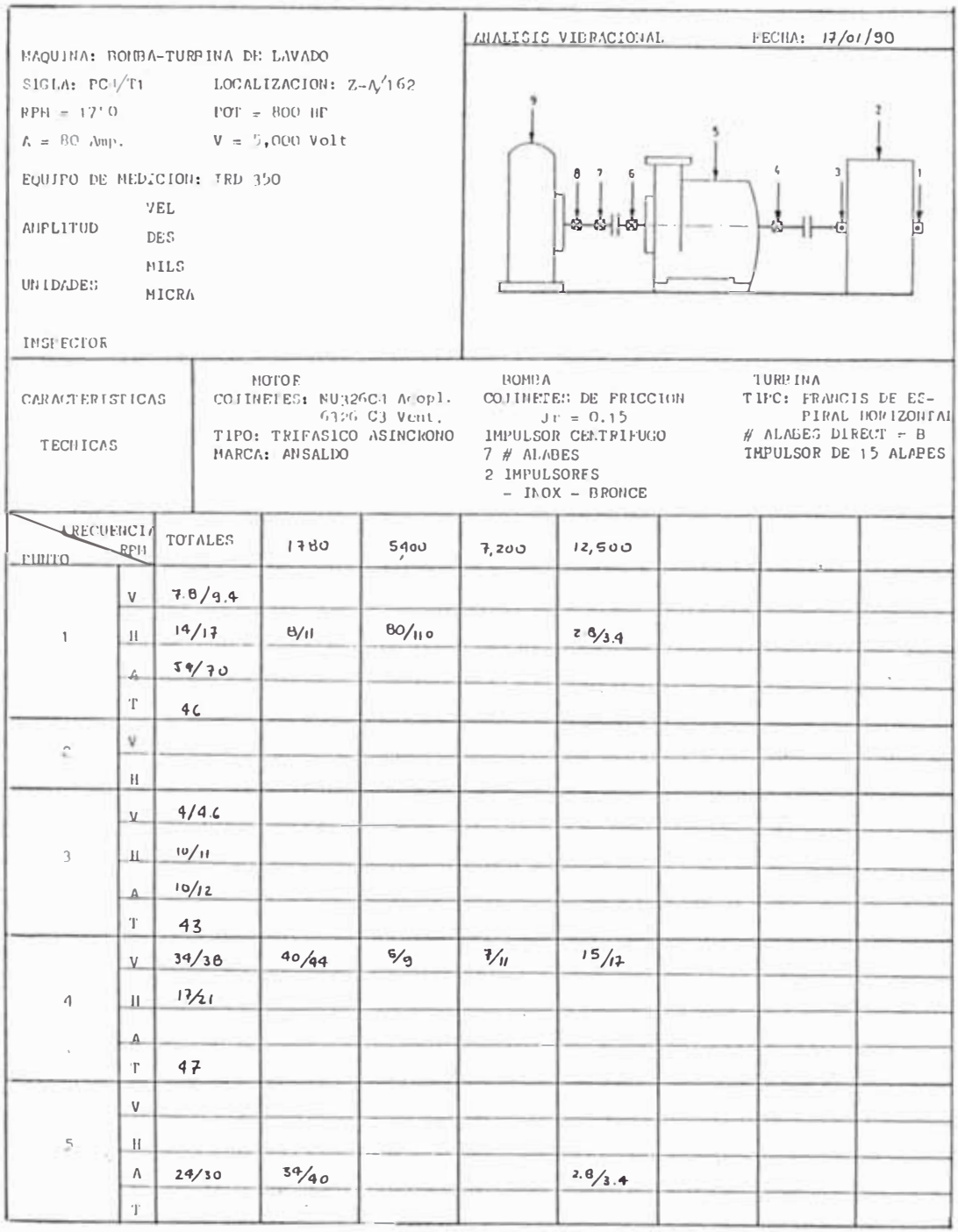


Figura 68

6	V	28/32							
	II	30/34	20/22	12/15		17			
	A								
	T	52							
7	V	4/4.6							
	II	6.9/7.6							
	A								
	T	42							
8	V	17/22							
	II	50/7							
	A	15/22							
	T	52							
9	II								
	V								
	A	14/17							
Amperaje	Ap	79-76							
P. descarga	P'd	19.3 k _v /cm ²							
INSPECTOR									
P. aceite	P.a.								
OBSERVACIONES									

Figura 68

5.3.4 Grupo: Turbina a Vapor - Compresor de Aire-Turbina de Gas. CR1/200

1. Especificaciones

Fabricante: GHH Alemania

Turbina de vapor

Tipo : 2 etapas de condensación rotativo

Fluido: vapor sobrecalentado

Servicio: Accionamiento de compresor de aire

Caudal : m = 4280 kg/hr.

P = 17 ATM

T = 350°C

pot= 955/1235CV

RPM = 7,180

Velocidad de disparo = 7,700 rpm

Posición del indicador axial = 0.1

Límite de parada = 0.4

Compresor Centrífugo

Tipo : 2 etapas

Fluido : **aire**

Servicio : comprimir aire para proceso

Caudal = 18,000 m³/hr.

P descarga = 3.5 AM

Ts = 139°C

Turbina a Gas

Tipo : 1 etapa centrífugo

Fluido : gases N₂O

Servicio : Recuperación de energía

Caudal = 12,700 m³/hr

P = 25 ATM

T = 110 °C

n = 7,000 rpm.

2. Antecedentes

- Cambio de cojinete axial lado turbina - 10.04.85, por haberse desprendido metal babbitt.

Ultimo paro mensual se combinarán todos los filtros de entrada de aire.

3. Trabajos realizados

3.1 Gráfico de Control del 02.05.89 al 15.08.89.

- Se tomaron las medidas totales, encontrándose que el punto N°5 comenzó aumentar - (cojinete de apoyo del compresor de B.P.). se utilizó el equipo IRD 308, véase figura 69.
- Se realizó en gráfico de control para la presión de aceite del cojinete # 5, según la figura 69, donde se puede observar que la presión está decreciendo.

3.2 Análisis de Vibración

- Al realizar el análisis vibracional, en el punto # 5, en la dirección horizontal la máxima amplitud se presentaba a 2,800 rpm. Figura 70.
- Los otros puntos de medición no tienen un incremento significativo. Vea Figura 69. Se ha utilizado el graficador para determinar las frecuencias predominantes, siendo ésta a 48% de RPM del turbo-compresor. Figura 71.

4. Conclusiones

- El nivel de vibraciones en el cojinete # 5 de apoyo del compresor ha aumentado de 4.2/4.8 a 11/16 u en la dirección horizontal, siendo la frecuencia predominante a 48% de RPM del turbo compresor, lo que probablemente el rotor tenga alguna suciedad o material extraño.
- Debido a la caída de presión del aceite 1.6 kg/cm². a 1.4 en el cojinete # 5, posiblemente porque se encuentre obstruida la línea de distribución ha podido causar daño a dicho cojinete.

5. Recomendaciones

- Inspeccionar rotor del compresor de baja presión
- Inspeccionar y sopletear líneas de distribución de aceite para los cojinetes.
- Inspeccionar acoplamiento entre B.P. y A.P.
- Inspeccionar Coj. # 5 y Coj. # 6.

6. Evaluación de las Recomendaciones

- Se encontró en el primer impulsor del rotor del compresor de baja presión, suciedad de hasta 2 mm. de espesor.
- En la caja del Cojinete # 5, se encontró mezclado con el aceite una masa gelatinosa.
- El Cojinete # 5, se encontró con algunas raspadoras del babbit.
- El acoplamiento entre el compresor de B. P y A.P. en buen estado, no se encontró nada anormal.

