



\*D-4542\*

T.  
620.3  
U79

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL  
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

ANALISIS DE UN PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE MAQUINARIA  
ROTATORIA INDUSTRIAL USANDO EL ANALISIS DE VIBRACIONES

TESIS DE GRADO

presentada por

GUILLERMO URQUIZO CALDERON

previo a la obtención del título de

INGENIERO MECANICO

Guayaquil-Ecuador

1982

## AGRADECIMIENTO

A los ingenieros  
EDUARDO ORCES y GIULIO RICCI,  
por la colaboración brindada  
para la realización de este  
trabajo.

DEDICATORIA

A mis Padres

A mis Hermanos

*Eduardo Orces Pareja*

ING. EDUARDO ORCES PAREJA

Director de Tesis

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

*Guillermo Urquiza C.*

GUILLERMO URQUIZO CALDERON

R E S U M E N

Existen algunas filosofías con las que podemos afrontar las actividades de mantención de equipos rotatorios en una industria, una de ellas y quizás la mejor es el mantenimiento predictivo usando el Análisis de Vibraciones.

Desarrollaremos a lo largo de este trabajo los principios en que se basa este tipo de mantenimiento, el tipo de instrumentación asociada, las ventajas que representó su uso en diversos casos de estudio en industrias locales y como parte de un programa de mantenimiento preventivo.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
INDICE DE FIGURAS.....	IV
INDICE DE TABLAS.....	VI
I. INTRODUCCION.....	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Reseña Histórica del Desarrollo del Mantenimiento de Ma- quinaria Industrial.....	4
1.3 Importancia de la Lectura de Vibraciones en el Manteni- miento de Maquinaria.....	13
II VIBRACION EN MAQUINARIA ROTATIVA.....	17
2.1 Nociones Generales de Vibración.....	17
2.1.1 Teoría de Vibraciones.....	17
2.1.2. Parámetros Característicos de Vibración.....	50
2.1.3 Significado de estos Parámetros.....	52
2.1.4 Niveles Aceptables de Vibración en Maquinaria.....	71
2.2 Instrumentación utilizada para medir Vibraciones.....	83
2.2.1 Diferentes Tipos de Transductores.....	83
2.2.2 Equipos Monitores de Vibración.....	104
2.2.3 Equipos Analizadores de Vibraciones.....	113
III ANALISIS DE VIBRACIONES.....	125

3.1	Características Típicas de Ciertas fallas en maquinarias que pueden ser identificadas por un Análisis de Vibraciones.....	125
3.2	El Procedimiento de Análisis.....	
3.2.1	Obtención de Datos.....	216
3.2.2	Interpretación de Datos.....	227
3.2.3	Determinación de Fallas.....	228
3.3	Demostración de la Eficacia del Método de Análisis de Vibraciones en el Diagnóstico de Problemas Industriales a través de casos de estudio.....	228
IV	PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO APLICADO A UNA INDUSTRIA..	286
4.1	Lista de la Maquinaria Crítica que será incluida en el programa.....	286
4.2	Determinación de la Condición de cada maquinaria y de su nivel normal de vibración.....	288
4.3	Selección de los Puntos de Chequeo Periódico.....	302
4.4	Selección del Intervalo para los chequeos periódicos.....	304
4.5	Establecimiento de los Límites aceptables de Vibración.....	305
4.6	Recolección de Datos.....	306
V	ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON LA IMPLANTACION DEL SISTEMA DE MANTENIMIENTO PROPUESTO EN LA INDUSTRIA.....	315
5.1	Ventajas Técnicas.....	315
5.2	Ventajas Económicas.....	317
VI	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	321
	APENDICES.....	326

APENDICE A.- LISTA BASICA DE EQUIPOS Y PRECIOS DE INSTRUMENTACION DE LECTURA Y ANALISIS DE VIBRACIONES PARA LA INDUSTRIA.	326
APENDICE B.-TABLA QUE RELACIONA LOS VALORES PICO-PICO DE DESPLAZAMIENTO , PICO DE VELOCIDAD Y PICO DE ACELERACION EN FUNCION DE FRECUENCIA.....	327
APENDICE C.- TABLA TIPICA DE ESPECIFICACIONES DE ACELEROMETROS B&K.....	328
APENDICE D.- TECNICAS DE BALANCEAMIENTO ESTATICO Y DINAMICO PARA ROTORES EN UN PLANO, DOS PLANOS Y EN VOLADIZO.....	329
APENDICE E.- DEMOSTRACION TEORICA DE LAS FRECUENCIAS DE FALLAS EN COJINETES.....	351
APENDICE F.- CRITERIO DE SEVERIDAD DE ERSKIN.....	354
APENDICE G.- CURVAS DE AMPLITUD VERSUS FRECUENCIA TRAZADAS CON UN GRAFICADOR X-Y PARA MOLINOS TURBO # 1 y # 2.....	358
BIBLIOGRAFIA.....	364

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
2.1	Función Periódica.....	17
2.2	Función Armónica.....	18
2.3	Dos Movimientos Armónicos incluyendo el Angulo de Fase.....	20
2.4	Vibración Armónica representada por la Proyección Horizontal de un Vector Relativo.....	21
2.5	El desplazamiento, la Velocidad, la Aceleración son Vecto- res Perpendiculares.....	23
2.6	Dos Vibraciones se suman, sumando sus Vectores geométrica- mente.....	23
2.7	Suma de una Onda Senoidal y una Cosenoidal de diferente am- plitud.....	24
2.8	Suma de dos Vibraciones con $\omega_1 \geq \omega_2$ e iguales amplitudes.....	25
2.9	Movimiento Periódico General.....	26
2.10	Espectro de Frecuencia de una Vibración Compleja Cualquiera.	27
2.11	Tabla de Conversión de "g's" pico a ADB y viceversa.....	32
2.12	Tabla de Conversión de Velocidad pico ( $\frac{\text{pulg}}{\text{seg}}$ ) a VdB.....	33
2.13	Valores de K necesarios en la conversión de AdB en VdB.....	33a
2.14	Diagrama de Cuerpo Libre de Sistema Masa-Resorte Fuerza Inercia = Fuerza del Resorte.....	34
2.15	Sistema de dos Grados de Libertad.....	36

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
2.16 Efectos del Amortiguamiento.....	38
2.17 Sistema de Masa-Resorte-Amortiguador.....	39
2.18 Sistema Lineal y No Lineal.....	41
2.19 Respuesta de Viga a una Frecuencia excitadora la cual coincide con uno de sus modos naturales de vibración.....	43
2.20 Vibración Forzada con Amortiguamiento.....	45
2.21 Factor de Amplificación Dinámico versus Frecuencia.....	46
2.22 Angulo de Fase para distintos valores de $\gamma$ en función de la frecuencia.....	47
2.23 Movimiento de la Base.....	48
2.24 Transmisibilidad en función de la Frecuencia.....	49
2.25 Aislamiento de Vibraciones.....	49
2.26 Relación entre Desplazamiento, Velocidad y Aceleración en función de la Frecuencia.....	53
2.27 Carta General de Severidad (Desplazamiento pico-pico versus Frecuencia).....	59
2.28 Carta General de Severidad (Aceleración pico versus Frecuencia).....	60
2.29 Vibración total de una máquina y sus componentes.....	61
2.30 Relación entre valores Pico, Pico-Pico, R.M.S. y Promedio.....	67
2.31 Valor R.M.S. de una Vibración Armónica.....	69
2.32 Vibración Compleja.....	71
2.33 Carta de Severidad de Rathbone.....	72
2.34 Carta de Severidad de Yates.....	73

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
2.35 Respuesta del Cuerpo Humano a la Vibración, Goldman.....	75
2.36 Tabla de Severidad propuesta por la IRD.....	76
2.37 Carta de Severidad VDI 2056.....	77
2.38 Carta de Severidad de la Shell, Chemicals, (U.K.)Ltd.....	79
2.39 Carta de Severidad de Blake.....	81
2.40 Sistema Masa-Resorte para sensor Vibraciones.....	86
2.41 Graficador de Vibraciones.....	87
2.42 Medidor de Vibración de Indicador de Dial.....	87
2.43 Sensor de No-Contacto.....	90
2.44 Sensor Sísmico de Velocidad.....	93
2.45 Acelerómetro Piezoeléctrico.....	98
2.46 Respuesta a la Frecuencia de Acelerómetros.....	101
2.47 Medidor Portátil de Vibración IRD 308 M.....	106
2.48 Sensor de Vibraciones sobre Superficie Vibrante.....	107
2.49 Equipos Monitores de Vibración Automáticos.....	108
2.50 Sistema Completo de Monitorización Continua.....	112
2.51 Analizador de Vibraciones.....	115
2.52 Inmovilidad de Marca de Referencia.....	117
2.53 El Analizador Automático de Vibraciones provee un registro de amplitud versus frecuencia en un graficador x-y.....	119
2.54 Analizador de Vibraciones de Tiempo REAL IRD.....	121
2.55 Los datos del Analizador de Tiempo Real son registrados instantáneamente en un osciloscopio.....	121
2.56 Analizador de Frecuencia de Octavo de Banda.....	123

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
3.1 Rotor en Voladizo.....	128
3.2 Causas de Desequilibrio Dinámico.....	129
3.3 Causas de Excentricidad.....	131
3.4 Tolerancias de Ensamble.....	134
3.5 Cuerpo Rígido rotando alrededor del Eje X-X.....	136
3.6 Equilibrio en un Plano.....	138
3.7 Un rotor Dinámicamente desbalanceado origina en sus apoyos reacciones rotativas iguales, pero de sentido contrario.....	140
3.8 El desequilibrio de un Rotor Rígido, puede corregirse colocando un peso en cada uno de los planos I y II.....	141
3.9 Pesos Balanceadores para el Rotor de la Fig. 3.8.....	142
3.10 En un Rotor Flexible, los pesos Balanceadores adecuados que debemos colocar en los Planos I y II varían con la velocidad de rotación.....	144
3.11 Tipos de Desalineamiento.....	149
3.12 a) Modelo de Simple del efecto de un desalineamiento angular (Vibración Axial).	
b) Desalineamiento de desplazamiento (Vibración Radial).....	150
3.13 Chumacera desalineada con respecto al Eje.....	152
3.14 Desalineamiento de un Cojinete plano con su Eje.....	153
3.15 Desalineamiento angular y/o de desplazamiento en poleas de transmisión de banda en "V".....	154
3.16 Forma de onda de Vibración Radial.....	156
3.17 Medidas axiales de fase en cuatro posiciones en cada cojinete.....	158