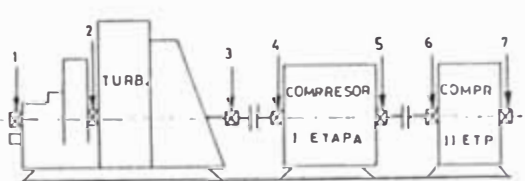
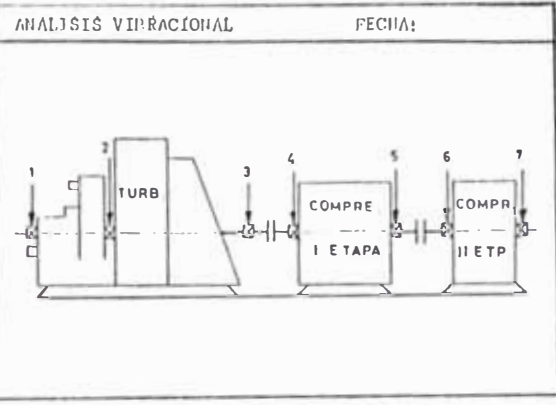
MAQUINA: TURBO-COMPRESOR DE AIRE SIGLA: CR1 LOCALIZACION: Z-2/200 RPM = POT = A = EQUIPO DE MEDICION: IVD 308 AMPLITUD VEL DES UNIDADES MILS MICRA		INTERVALO DE INSPECCION: INTERDIARIO 									
SIMBOLO \rightarrow \square \boxtimes \dashv \parallel \vee A T INDICA Punto Toma RODAJE Cluma cera ACOPL HORIZ VERT. AXIAL TEMP.		LIMITE DE VIBRACION ALARMA = (2-3) x NORMAL PARAR = (8-10) x NORMAL.									
FECHA POSICION		Niveles Normales		23/05/89		15/08/89		16/08/89		15/09/89	
1	V	0.06	7.5	6.1				5.4/5.8			
	H	0.10/0.14	4.6/5.6	4.8/5.8				4.4/5.4			
	A	0.16/0.24	2.4/3.4	3.4/4.8				3.4/5.2			
	T										
2	V	0.04	6.8	5.4				5.6			
	H	0.08/0.12	2.8/4.4	3.4/4.6				3/3.8			
	A	0.14/0.23	2.6/3.6	3.4/4.8				3.8/5.4			
	T		50	49				50			
3	V	0.04	5.2	4.4				5			
	H	0.07/0.12	4/4.4	4/4.6				3.6/4			
	A	0.16/0.23	3.4/4.2	4.4/5.4				4.2/6			
	T		43	44				24			
4	V	0.12	3.9	3.6/4				4.6			
	H	0.08/0.12	5/5.4	4.6/6				6.4/7			
	A	0.15/0.23	3.4/4.2	4.4/5.6				4.2/6			
	T		51	52				51			
5	V	0.9	4.1	4.6/5.2				4.8/5.2			
	H	0.10/0.14	4.2/4.8	4/4.6	11/16		11/13	5.6/6.8			
	A	0.17/0.24	4.6/5.2	4.8/6.4				6.2/7.2			
	1/8		3.4/4.6	3.7/4.4				3.6/4.6			

Figura 69

MÁQUINA: TURBINA-COMPRESOR DE AIRE
 SIGLA: CR1 LOCALIZACIÓN: Z-C/200
 RPM = POT =
 A = V =
 EQUIPO DE MEDICIÓN: IRD 150
 VELOCIDAD: VELOCIDADES
 UNIDAD: MILS
 PICRA
 INSPECTOR:



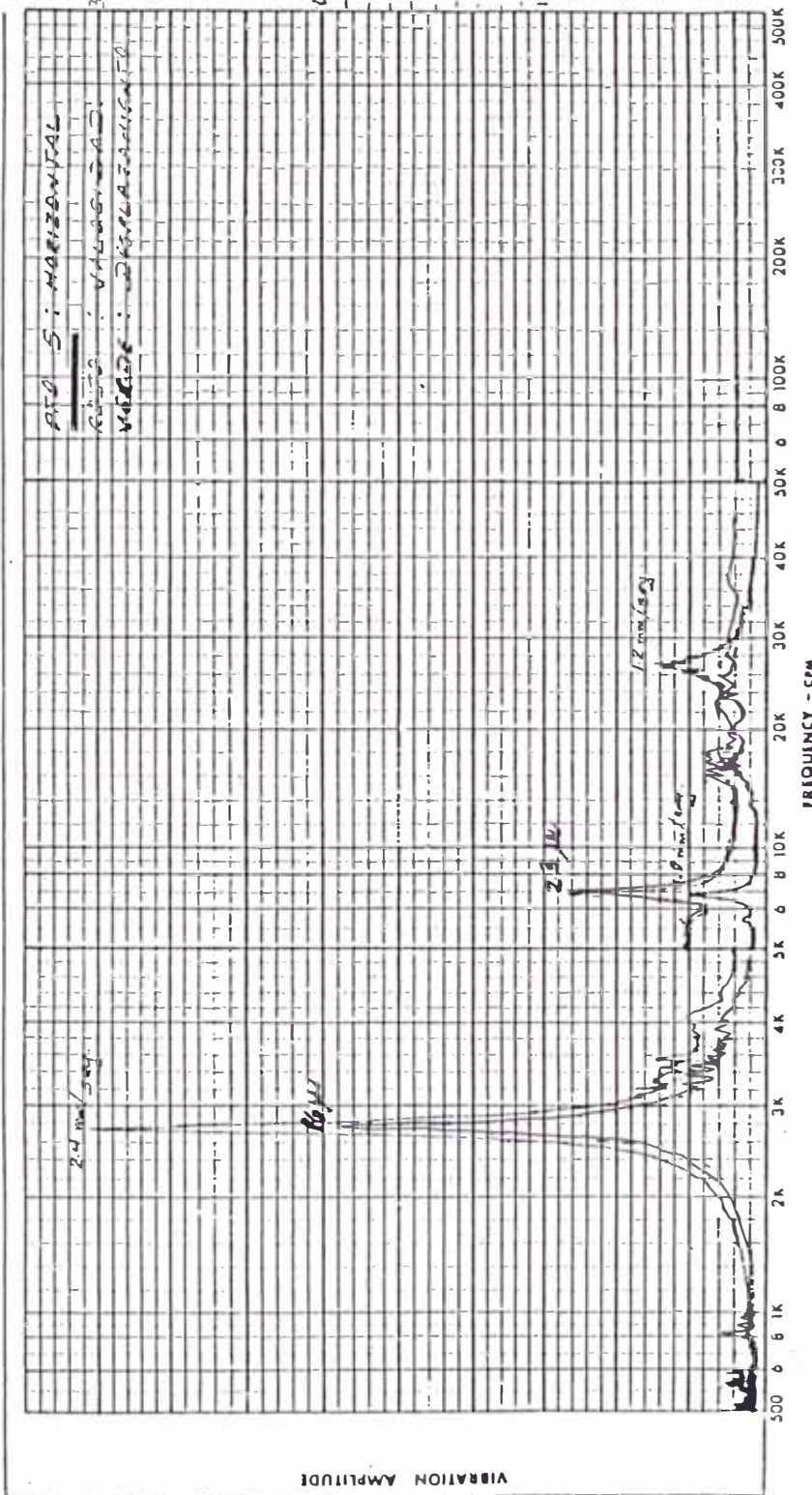
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	TURBINA VAPOR ROTOR CON 7 IMPULSORES; 5 CERRADOS - 2 ABIERTOS BOMBA PRINCIPAL DE ENGRANAJES. HELICOIDALES # DIENTES 18	COMPRESOR DE AIRE 1ra. ETAPA 3impul. 2da. ETAPA 3impul. ACOPLAMIENTO: ENGRANES # DIENTES 44 CON DISTANCIADOR L 405	TURBINA DE EXPANSION 1 IMPULSOR DE Ac. INOX.
--------------------------	---	---	--

POSICION	FRECUENCIA RPM	TOTALES	2,000	3,500	7,000			
		V						
1	H							
	A							
	T							
	V							
2	H							
	A							
	T	50						
	V	5						
3	H	49/5.2						
	A	48/5.8						
	T/p	49/1.02						
	V	3.8						
4	H	66/7.8						
	A	62/8.4						
	T/p	52/0.82						
	V	4.8/5.4						
5	H	14/19	16.5	8/18	3.1			
	A	6.9/7.4						
	T/p	36/1.40						

Figura 70

6	V	32/36							
	II	72/82							
	A	69/7							
	I/P	50/158							
7	V	46/62							
	II	10/125	49/48	72/86	9/3.4				
	A								
	I/P	50/165							
P. aceite		2.2 kg/m ³							
Dos. Axial	X _A	0.07							
INSPECTOR									
Dis. Axial	X _B	-0.23							
OBSERVACIONES									