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
3.18 Si las lecturas fase en los cuatro puntos del cojinete son distintas, nos indica que el cojinete está torciéndose.....	159
3.19 Si las lecturas de fase en un cojinete son aproximadamente las mismas, nos indica que el cojinete está vibrando axialmente en forma plana.....	160
3.20 Lecturas Axiales de Fase son tomadas en cada uno de los cojinetes de equipo.....	161
3.21 Modelo Teórico de un cojinete con la Superficie Exterior defectuosa.....	164
3.22 Diagrama Esquemático de un Cojinete de Bolas.....	168
3.24 Rodamiento defectuoso, Muesca en una bola.....	171
3.25 Rodamiento defectuoso, Muesca en la superficie interior de rodadura.....	172
3.26 Rodamiento defectuoso, Muesca en la superficie exterior de rodadura .....	172
3.27 Rodamiento defectuoso, Operación sin lubricación.....	173
3.28 La Lubricación a base de una película de aceite origina un vertice porque el peso $W$ no coincide con el eje de simetría $OA$ .....	179
3.29 Demostración de la frecuencia del remolino de aceite, por Hagg.....	180
3.30 Configuraciones especiales de cojinetes planos para reducir la posibilidad de "Oil Whirl".....	182
3.31 Estructura de apoyo para cojinetes .....	186

<u>Nº</u>	<u>Págs.</u>
3.32 Mecanismo del desajuste mecánico.....	187
3.33 Forma de onda característica del desajuste mecánico .....	189
3.34 Diagrama de bloque del Sistema AI-V & LPM .....	191
3.35 Esquema ya en operación del Sistema AI-V & LPM .....	192
3.36 Engranés rectos .....	199
3.37 Proceso de Modulación de Amplitud .....	202
3.38 Niveles aceptables de Vibración extraídos de AGMA standard - specification para medidas de vibración lateral en engranajes helicoídales y doble helicoidales de alta velocidad .....	205
3.39 Vibración Aleatoria con envolvente periódica .....	211
3.40 La vibración excesiva en un ducto debido a flujo turbulento en el mismo, puede requerir un rediseño del mismo.....	212
3.41 Modelo simplificado de una máquina rotatoria .....	218
3.42 Esquema de un sistemático para la medida de respuestas di- námicas .....	220
3.43 Impedancias Mecánicas de Soporte de Cojinetes de diferentes tipos de máquinas.....	222
3.44 Hoja de Registro de Vibraciones .....	223
3.45 Lecturas Base, Método Tabular del Análisis de Frecuencia ...	226
3.46 Lecturas Base, Método Gráfico del Análisis de frecuencia....	226
3.47 Motores y Bombas de Alimentación 2A y 2B .....	230
3.48 Analizador de vibraciones IRD 350 .....	231
3.49 Motor de Bomba de Alimentación 2B .....	232
3.50 Estructura de Apoyo de Motor de Bomba de Alimentación 2B ...	233

<u>Nº</u>	<u>Págs.</u>
3.51 Esquema del motor de Bomba de Alimentación 2B .....	234
3.52 Carta General de Severidad Propuesta por la IRD .....	236
3.53 Carta de Severidad V.D.T. 2056 .....	236
3.54 Carta de Severidad de vibración para motores horizontales..	237
3.55 Carta de Severidad de vibración para motores verticales ...	237
3.56 Máquina Balanceadora IRD de la ESPOL .....	238
3.57 Análisis de Vibraciones del motor de Bomba de Alimentación. 2B .....	241
3.58 Motor de Bomba de Alimentación 2A .....	243
3.59 Análisis de vibraciones del motor de Bomba de Alimentación. 2 A .....	244
3.60 Motor y bomba de Alimentación 2B .....	245
3.61 Análisis de Vibraciones de motor y bomba de alimentación 2B	246
3.62 Tubería de salida de bomba de Alimentación .....	247
3.63 Esquema del funcionamiento de bombas de agua de Alimentación 2 A y 2 B durante las pruebas .....	251
3.64 Soporte de la tubería de salida 2 B .....	252
3.65 Motor y Bomba de Alimentación 2 A .....	253
3.66 Análisis de Vibraciones de motor y Bomba de Alimentación 2A	254
3.67 Motor de Bomba de Transferencia de Condensado 2A .....	255
3.68 Análisis de Vibraciones de Bomba de Transferencia de Conden sado 2 A .....	256
3.69 Lecturas de Vibración de motor y Bomba de Alimentación 2B. en operación normal luego del mantenimiento (agosto 1981)..	257

<u>Nº</u>	<u>Págs.</u>
3.70 Motor y ventilador Nº 2 .....	258
3.71 Análisis de Vibraciones de motor y ventilador Nº2 .....	259
3.72 Motor y ventilador Nº 4 .....	260
3.73 Análisis de vibraciones de motor y ventilador Nº 4 .....	261
3.74 Diagrama vectorial para el cojinete # 3 .....	263
3.75 Diagrama vectorial para el cojinete #4 .....	264
3.76 Motor y Ventilador Nº 3 .....	265
3.77 Análisis de Vibraciones del motor y ventilador # 3 .....	266
3.78 Planta de Bombeo # 2 de EMAP-G .....	268
3.79 Grupo motor - Bomba # 5 .....	269
3.80 Grupo motor - Bomba # 6 .....	270
3.81 Grupo motor - Bomba #7 .....	271
3.82 Análisis de vibraciones de Grupo motor Bomba #5 .....	272
3.83 Análisis de vibraciones de grupo motor Bomba # 6 .....	273
3.84 Análisis de vibraciones de grupo Motor Bomba # 7 .....	274
3.85 Carta de Severidad propuesta por la Vibra-Metrices .....	275
3.86 Segundo Análisis de vibraciones de motobomba # 5 .....	276
3.87 Esquema del Impetú de la Motobomba # 5 .....	279
3.88 Impeler de la Motobomba # 5 en la máquina Balanceadora - Hoffman .....	280
3.89 Impeler de la Motobomba #5 .....	281
3.90 Análisis de Vibraciones de Motobomba # 5 luego de una hora de operación .....	283
3.91 Análisis de Vibraciones de Motobomba # 5 luego de 24 horas de operación .....	284

## CAPITULO N° 4

<u>Nº</u>		<u>Págs.</u>
4.1	Molino Turbo #1 .....	289
4.2	Molino Turbo #2 .....	290
4.3	Análisis de vibraciones del molino Turbo # 1 .....	291
4.4	Análisis de vibraciones de Molino Turbo #2 .....	291
4.5	Esquema del motor del Turbo # 1 .....	293
4.6	Esquema del Rotor y Polea del molino Turbo # 1 .....	294
4.7	Diagrama Vectorial para equilibrar el Rotor del Turbo # 1.	295
4.8	Diagrama Vectorial para segundo intento .....	297
4.9	Esquema del Rotor y Polea del Molino #2 .....	299
4.10	Esquema del motor del Turbo # 2 .....	301
4.11	Al marcar los puntos del chequeo periódico obtendremos lecturas consistentes .....	304
4.12	Análisis de vibraciones del Molino #1 puntos Cy D.....	310
4.13	Análisis de Vibraciones de Molino #2 Puntos C y D.....	310
4.14	Esquema de la Transmisión del Turbo # 2 .....	313
4.15	Esquema de la Transmisión en el Molino #1 .....	314

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
2.1 Factores de Conversión.....	68
2.2 Jackson, Velocidad Pico Total para Equipo Petroquímico.....	78
2.3 Maten, Velocidad Pico Total.....	79
2.4 Factores de Servicio de Blake.....	81
2.5 Respuesta a la Frecuencia de los distintos métodos de montaje de sensores de velocidad.....	96
2.6 Costo Relativo de Equipos Analizadores de Vibración y de Transductores.....	124

## C A P I T U L O N º 1

### 1.1. GENERALIDADES

Las actividades de mantención o mantenimiento de equipos e instalaciones industriales es una labor ineludible en todo proceso industrial moderno.

En la práctica, las actividades de mantenimiento son desarrolladas de acuerdo a las características propias de cada planta, no hay dos plantas iguales y sus diferencias motivarán modificaciones en la estructura organizativa básica de la mantención de una planta a otra, diferencias como: tipo de operación, continuidad de operación, situación geográfica, tamaño de la planta, alcance del Departamento de Mantenimiento de la planta, grado de adiestramiento y confabilidad de la fuerza de trabajo, etc.

Cualquiera que sea la metodología empleada, ésta debe estar orientada a la consecución de tres objetivos básicos (1):

- a) Disminuir al máximo posible los tiempos de paralización en la producción.
- b) Aumentar la vida útil de los equipos

c) Disminuir los costos de producción.

El buen éxito de las actividades de mantención que conlleve beneficios a los objetivos antes planteados depende, en gran medida, de cuán adecuado sea el método, o la combinación de métodos, que se elija para la mantención, del grado de atención que se preste a estas actividades y de la importancia que le otorguemos en verificar los resultados que la mantención aporte en pro de los objetivos antes mencionados.

En definitiva, si analizamos los objetivos planteados a toda actividad de mantención, concluiremos que todos ellos en realidad convergen a un logro común, que es minimizar hasta donde sea posible los costos del producto elaborado o del servicio que se presta.

Para visualizar mejor cómo la mantención puede colaborar en disminuir el costo de un producto elaborado, ponemos en consideración la siguiente ecuación que nos representa el costo unitario de un producto cualquiera:

$$C = \frac{G}{P} \quad (\text{Ec.1.1})$$

donde: C = Costo unitario del producto

G = Gastos totales de la producción

P = Número de unidades producidas

Como podemos deducir fácilmente, el costo unitario del producto dis-

minuirá,

- a) disminuyendo los gastos de producción, y
- b) aumentando la producción para los mismos gastos.