Figura 70



PTO 5: HORIZONTAL
 RPTD: VIBRO-SAS
 MODEL: DIGITAL SIGNAL TO

MACHINE TURBO COMPRESSOR OF DIESEL AMPLITUDE FILTER OUT	
MACHINE LOCATION PLANTA 200	AMPLITUDE RANGE (INCL SCALE) _____
OPERATING CONDITIONS (RPM (OD) 11.47 C)	MILS PE-PE _____ IN/SEC PE _____
RPM = 7000 C.P.M.	MICROHS PE-PE _____ MM/SEC PE _____
CAJ. 5: TEMP = -37°C.	FILTER IN <input checked="" type="checkbox"/> SHARP <input type="checkbox"/> BROAD
R. INT. ACITE = 1.49 V/m	TYPE PICKUP <input checked="" type="checkbox"/> VEL <input type="checkbox"/> ACCEL <input type="checkbox"/> NIC
DATA SHEET NO	MEASURE POSITION PTO 5 <input checked="" type="checkbox"/> H <input type="checkbox"/> V <input type="checkbox"/> A
	DATE 16 / 08 / 89 BY J. CASSANO
SCALE OF MACHINE	

Figura 71

5.3.5 Bomba Vertical de Envío de Agua Industrial (PC3/105)

1. Especificaciones

1.1 Bomba: envío y recuperación de agua industrial.

Tipo : centrífuga vertical

Nº de impulsores = 2

Q = 900 m³/hr

Fabricante: Wortington

P = 2.5 Kg/cm²

T = 25°C

Fluido : agua industrial

1.2 Motor

Potencia = 130 HP

Voltaje = 440 V

Amperaje = 155A

RPM = 1775

Marca : Marelli

Tipo : MAC1024

Cojinetes Lado ventilador 6318

Lado acoplamiento 6318.

2. Antecedentes

a. Reparación de la bomba por baja eficiencia, luego de la reparación presentó al-

ta vibración en el rango no aceptable.

b. Mantenimiento general a motor eléctrico.

3. Trabajos realizados

Control de temperatura en el punto 2. Ver Figura 72.

- Análisis de vibración figura 73.

Motor Eléctrico

a) Medición de los niveles totales en D(mm) para los siguientes puntos.

- Rodamientos extremos (punto 1 y 2).
- Cono de sujección de motor y bomba (3).

b) Igualmente se realizó en el análisis de vibraciones efectuando las mediciones en dos direcciones (Horizontal y Vertical), los resultados se muestran en la Figura 73.

c) Pernos de anclaje motor-bomba sobre la base. Los resultados se muestran en la figura 72.

4. Conclusiones

El motor eléctrico muestra niveles vibratoriales, no permisibles, en los puntos 1 y 2 en las direcciones vertical. En las otras direcciones los niveles son aceptables.

- Los valores tomados en la base de la toma y estructura se diferencian, tomando valores excesivos, esto indica que existe una soltura entre bomba-estructura.

5. Recomendaciones

- Verificar Apriete de pernos de anclaje entre base de bomba-estructura.
- Probar motor solo, si persiste calentamiento en el cojinete # 2 colocar refrigeración externa.

6. Evaluación de las recomendaciones

- Se encontró los pernos de anclaje sueltos sin rosca en la parte de estructura.
- Después de la intervención se obtuvieron valores normales de vibración.

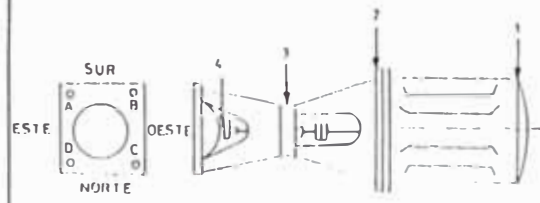
MÁQUINA: BOMBA VERTICAL DE ENVÍO A LA RED SIGLA: PCI LOCALIZACIÓN: Z-1/105 RPK = 1765 POT = 130 HP A = 155 EQUIPO DE MEDICIÓN: IRD 308 AMPLITUD: VEL DES UNIDADES: HILS HICRA		INTERVALO DE MEDICIÓN: QUINCE D. I. 						
LEYENDA:		LINEAS DE VIBRACION: ALARMA = (2-3) x NORMAL PARAR = (5-10) x NORMAL						
SÍMBOLO	→	⊗	⊠	— —		V	Λ	T
INDICA	Punto Toma	RODAR	Clamato cert	ACOPL.	HOFLZ	VERT.	AXIAL	TEMP.
	FECHA	Niveles Normales (Ref.)		22/01/90	24/01/90			
1	HI	0.47/0.75	1.24/1.42	1.11/1.99				
	HS	0.47/0.83	1.34/1.52	1.33/1.81				
	HE	0.47/0.94	2.2/2.9	1/1.8				
2	VII	0.29/0.67	3.54/4.35	1.45/2				
	III	0.31/0.63						
	VC	0.29/0.33	4.32/4.5	2.33/1.23				
	HE	0.31/0.51						
	VE	0.31/0.63	1.31/1.63	0.70/0.86				
T	HE	0.39/0.75	0.97/1.18	0.97/1.1				
	VO	0.47/0.71						
3	HI	0.22/0.27						
	HS	0.24/0.31	2.0/3.18	1.9/2				
	HO	0.27/0.35						
VERTICA LES	A	0.32	3.51/4.13	0.44 0.69				
	B	0.32	4.33/5.11	1.21 0.47				
	C	0.32	2.21/3.04	1.37 0.48				
	D	0.32	2.21/3.26	0.76 0.56				
AMPERAJE	Am	135	133					
Presión	Pa	2.10/cm ²	2					
INSPECTOR								
OBSERVACIONES		T _a = 50°C	T _e = 57°C	T _j = 59°C				
			Se efectua Reparación de Motor Bomba	Largo de Reulizar Correcciones				