Ahora, cómo la mantención colabora en este sentido:

- a) Reduciendo los gastos que origina la mantención misma, recurriendo a una mantención más eficiente, mejorando los métodos de trabajo, alargando la vida útil de los equipos, reduciendo las paralizaciones imprevistas de éstos, conservando los ajustes y tolerancias de los equipos productores, reduciendo los accidentes.
- b) Las actividades de mantención, al lograr una mayor disponibilidad de los equipos disminuyendo las paralizaciones no programadas de éstos, permitirá una mayor producción con los mismos gastos generales de producción, da una mayor confiabilidad para el cumplimiento de entregas comprometidas, mejora la moral y buena actitud al trabajo de personas que trabajan en base a premios o bonificaciones de producción y por medio de ajustes oportunos, reduce el número de rechazos por control de calidad.

El costo de la mantención es variable de una industria a otra, pero como una referencia pongo a consideración algunos valores determinados estadísticamente por la industria de E.E.U.U. (1), que considera que el costo de mantención equivale de un 4% a

un 7% del valor total de las ventas de su producción, que la mano de obra destinada a la mantención se estima entre un 25% a un 40% de la fuerza de trabajo total de la industria y que los costos de la mantención equivale de un 7% al 15% del capital invertido.

Con estos valores a la vista, podemos darnos una idea de la relevancia que la actividad de mantención debe tener en las actividades industriales.

## 1.2 RESEÑA HISTORICA DEL DESARROLLO DEL MANTENIMIENTO DE MAQUINARIA INDUSTRIAL.

En su orígenes, la maquinaria rotativa no requería de muchas consideraciones en cuanto a su mantenimiento, debido principalmente a su baja velocidad de rotación.

Las actividades de mantención en este tipo de maquinaria eran confiadas, principalmente a los mismos operarios o a gente de experiencia en esas máquinas.

Con el desarrollo de maquinaria rotativa de alta velocidad, la industria tuvo que desarrollar métodos adecuados de mantención, desde la mantención periódica hasta llegar a métodos de mantención técnicos o predictivos, uno de los cuales es el Análisis de Vibraciones, técnica de la cual trataremos en este trabajo.

A través de los años ha habido muchos y muy variados métodos de

mantenimiento de maquinaria, analizaremos los que por sus características y resultados pueden ser considerados como los más popularizados.

#### Método de Mantenimiento Correctiva.-

El mantenimiento correctivo no es otra cosa que la corrección o reparación de las averías o daños que sufre una maquinaria, luego que se han producido, algunas veces, con consecuencias catastróficas.

No hay, por lo tanto, en este tipo de mantenimiento una programación previa a la acción y sus resultados son deficientes en cuanto a lograr los objetivos básicos de la mantención mencionados anteriormente (sección 1.1)

Este es el método de mantención más antiguo y por desgracia tal vez más utilizado en nuestro país, sobre todo en industrias pequeñas donde la importancia de la programación y los avances técnicos no han llegado a concientizar todavía a sus directivos.

Sus características principales pueden resumirse en:

Ventajas (Si es que se puede hablar de Ventajas):

- No requiere programación previa
- No requiere ninguna organización técnica que la respalde

Desventajas:

- La disponibilidad de los equipos es incierta

- Lleva a paralizaciones en extremo costosas y tal vez prolongadas.
- A falta de una programación, no se aprovechan al máximo de todos los recursos de mantención disponibles.
- Las acciones de mantención son hechas de urgencia, bajo presión, lo que disminuye su confiabilidad.

En resumen, es un método de mantención fácil de instaurar, pero de resultados deficientes en cuanto a costos y efectividad, y es por lo tanto, no recomendable para cualquier industria moderna.

#### Método de Mantención Periódica.-

Este método es un paso adelante con respecto al método de mantención correctiva.

Es un método de mantención, cuya programación es hecha en términos de plazos fijos, ya sea medido por períodos de servicio, número de piezas producidas, cantidad de combustible consumido u otro tipo de energía consumida, etc.

Su aplicación es necesaria cuando se necesita un poco más de confiabilidad en las operaciones de una planta, que la que proporciona el mantenimiento correctivo.

Sus características principales pueden reunirse en:

Ventajas:

- Mejora la disponibilidad de los equipos con respecto del mantenimiento correctivo, pero de todas maneras, hay un alto porcentaje

de paralización imprevistas.

- Permite un aprovechamiento más eficiente de los recursos de man-  
tenimiento al haber un poco de programación de actividades.
- Disminuye los riesgos de accidentes.

Desventajas:

- Hay de todos modos un alto porcentaje de paralizaciones imprevi-  
tas.
- Al parar una máquina y desarmarla, y si ésta se encuentra en bue-  
nas condiciones, no es seguro que al volverla a armar, las piezas  
queden con los ajustes y tolerancias debidos, y en condiciones  
de funcionamiento óptimas.
- Es completamente ineconómico desarmar una máquina, por ejemplo  
un motor eléctrico, para chequear si sus cojinetes están en bue -  
nas condiciones, o cambiarlos antes de que éstos den muestras de  
deterioro puesto que esto lleva consigo un derroche de repuestos,  
mano de obra y otros recursos.