Figura 72

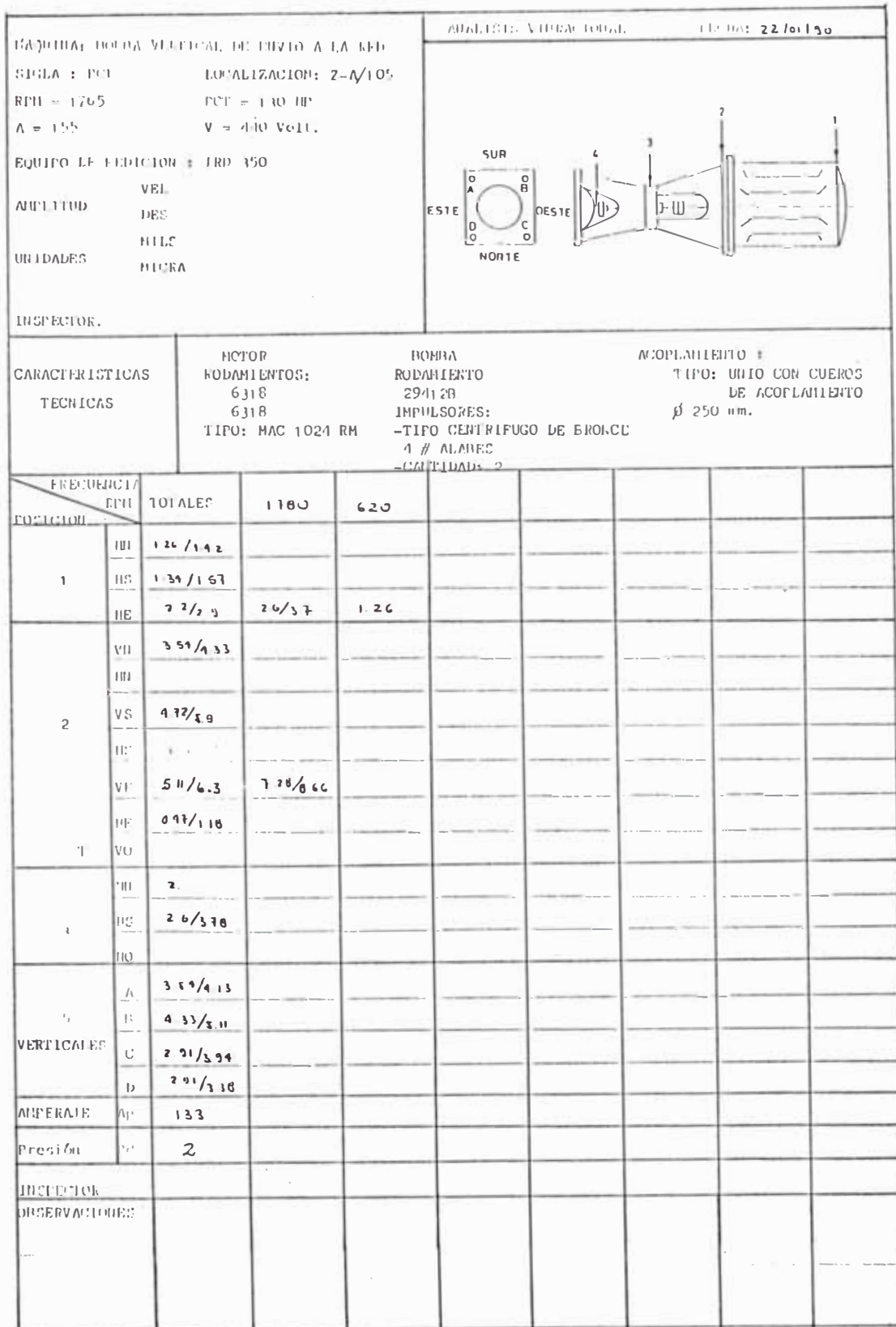


Figura 73

5.3.1.6 Compresor Helicoidal CR4/200

1. Especificaciones

1.1 Tipo : Compresor centrífugo
 Servicio : Compresor de amoniaco
 Capacidad : 3,000 Nm³/hr.
 Velocidad : 11,000 RPM
 Fabricante : GHH Alemania

1.2 Motor eléctrico

Potencia : 150 HP
 Voltaje : 440
 Amperaje : 176 Amp.
 Ciclos : 60 Hz
 Velocidad : 3,575 RPM
 Tipo : MAC-1012 RM Morelli
 Cojinetes NU 318 Acopla
 631,8 Ventilador
 Conex Y/A.

1.3 Multiplicador

Tipo : Ejes paralelos de engranes
 Helicoidales.
 Velocidad : Rueda = 3,575 $Z_1 = 122$ (N°de
 dientes)
 Piñón = 11,000 $Z_2 = 40$
 Potencia = 100 Kw

Relación de Transmisión = 3.05

1.4 Acoplamiento VOLKAN-EZ

2. Antecedentes

- Instalación del compresor en la planta 07.09.83.
- Intervención de servicios eléctricos para Mantenimiento General del Motor Eléctrico (Cambio de rodajes) 10.01.87.

3. Características de la vibración

3.1 Procedimiento de trabajo

- Se muestra en la figura 74, los puntos de medición de vibración del conjunto - Motor-Multiplicador Compresor y además, se anotan las listas de tendencia.
- Se grafica las medidas de amplitud en los puntos en el cual los valores están incrementado progresivamente, ver figura 75, instrumento utilizado IRD 308. Luego de observar el incremento de amplitud a niveles superiores a los perm_isibles, se analizan las vibraciones con el Equipo IRD 350. Ver Figura 76.

4. Conclusiones

- El nivel de vibraciones del motor sólo y acoplado en medidas totales en la primera armónica (3,600 CPM) y segunda armónica (7,200 CPM) se mantienen en un nivel ligeramente rudo, según Tabla de Severidad. Ver figura 76.
- Los otros puntos de medición se encuentran dentro del rango aceptable.

Por lo tanto:

- . Existe un desalineamiento sobre motor y multiplicador
- . Podría existir un desalineamiento de las cajas portarodajes del motor.

5. Recomendaciones

5.1 Recomendación Inicial

- Verificar alineamiento entre motor y multiplicador.
- Prueba de motor solo.

Resultados.

- Luego de chequear el alineamiento, se encontró que estaban dentro de los valores recomendados.
- Se procedió a probar motor solo obteniendo los valores altos en la 1ra. y 2da. armónica.

Conclusión final: Tapas de portarodajes desalineadas.

5.2 Recomendación final

- Para el motor recomendamos efectuar lo siguiente:

Control de medidas de eje.

- . Verificación de excentricidad del motor (máximo 0.01 mm).
- . Verificación de posición y centrado de tapas portacojinetes.
- . Balanceo dinámico del rotor.

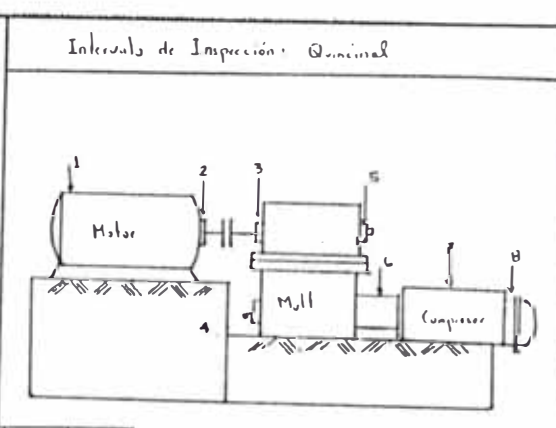
- Para efectos de alineamiento considerar lo siguiente:

- . Lectura de relojes en el eje del rotor del motor (tolerancia = 0.02).

6. Evaluación de las recomendaciones

Después de las correcciones ejecutadas en base a las recomendaciones se probó el equipo 17.11.88 encontrándose desbalanceado el acoplamiento entre motor multiplicador se realizó la corrección el 18.11.88, para luego en servicio el compresor el 05.12.88 con niveles aceptables de vibración

Máquina: Compresor de Amoníaco
 Sigla: CRA Localización: 1-B/200
 RPM: 3510/11,000 Pot: 150HP
 Amp: 176
 Equipo de Medición: IRD 508
 Amplitud Vel Unidades mils
 Dis micros
 Leyenda



Simbolo	→	□	⊗	⊖	H	A	V	T			
Indice	Punto freno	Rodaje	Chuma crua	Ampl.	Veloc	Amor.	Vel	Temp			
	Fecha Revisión	Nivel Normal del Oil			13/02/01	17/02/01	01/01/03	30/01/01	24/01/00		
1	V	0.18/0.26	0.66/0.42		0.72/0.52	0.22/0.32	2.2	0.67/1.3			
	H	0.38/0.40	0.40/0.58		0.70/0.64	0.72/0.30	2.1	0.61/1.2			
	T										
2	V	0.20	0.62/0.12		1.9	1.16	4.4	0.67/1.1			
	H	0.30	0.30/0.22		1.5	1.10	1.2	0.63/0.65			
	A	0.32/0.44	0.60		1.6	1.1	2.6	0.97/0.63			
	T										
3	V	0.50	0.18/0.24		0.58	0.77/0.30	0.69	0.27/0.34			
	H	0.56	0.25/0.28		0.20/0.24	0.38	1.3	0.57/0.71			
	A	0.50									
	T										
4	V	0.26			0.39/0.60	0.70/0.60	0.64				
	H	0.17	0.10		0.18/0.20	0.32	0.86	0.33/0.38			
	A										
	T										
5	V	0.26	0.15		0.11/0.21	0.32	0.50	0.20/0.34			
	H	0.16	0.18		0.38	0.40	1.4	0.67/0.75			
	A										
	T										
6	V	0.48	0.30		0.19/0.36	0.18	0.76	0.31/0.36			
	H	0.38	0.36/0.02		0.42/0.19	0.76	0.58	0.35/0.41			
	A										
	T										

Figura 74

7	V	0.38	0.98	0.68	0.52	13	0.67		
	H	0.44	0.94	0.42	0.36	0.68	0.95/0.51		
	A								
	T								
8	V	0.34	0.78	0.2	0.78	18	0.92		
	H	0.34	0.54/0.58	0.88	0.92/0.56	2	0.57/0.77		
	A	0.50	0.66	1.9	0.76	2	0.67/0.71		
	T								
Ampereaje	A _p								
Potencia	P _d								
Peso	P _a								
Inspector									
Observaciones				Se desajustan pernos de unión de motor			Se cambia rota de Anopl en conjunto rota, Mont. General de P. Motor eléctrico cambio de rodajes		

Figura 74

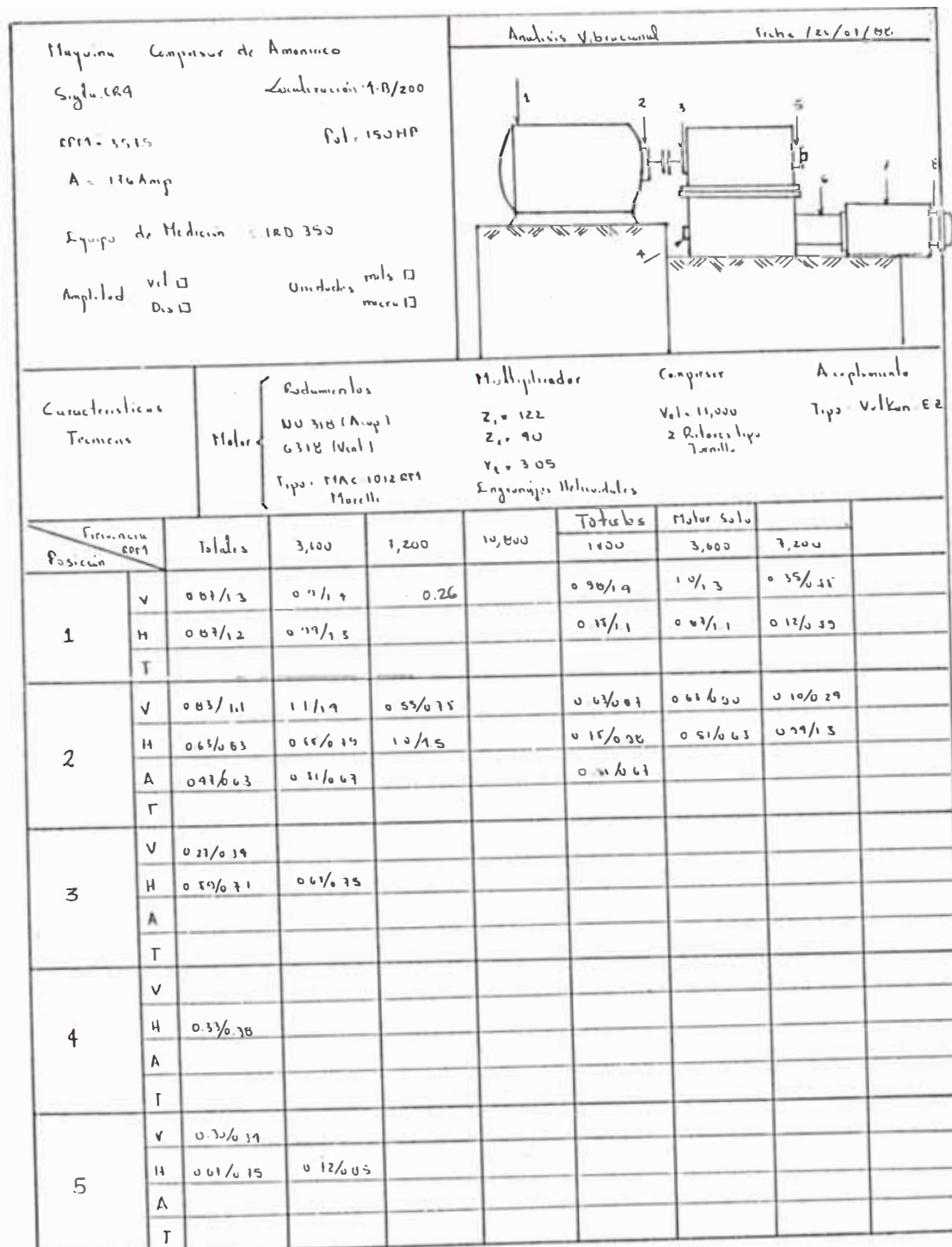


Figura 76

6	V	0.36							
	H	0.35/0.47							
7	V	0.69	0.77						
	H	0.41/0.51							
	A								
	T								
8	V	0.92	1.1						
	H	0.37/0.47	0.45						
	A	0.63/0.71	0.71						
	T								
Amperaje	A _p								
P ^o descarga	P _d								
P ^o perd.	P _o								
Inspector									
Observaciones									

Figura 76

5.3.7 Compresor Centrífugo CR1/170

En este gráfico muestra que con el Mantenimiento Predictivo se elimina la necesidad de una -- inspección periódica programada para el equipo, disminuyendo la utilización de repuestos.

Como se puede apreciar en el Gráfico N° 7B se ha tenido una mayor disponibilidad del compresor reduciendo las paradas para correcciones -- cuando solamente ha sido estrictamente necesario, tenemos 30,000 horas de marcha desde la última intervención general, siendo el mantenimiento preventivo recomendado a la 16,000 horas de trabajo.

Intervenciones en el Compresor de Aire CR1/170

Año 1986	Durac.
24.03.86 Inter. de Mant. Mecánico.	
- Cambio de filtro de aceite x obstruc.	2 hrs.
- Regulación de indicador axial.	
19.05.86 Int. de Mant. Mec.	
- Revisión e inspección de Coj.# 2	10 hrs.
- Verificación de alineamiento Motor Multiplicador.	-
20.08.86, 24.09.86 Parada general de Fábrica 1986.	
(Se realizó Mantenimiento Preventivo al Compresor).	

Año 1987

04.05.87 Int. de Mant. Mecánico

- . Inspección de cojinete # 1, se rasqueta laberinto de aceite estaba rozando con el eje. 5 hrs.

08.05.87 Int. de Mant. Mec.

- . Alineamiento Motor-Multiplicador 5 hrs.

Año 1988

04.01.88 al 18.01.88 Parada general de Fábrica 1988

- . Reparación del motor CR1/170
- . Balanceo Dinámico del rotor en fresa

Año 1989

03.89 Cambio de refrigerante P.G.F. 89

06.89 Int. de Mant. Mec.

- . Limpieza de impulsores, diferentes 14 hrs.
- . Cojinete # 5, cambio de laberinto de aceite.

09.89 Int. de Mant. Mec.

- . Cambio de bomba principal de aceite. 4 hrs.

5.3.8 Plato Granulador PG1/313

1. Especificaciones

1.1 Motor Eléctrico

Tipo Mac 51 HRM

Marca Marelli

Pot. = 6.3 HP

A = 8.6 Amp.

V = 440 Volt.

Cojinetes: Lado ventilador · 6307 SKF

Lado polea : 6307 SKF

1.2 Reductor PIV, con cadena dentada de lámina tensado automático de la cadena.

Reducción variable: con platos cónicos y cadena de láminas.

1.3 Reductor Polísius

1ro. Reducción Gusano Corona

2do. Reducción Engranajes Helicoidales

1.4 Reducción de Poleas

1ra. reducción:

$$\text{Motor} \quad \text{PIV} \quad R_{t_1} \quad - \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{400}{480} = 0.83$$

2da. Reducción:

$$\text{PIV-Polisius. } R_{t_2} = \frac{n_3}{n_4} \frac{d_3}{d_4} = \frac{600}{900} = 0.66$$

1.5 Fajas

Faja plana sin fin marca Extremultus LT

Tipo 2C

Dimensiones nominales 1ra. Ancho = 140 mm

Largo = 4260 mm

2da. Ancho = 140 mm

Largo = 2745 mm

2. Antecedentes

- El ingeniero de Planta comunica a inspecciones por la existencia de ruido extraño en el reductor Polisius el 25.03.88.
- No se tiene referencia de reparación de dicho reductor.
- Es una inspección mensual se nota cabeceo de polea grande Ø 900 mm.

3. Trabajos realizados

3.1 Gráfico de control de ruido

- Según el Gráfico 78, se registran los niveles de ruido en los puntos A, B y C que aumentaban en niveles excesivos se comparan con el otro reductor del plato # 2.

3.2 Análisis del Ruido

- Según los niveles de ruido en el cojinete "C", son características al de un rodamiento deteriorado.

4. Conclusiones

- Cojinete "C" y "B" posiblemente se encuentran con la canastilla rota, encontrándose el cojinete deteriorado.