En resumen, es un método de mantenimiento costoso, también muy popu-  
lar en nuestro medio que solo se justificaría en plantas cuyas con-  
diciones de operación lo permitan (por ejemplo: plantas que funcio-  
nan 8 horas, 5 días a la semana), puesto que un paro imprevisto en  
este tipo de plantas no es tan crítico.

Método de Prevención Progresivo.-

Es un método de mantención bastante similar al periódico, con la va-

riante de que aquí, los cambios periódicos de piezas se van incrementando progresivamente de acuerdo a una estimación de la vida útil de los componentes del equipo o coincidiendo con paros forzados para otras actividades (1)(2).

Es progresivo puesto que el número de partes que se va intercambiando va aumentando, hasta llegar a un reacondicionamiento total de la maquinaria desde donde comienza un nuevo ciclo.

Sus características principales pueden resumirse en:

Ventajas:

- Mejora la disponibilidad y confiabilidad de los equipos con respecto a los dos tipos de mantenimiento planteados anteriormente.
- Aprovecha mejor los recursos humanos de mantenimiento al necesitar para su programación y desarrollo de personal técnico capacitado.
- Disminuye casi a cero los riesgos de accidentes.

Desventajas:

- Es un tipo de mantenimiento muy costoso.
- Hay un derroche de recursos materiales por la utilización incompleta de repuestos y materiales.

Es en resumen, un método de mantenimiento muy costoso y su aplicación sólo es justificable cuando la seguridad de las personas esté en juego, tales como transporte aeronáutico, ascensores, etc.

### Método de Mantenimiento Preventiva.-

Muchos autores denominan Mantenimiento Preventivo a una manera de obrar, o a una manera de enfocar las cosas y no a una técnica en particular (2)(3).

Es un tipo de mantenimiento moderno y su fundamento es poseer un control tal sobre los equipos e instalaciones industriales, que permitan "prevenir" toda clase de dificultades, antes de que éstas se produzcan, todo esto ejecutado de una manera tal, que los costos resultantes de la aplicación de este método sean recompensados por los resultados de la producción del mismo.

Para poner en marcha un programa de Mantenimiento Preventivo, se necesita contar con un grupo de profesionales idóneos en la materia, capacitados para llevar adelante la programación, administración y control de ella. Quizá sea ésta la mayor dificultad para que no sea éste un método muy difundido en nuestro país.

Su implantación resulta costosa respecto de los demás métodos de mantenimiento antes mencionados; y por ello sólo se lo recomienda para industrias altamente mecanizadas y de producción masiva.

Algunos autores concuerdan que las actividades básicas del mantenimiento preventivo son:

- a) Lubricación
- b) Inspecciones

- c) Ajustes y Regulaciones Periódicas
- d) Reacondicionamientos

Donde la Inspección es la actividad más importante del plan de mantenimiento preventivo.

Sus Ventajas y Desventajas son las siguientes:

Ventajas:

Tiende a obtener mejores disponibilidades de los equipos, alarga la vida útil de éstos, reduce los costos de operación y mantención de éstos por un mayor aprovechamiento de los recursos de mantención.

Desventajas:

Aunque en menor grado, las mismas que en el Mantenimiento Periódico.

En resumen, este método de mantenimiento, aunque su nombre indique que es preventivo, por lo general, su uso se basa mayormente en actividades periódicas como son las de inspecciones, ajustes y regulaciones periódicas, donde para llevarlas a cabo es necesario la paralización del equipo.

Este tipo de mantenimiento, tal como está enfocado arriba, solo se justifica para mantenimiento de tuberías, estructuras, cimentaciones, recubrimientos, piezas sometidas a esfuerzo, etc.; pero no para maquinaria rotatoria de operación continua, donde el tiempo muerto debido a las inspecciones y lo ineconómico de éstas incide poderosamente en los costos de producción o donde por característi-

cas propias del equipo o del proceso no se puede detener la producción.

#### Método de Mantenimiento Predictiva.-

Es en realidad un método de mantenimiento preventiva cuyo uso está confiado generalmente a mantenimiento preventivo de maquinaria rotatoria y alternativa o reciprocante, que dicho sea de paso, constituye el corazón de muchas industrias.

A pesar de ser un método de mantenimiento preventivo, lo he ubicado en una categoría aparte para recalcar su eficacia en el mantenimiento de estos equipos en comparación con el mantenimiento preventivo tratado anteriormente, como lo demostramos a continuación.

Desafortunadamente, muchos sistemas de Mantenimiento Preventivo en uso hoy en día se basan principalmente en tiempos de operación, en otras palabras, las acciones de mantenimiento son tomadas luego de algunas horas de operación.

Sin embargo, generalmente hay una pobre correlación entre la condición actual de una maquinaria y el tiempo de operación. Esto trae como consecuencia daños prematuros e imprevistos, o por el contrario, acciones caras de mantenimiento en maquinaria que no lo necesitan. A más de eso, el Mantenimiento puede inducir problemas que no ocurrirían si es que no se hubiera llevado a cabo ninguna acción de mantenimiento.