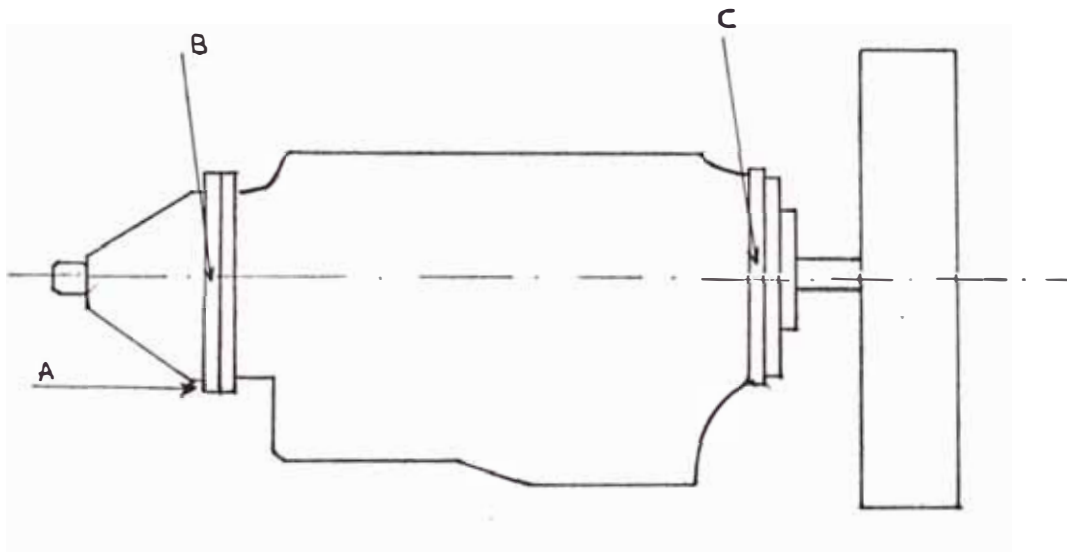
5. Recomendaciones

- Intervención para el cambio de Rodamientos A, B y C.
- Inspección de corona-Gusano de transmisión. Verificar juego entre dientes y estado de superficie.

6. Evaluacionde Recomendaciones

- Rodamiento "C" se encuentra con picaduras en las pistas, además sus protecciones laterales de grasa con deformaciones haciendo contacto con la parte estática.
- Los dientes de engranajes presentan picaduras.
Se encuentra presencia de agua en el interior del Polisius.

CONTROL DE NIVELES DE RUIDO (db)



R.P.M.: 600

Ø EJE: 65 mm.

FECHA	PG 1 (LADO NORTE)			PG 2 (LADO SUR)		
	(AXIAL)	B	C	A	B	C
02.03.88	-	-	-	-	17/25	22/36
25.03.88	12/21	7/16	28/41	12/15	12/24	22/29
26.09.89	36-41	36-40	56-60	10-13	10-13	2-10
27.09.89	34-41	36-40	60	-	-	-
11.10.89	2-6	3-7	3-9	-	-	-
23.11.89	-	-	-	6-8	4-7	2-6

Figura 78

5.3.9 Ventilador de Aire VV12/313

1. Especificaciones

1.1 Ventilador

Tipo: Centrífugo de tiro inducido

Servicio: Ventilador de aire caliente.

Q = 9.8 m³/hr Pasp= -13 pul H₂O

RPM= 1,560 Pdes= 10.9 pul H₂O

Fabricante: AIRTEC

1.2 Motor eléctrico Asíncrono (Jaula de ardilla).

Potencia = 100 HP Conexión Y/A

Voltaje = 400 Marca: General Electric

Amperaje = 122.5 Rodaje: Cojinete 6318 A-
coplamiento

Ciclos = 60 Hz

RPM = 1775 Cojinete 6314
Ventilador

1.3 Transmisión por Fajas

\emptyset_{Pmotor} = 406 mm

\emptyset_{Pvent} = 465

Fajas = 5 (5V-1600 HY-TWEDGE)

1.4 Cojinetes de ventilador

Chumaceras : 6N518

Rodamientos : 22218 CCK

Grasa : Mobil lith.

2. Antecedentes

- En la primera parada mensual de la Planta de Nitrato de Amonio (Abril-Mayo 1988), se encontró con rajaduras el impulsor, pernos de anclaje del bastidor de apoyo de cojine te sin ajuste.

3. Trabajos realizados

3.1 Gráfico de Control

- Según el Gráfico 79, se observa que el punto 4 ha comenzado a incrementarse en su amplitud de vibración, para el registro se ha utilizado el instrumento IRD 308.

3.2 Análisis de vibración con el instrumento IRD 350.

- Se puede observar que la mayor amplitud se presenta a la 1ra. armónica de la velocidad de giro del ventilador. Figura 80,

3.3 Control de Ruido y Temperatura

- Según los valores del Gráfico 79, el nivel de ruido es característico de rodamientos que han sufrido desgaste.

3.4 Uso de la luz estroboscópica para deter
minar estado de fajas y poleas.

- Las fajas se encuentran lejos en la -
parte de fondo, con rayaduras en las-
partes laterales.

4. Conclusiones

- Impulsor se encuentra desbalanceado
- Verificar alineamiento de poleas
- Rodamientos presentan desgaste
- Fajas en mal estado.

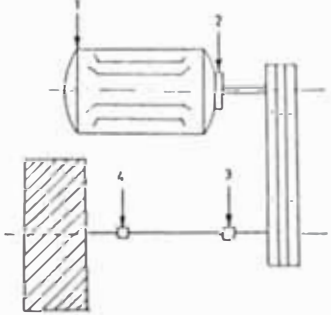
MAQUINA: VENTILADOR DE SECADO DEL PRODUCTO SIGLA: VV12 LOCALIZACION: 1-C/313 RPM = 1750/1560 ROT = 100 RPM A = 1225 EQUIPO DE MEDICION : IRD 308 AMPLITUD VEL DES MILS UNIDADES MICRA		INTERVALO DE INSPECCION: SEMANAL 									
LEYENDA: SIMBOLO → □ ⊗ ⊥ II V A T INDICA Punto de TOPE RODAJE Clavija ACOFI IGPIZ VERT AXIAL TEMP		LIMITE DE VIBRACION: ALARMA = (2-3) x NORMAL PARAR = (8-10) x NORMAL									
POSICION	FECHA	Niveles Normales (Ect)	30/00/00		10/10/00		10/11/00		15/11/00		Niveles Normales
			dB		dB		dB		dB		
1	V	0.66			49/54				20/26		16.5
	II	0.30			69/16				26/34		7.6
2	V	1.0			19		19		89/54		25.4
	II	0.30			59/6		64		29/36		7.6
	A	0.92			12/14		12		80/32		23
	T										
3	V	0.72/0.78	90/54	22/26	30/40		36		18/30		18/19.8
	II	0.66/0.84	17/22		17/22		15/19	27/31	18/22		16.7/21.3
	A	1.1/1.5	110/140		140/100		120/130		60/14		27.9/38.1
	T	45°C					38				
4	V	0.82/1.0	76/80		52/50		18		32/38		20.8/25.4
	II	0.76/1.0	12/34	20/21	14/34		57/60	32/36	80/64		19.8/26.4
	A	1.1/1.6	110/150		110/100		140/110		46/80		27.9/40.6
	T	45°C					61				
Amperaje	Ap	72		75		72		71			
Compuerta	%	3/4									
Inspector											
OBSERVACIONES							Realizar Analisis Vibracional		Despues de Intervencion de Mant. Mecanico.		

Figura 79

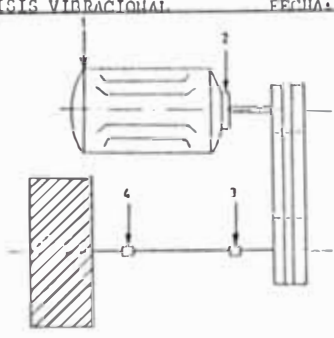
<p>MAQUINA: VENTILADOR DE SECADO DE PRODUCTO SIGLA: VV12 LOCALIZACION: 1-C/313 RPM = 1750/1560 POT = 100 HP A = 1225 EQUIPO DE MEDICION: IRD 350</p> <p>AMPLIUD VEL DES IER UNIDADES MILS MICRA</p>		<p style="text-align: center;">ANALISIS VIBRACIONAL FECHA:</p> 						
<p>CARACTERISTICAS TECNICAS</p>	<p>MOTOR COJINETES: 6314 SKF 318 TIPO: K-445-V MARCA: GENERAL ELECTRIC</p>	<p>TRANSMISION FAJAS 5V-1600 NY-TW n1 = 406 n2 405 COJINETES: 22218CCK CHUMACERAS SH 518</p>	<p>ROTOR/VENTILADOR # DE ALABES 9 TIPO: CENTRIFUGO</p>					
<p>FRECUENCIA PFM</p>	<p>TOTALES</p>	<p>1560</p>						
<p>POSICION:</p>								
1	V							
	H							
2	V							
	H							
	A							
	T							
3	V	29/27						
	H	17/12						
	A	150/170	220/240					
	T	43						
4	V	42						
	H	10/24						
	A	160/190	230/270					
	T	55						
Amperaje	Ap							
Compuerta	%							
Inspector								
OBSERVACIONES								

Figura 80

CAPITULO VI

EVALUACION DE COSTOS

6.1 BENEFICIOS CUANTIFICABLES QUE SE HAN OBTENIDO POR LA APLICACION DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO

La aplicación del Mantenimiento Predictivo a los equipos rotativos de Fertisa se ha obtenido los siguientes beneficios.

6.1.1 Disminución de horas por paradas intempestivas.

Según muestra el Cuadro N°8 de disponibilidad de Planta, las horas de paradas intempestivas por Mantenimiento en el año 1989 han disminuído en - 38% en relación al año 1984, aumentando la disponibilidad de Planta, así obteniendo un incremento en la productividad y de acuerdo al Gráfico N°81, la tendencia es disminuir los días por paros intempestivos

6.1.2 Días Utilizados por Mantenimiento Programado.

El Cuadro N°8, muestra los días que se han dejado de producir en el período 80-89, debido al mantenimiento programado, según muestra la disminución de días en los años 1988-1989, en un 50% de los días utilizados en 84-85, el Gráfico 82 muestra la tendencia del año 1985 al 1989.

6.1.3 Costo de Mano de Obra por Mantenimiento.

El costo de la mano de obra se ha convertido en equivalente en dólares para tener una referencia según muestra el Cuadro N°9, la tendencia es aumentarse según el Gráfico 83, debido a la reducción de personal por un lado y además se tiene que considerar la maquinaria y equipo básico de la empresa, denota una pronunciada antigüedad (30 años), lo que necesita programas de mantenimiento para mantener en buen estado de funcionamiento y no afectar a su rendimiento.

6.1.4 Número de Trabajadores en el período 80-88.

Según el Cuadro N°10, se puede apreciar que en los últimos 3 años el personal con vínculo labo-

ral de Fertisa ha disminuído cuantitativamente en un porcentaje total 10% (de 425 a 382 trabajado - res).

Esta medida ha permitido incrementar la producti- vidad del personal de 37,4 TM Amoniaco/hombre en el año 1985, y 61.6 en 1988.

Presentamos el Cuadro N°11 de distribución de per- sonal en el Area de Producción y Mantenimiento, en el cual se observa la proporción de los diferentes niveles.

6.1.5 Costos de Repuestos.

El Cuadro N°12, indica los gastos originados por - repuestos para Equipos Rotativos del año 1985 al 1989 y la Gráfica 84, ilustra la tendencia a dismi- nuir en los últimos años.

CUADRO N° 8

DISPONIBILIDAD DE PLANTA
(En días)

	1980	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989
Tiempo perdido y tiempo disponible en días	366	365	365	365	366	365	365	365	366	365
- Días calendario	12	39	31	51	35	31	36	20	18	16
- Días perdidos por Mantenimiento (Parada general)	4	21	27	19	30	29	19	15	19	20
Intempestivo (totales)				25*	17*	20	15	10	16	15
Causas Operativas (Parcial)					8*	9	4	5	3	5
Causas por Mantenimiento (Parcial) de Equipos	0	0	15	0	1	39	16	3	7	20
En paro Laboral	350	305	292	295	300	266	294	327	322	309
Días disponibles para producir	96	84	80	81	82	73	81	90	88	85
Disponibilidad de % Planta										

* Promedio de los años 83, 84 y 85.

CUADRO N° 9

COSTO DE MANO DE OBRA DE MANTENIMIENTO
Y OPERACIONES

	1984	1985	1986	1987	1988	1989
1. Sueldos y Jornales de Mantenimiento e Indirectos Expresados en I/.	1'357,486	3'572,518	6'338,561	16'553,763	145'356,136	2,926'111,298
Expresado en \$	381,069	317,500	329,961	517,305	387,100	908,730
2. Sueldos y Jornales de Producción y Anexos Expresados en I/.	3'775,148	8'491,533	18'415,055	43'855,596	538'356,059	10,837'449,254
Expresado en \$	1'059,747	754,667	958,616	1'370,487	1'433,703	3'365,666

CUADRO Nº 10

FERTISA - PERSONAL DEL PERIODO 1981-1988
(Número de Personas)

	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989
PERSONAL	195	191	180	179	188	165	166	167	
EMPLEADOS									
-Plantas									
-Mant.Mec.	228	230	243	237	237	228	232	215	
-S.G.									
TOTAL	423	421	423	416	425	393	398	382	

NOTA: En el Departamento de Mantenimiento, la reducción fue de 3 personas que también representa el 10% del total de 39 personas que labora en esa Area.

CUADRO N° 11
DISTRIBUCION DEL PERSONAL POR AREAS
DE PRODUCCION Y MANTENIMIENTO

AREA	PRODUCCION	MANTENIMIENTO
Dirección	1	1
Jefes	9	2
Supervisores	2	6
Empleados Sindicalizado	28	4
Obreros	140	39

CUADRO N°12

COSTO POR REPUESTOS DE EQUIPOS ROTATIVOS

AÑO	MONTO I/,	MONTO \$
85	5' 535,263	452,025
86	7' 065,325	347,794
87	6' 928,151	216,505
88	67' 987,000	181,057
89	402' 198,417	142,700

Ref. Estadística Industrial.

6.2 CALCULO DE LA RENTABILIDAD DE LA APLICACION
DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Costos :

Activo Fijo: Inversión inicial:

Vibrómetro 308	:	\$	4,000
Analizador 350			15,000
Analizador de aceite			3,000
SPM			6,000
Tacómetro digital			2,000
Termómetro digital			2,000
Computadora			<u>4,000</u>
		\$	36,000

Costo de Mano de Obra

1 Jefe de Dpto.Inspec.	\$	350
1 Analista		250
2 Inspectores(\$170 c/u)		340
2 Ayudantes (\$125 c/u)		250
	\$	1,190/mens.

\$ 14,280/anual

Mantenimiento de Instrumentos: \$ 4,000/anual

Gasto Total = \$ 18,280 anual.

Ahorro

a) Incremento de producción anual por tener menos días de parada intempestiva.

Según la historia del 83, 84 y 85 los días de - paros intempestivos por Mantenimiento son en promedio 8 días. (Ver Cuadro 13).

Año	Cuadro Nº14 Ahorro del Costo de Producción por día.	Cuadro Nº13 Incremento por días producido	Ahorro de Costo de Producción respec to al promedio
86	\$ 12,453		49,812
87	9,456	3	28,368
88	11,587	5	57,935
89	5,176	3	15,528

b) Incremento de Producción anual por tener menos días para Mantenimiento Programado.

Año	Cuadro Nº14 Ahorro del Costo de Producción por día.	Cuadro Nº15 Incremento x días producido.	Ahorro del Costo de Producción respecto al promedio
86	12,453	-	-
87	9,456	12	113,472
88	11,587	14	162,218
89	5,176	16	82,816

c) Disminución de Consumo de Repuestos (Cuadro Nº 12). Según la historia del 83, 84 y 85 el consumo de repuestos fue en promedio \$ 400,000/anual.

Año	Cuadro Nº 12 Gasto por Repuestos	Ahorro con respecto al Promedio
86	\$ 347,794	\$ 52,206
87	216,505	183,495
88	181,057	218,943
89	142,890	257,210

d) El aumento de mano de obra, se ve compensado con la reducción de personal en el período 85-88.