Esto no implica que acciones periódicas de Mantenimiento (por ejemplo: revisión de soldaduras en tuberías de alta presión) son incorrectas. Pero, desarmar una maquinaria para inspeccionar el estado de sus cojinetes no es, precisamente, la mejor manera de determinar la condición de una maquinaria.

Ahora, si bien es cierto, que hay parámetros con los cuales podemos "monitorizar" o comprobar continuamente la condición de una maquinaria como son: Temperatura del aceite de los cojinetes, temperatura del refrigerante de los cojinetes, presión de aceite, grado de contaminación del mismo, etc. Todos estos parámetros pueden ser considerados en un sistema completo de mantención predictivo, pero hay un parámetro que él sólo es representativo de muchos aspectos de la condición actual de una maquinaria, el nivel de vibración.

Desde hace relativamente pocos años la aplicación de técnicas de medida y análisis de vibraciones, formando la base del método de Mantención Predictiva para la determinación de la condición de una maquinaria, ha ganado gran aceptación en países más desarrollados que el nuestro.

Este programa de Mantenimiento Predictivo se basa en el simple hecho de que todas las máquinas vibran, no importa lo bien construidas y ensambladas que estén, y ellas vibran porque sería demasiado caro construir una máquina completamente libre de vibración.

El lado positivo de esto es que los problemas mecánicos de las má-

nas pueden ser descubiertos por las vibraciones que éstos producen en mayor o menor grado, puesto que cada causa de vibración tiene sus propias características.

Se ha determinado en la práctica industrial moderna que existe una buena correlación entre las vibraciones características de las máquinas y su condición relativa de funcionamiento, y de que en más del 90% de los casos observados, la falla de la máquina es precedida por un incremento de su nivel normal de vibración (4). Se puede determinar la buena condición actual de una máquina por medidas de su nivel de vibración. Esta técnica es muy difundida en las plantas industriales modernas.

### 1.3 IMPORTANCIA DE LECTURA DE VIBRACIONES EN EL MANTENIMIENTO DE MAQUINAS.

En las plantas industriales de hoy en día, la principal preocupación de sus directivos es la de encontrar métodos para incrementar su producción y reducir el número de horas hombre por unidad de producto manufacturado (Sección 1.1).

Para tratar de conseguir esta meta se debe minimizar el tiempo de paro de maquinaria, lo cual produce pérdida de producción y por lo tanto, tiene un efecto drástico en las utilidades de la empresa.

Como una parte de un programa total de Mantenimiento Preventivo o Predictivo, el análisis de vibraciones es una técnica que ofrece una herramienta poderosa para identificar y evaluar fallas potenciales

de maquinarias en sus estados iniciales. Con este conocimiento, las correcciones de las fallas potenciales pueden ser planificadas para coincidir con paros regulares, o cuando la producción lo permita.

En años recientes se ha convertido en práctica aceptada la continua monitorización de procesos de plantas que así lo merezcan por medio de instalaciones electrónicas permanentes acopladas a sistemas de alarma.

La monitorización continua de las lecturas de vibración, como una técnica efectiva en el control de la condición de una maquinaria, es requerida por compañías aseguradoras como la Lloyd's Register of Shipping (6).

Si bien es cierto que la medición de vibraciones es un elemento valioso y sumamente eficaz para diagnosticar la condición de una maquinaria, si es que nos enfrentamos con el hecho de escoger cuál es la mejor manera de usar estas medidas en las operaciones de una fábrica veremos que esto depende de múltiples factores como (5):

- Las operaciones específicas de cada planta
- El tipo de máquinas
- El número de máquinas,
- El producto fabricado
- Las normas de la firma en cuanto a producción y mantenimiento

Las técnicas de medición de las vibraciones y los procedimientos a tomarse deben ajustarse a las condiciones específicas de operación de cada planta en particular.

En el caso de empresas que llevan a cabo algún programa de medición de vibraciones, el uso de las técnicas de medición de vibraciones y su análisis, en un programa de Mantenimiento Predictivo, no quiere decir que se acabe con una serie compleja y a veces confusa de instrumentos de medición de vibraciones; al contrario, el ajuste de procedimientos y técnicas se hace para simplificar las tareas y minimizar los costos de las mediciones de vibraciones. Por lo general, unos pocos instrumentos básicos, técnicas y procedimientos servirán para la mayoría de los casos.

En el Apéndice # 1 se indica una lista típica de instrumentos y precios de equipos para sensar y analizar vibraciones en una industria.

Hay muchos sectores de nuestra industria donde pueden usarse efectivamente las mediciones de vibraciones, entre otras:

1. El Mantenimiento Preventivo de la maquinaria de fábrica, para aumentar la duración de servicio de la misma y reducir los paros no programados.
2. Inspección a la fecha de recibo de la maquinaria nueva, para tener la seguridad de que está en óptimas condiciones de funcionamiento.