6.3.2 Tabulando el ahorro neto después de la aplicación del Mantenimiento Predictivo Año 85.

- En el gasto se considera en el 1er. año la inversión de equipos y para los próximos solamente, - s incluye costo de mano de obra del Mantenimiento Predictivo y Mantenimiento de instrumentos.
- En el ahorro se consideran los siguientes rubros:
 - a. Incremento de la producción anual por tener - menos días de parada por Mantenimiento programado.
 - b. Disminución de consumo de repuestos.
 - c. Reducción de días por paros intempestivos.

AÑO	1986	1987	1988	1989
Gasto en \$	54,280	18,280	18,280	18,280
Ahorro (a+b+c) en \$	102,018	325,335	439,096	355,554
Ahorro neto en \$	47,738	307,055	420,816	337,274

CUADRO N°13

Según el Cuadro N°8, los días por paros intempestivos en los años 83, 84 y 85 ascienden a 25 en promedio de los cuales 17 días corresponden a causas operativas y 8 días a causa debido a reparación de equipos rotativos.

A Ñ O	83-84-85	86	87	88	89
Paros intempestivos	25	19	15	19	20
Operativo	17	15	10	16	15
Mantenimiento de Máquinas	8	4	5	3	5
Disminución de días por Mantenimiento - de máquinas por aplicación del Mantenimiento Predictivo.		4	3	5	3

CUADRO N° 14

AHORRO DE COSTO DE PRODUCCION

	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989
Cos. o de Producción (en miles de Intis)	7,833	17,072	34,926	67,179	117,067	180,698	1,258,302	29,250,159
Equivalente en miles de dólares	10,234				6,504	8,213	7,402	9,063
Cos. o de Producción en \$ por día	34,574*				22,121	25,118	22,987	29,393
Ahorro de Costo de producción por día					12,453	9,456	11,587	5,175

* Valor promedio de los años 83, 84 y 85.

CUADRO Nº15

DISMINUCION DE DIAS POR MANTENIMIENTO PROGRAMADO

Según los datos del Cuadro Nº8, tenemos:

	84-85	86	87	88	89
Mantenimiento Programado	32	36	20	18	16
Disminución de días por mantenimiento Programado.	-	-	12	14	16

CONCLUSIONES

- Todos los equipos vibran porque no existe hasta la fecha un equipo perfecto.
- Cuando el nivel de vibración se incrementa es porque una falla mecánica está desarrollándose.
- Fallas diferentes causan vibraciones de características diferentes.
- El control y análisis de las vibraciones representa un medio eficaz para evaluar las condiciones mecánicas de una máquina, también se ha demostrado que controla el deterioro y extiende la vida útil de los equipos.
- Los métodos de diagnósticos basados solamente en el conocimiento del espectro de frecuencias y otras características cualitativas de la señal, resultan en la práctica de uso limitado. Esto se debe a que tienden a identificar varias causas por una misma frecuencia predominante o tienden a ser muy vagas. Las experiencias rea-

lizadas muestran que para un buen diagnóstico, aunque resulta laborioso, es necesario tomar en cuenta además los aspectos de diseño e instalación y su historial de inspección y mantenimiento.

El mejor criterio de falla es el proporcionado por las especificaciones alemanas VDI 2056, son más completas y de mayor utilización, debido a que estas especificaciones establecen límites permisibles de vibración de acuerdo al tamaño y condiciones de cimentación de los equipos.

- El parámetro MTBF (Tiempo promedio entre fallas) para el establecimiento del stock de repuestos, se reemplaza ahora por la necesidad de consumo dependiendo de la condición operativa de la máquina.

Debido a que el mantenimiento predictivo a equipos rotativos se basa en la condición de la operación, aumenta la confiabilidad operativa y la disponibilidad de los equipos.

Con la aplicación del Mantenimiento Predictivo se obtiene una óptima programación de las reparaciones de los equipos por ende, de las unidades industriales.

- La presentación de casos se muestra la detección oportuna de fallas incipientes en las partes de los equipos motrices, permitiendo la corrección oportuna antes de que se produzcan daños mayores en dichos equipos.
- La utilización de la microcomputadora le da mayor eficacia al sistema de mantenimiento predictivo, debido a que maneja gran cantidad de información y los procesa en solo minutos, proporcionando así gráfico de tendencias, diagnósticos de los problemas.
- La aplicación del mantenimiento predictivo, tiene sus máximos beneficios cuando son aplicables a equipos críticos y esenciales.
- El balanceo dinámico en el sitio de equipos rotativos es un procedimiento sencillo y aplicable a la mayoría de los equipos rotativos, evita el desmontaje de los equipos para su traslado a talleres especializados y genera grandes ahorros en los costos de mantenimiento.
- Los métodos de alineamiento presentados, facilita su ejecución obteniendo un buen nivel de precisión y obteniendo ventajas económicas con el sistema tradicional de prueba y error.
- La inversión en equipos e instrumentos y capacitación de personal en el análisis vibracional es despreciable comparado con los ahorros obtenidos

al evitar pérdidas de producción y así como evitar el deterioro de los equipos de la planta.

- El mantenimiento Predictivo en combinación con el mantenimiento correctivo programado se obtienen hasta el momento los menores gastos de mantenimiento.
- Con la aplicación del programa del mantenimiento predictivo a los equipos rotativos de Fertisa, se han obtenido ahorro del 2-4% de los costos de producción.
- Lo importante para nuestras industrias en vías de desarrollo es comenzar a utilizar todas las modernas herramientas de una manera racional y programada para así lograr satisfacer las expectativas que esto genera.

BIBLIOGRAFIA

1. IRD Mechanalysis, "Análisis Vibracional", Enero 1979.
2. Sánchez Moya Víctor, Formulación de una estrategia para el desarrollo del Análisis Vibracional en Petróleos del Perú", Seminario de Análisis Vibracional, Talara-Perú, Setiembre 1978.
3. F. Bolaños. "Análisis de Vibraciones para Mantenimiento Predictivo", Julio 1986.
4. Bently Nevada, "Seminario de Mantenimiento Predictivo". Marzo 88.
5. Alvaro Pinzón, "La Información en el Mantenimiento Predictivo", VIII Jornadas Nacionales de Mantenimiento, Colombia 1987.
6. SKF, "Mantenimiento Predictivo en Rodamientos", Colombia 1986.
7. Bruel & Kjaer, "Predictive Maintenance of Pulp and Paper Machinery".
8. Shore J.S., "Operating Problems with high Speed Turbo Machinery Causes and Corrections". ASME Pe-

- troleum Mechanical Engineering Conference, Dallas Sept. 1968.
9. Jesús Armando Niño Bello, "Sistema Experto sobre Mantenimiento Predictivo", IV Jornadas de Mantenimiento, Colombia.
 10. Ricardo F. Solana, "Mantenimiento, las formas de accionar sobre su economía y la aplicación de Sistemas Informáticos", Administración de Empresas - XVIII. Agosto 1987.
 11. Corporación Gamma S.A. "Primer Seminario Nacional sobre Mantenimiento Predictivo", Lima, Julio 1989.
 12. Brue & Kjaer, The Application of Vibration Measurement and Analysis in Machine Maintenance, Dinamarca, 1978.
 13. Vibration Institute, "Proceedings, Eleventh Annual Meeting", June 1987.
 14. Don Hortog, "Mecánica de las Vibraciones, Agosto, 1974.
 15. French, "Principios de Vibración y Ondas".
 16. Bruel & Kjaer, "Machine-Health Monitoring".
 17. Agustín López Herrera, "Métodos programados para Alinear ejes", Setiembre 1985.
 18. Grabiél Peche García, "Alineación de Máquinas", Ingeniería Química, Setiembre 1981.
 19. Luis García Pecsén, "Análisis Vibracional y Balanceo Dinámico en el sitio de Equipos Rotativos", Petróleos del Perú S.A., Setiembre 1988.

20. Dr. Sánchez Moya, "Balanceo Dinámico para Rotores", Agosto 1988.
21. Víctor Salas, "Balanceo Dinámico de Rotores en el Sitio", Petróleos del Perú.
22. ISO 2953, "Balancing Machines-Description and Evaluation", 1973.
23. Bruel & Kjaer, "El Desequilibrio Detectado y Corregido , In Situ".
24. Ciro Martínez, "Algoritmo de Experiencias de Problemas Vibracionales en Turbinas a Gas Ruston", Junio 1988.