3. Control de la calidad de la producción, para cerciorarse de que el producto que sale proveerá un funcionamiento confiable.
4. Verificaciones de servicio del producto, para tener la seguridad de que funciona propiamente en la fábrica del cliente.
5. Localización de dificultades, en las máquinas donde se sospeche existan problemas mecánicos.
6. Verificación de la calidad de las rehabilitaciones y reparaciones de las máquinas.
7. Ayudar en la selección de ubicación dentro de la fábrica de máquinas críticas, afectadas por fuentes externas de vibración.
8. Ayudar a las secciones de Investigación e Ingeniería de una Planta a verificar trabajos teóricos y detectar problemas de vibración en nuevos diseños.
9. Respaldar la venta de un producto mediante la demostración de un funcionamiento más suave de éste con respecto a otros.

## C A P I T U L O   N º   2

### VIBRACION EN MAQUINARIA ROTATIVA

#### 2.1 NOCIONES GENERALES DE VIBRACION

##### 2.1.1 Teoría de Vibraciones (7)(8)(9)(10).

Una vibración es un movimiento periódico, es decir, un movimiento que se repite con todas sus características después de un tiempo  $T$ , llamado período de vibración. Una gráfica del desplazamiento  $x$  contra el tiempo, puede resultar en una curva sumamente complicada. Como un ejemplo, la Fig. 2.1 muestra la curva del movimiento observada en el pedestal de las chumaceras de una turbina de vapor (7).

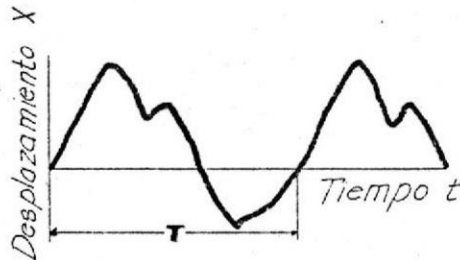


FIG. 2.1.- Función Periódica

El tipo más sencillo de movimiento periódico es el movimiento armónico, en él la relación  $x$  y  $t$  puede expresarse por:

$$x = X_0 \text{ sen}(\omega t) \quad (2.1)$$

El gráfico de este movimiento versus el tiempo se muestra en la Fig. 2.2.

El valor máximo del desplazamiento es  $X_0$  llamado amplitud de vibración.

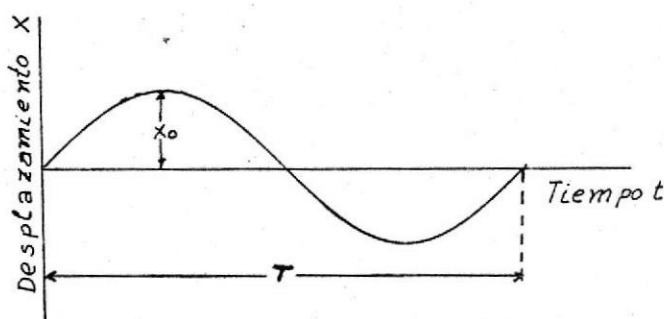


Fig. 2.2 Función Armónica

El período  $T$  generalmente se mide en segundos y su recíproco  $f = \frac{1}{T}$  es la frecuencia de la vibración medida en ciclos de segundo Hertz (en honor del investigador alemán).

En la ecuación (2.1) aparece el símbolo  $\omega$  conocido como frecuencia angular y medido en radianes por segundo. Las relaciones entre  $\omega$ ,  $f$  y  $T$  son las siguientes. En la Ec. (2.1)

y la Fig. (2.2) puede verse claramente que un ciclo completo de la vibración tiene lugar cuando  $\omega t$  ha pasado a través de  $360^\circ$  o sea  $2\pi$  radianes . Entonces cuando  $\omega t = 2\pi$  . el intervalo de tiempo  $t$  será igual al período  $T$  o sea:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \text{ seg.} \quad (2.2)$$

y puesto que  $f$  es el recíproco de  $T$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \text{ ciclos por seg.} \quad (2.3)$$

En las máquinas rotativas, la frecuencia suele expresarse en vibraciones por minuto, designadas por v.p.m. =  $30 \frac{\omega}{\pi}$

En un movimiento armónico en el cual el desplazamiento esté dado por  $x = X_0 \text{ sen}(\omega t)$ , la velocidad se encuentra obteniendo la derivada del desplazamiento con respecto al tiempo

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = X_0 \omega \text{cos}(\omega t) \quad (2.4)$$

De tal manera que la velocidad también resulta armónica con un valor máximo igual a  $X_0 \omega$  al pasar por su posición de equilibrio.

La aceleración será:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = - X_0 \omega^2 \text{ sen}(\omega t) \quad (2.5)$$

También armónica y con un valor máximo de  $\omega^2 X_0$ , alcanzado en los extremos del ciclo, cuando el cuerpo cambia de sentido de movimiento.

Consideremos dos vibraciones dadas por las expresiones  $X_1 = a \text{sen}(\omega t)$  y  $X_2 = b \text{sen}(\omega t + \phi)$ , que se muestran en la Fig. (2.3), graficadas contra  $\omega t$  como abcisa. Debido a la presencia de la magnitud  $\phi$ , las dos vibraciones no lograrán su desplazamiento máximo en el mismo instante, ya que una de ellas estará  $\phi/\omega$  seg detrás de la otra. La magnitud  $\phi$  se conoce como el ángulo de fase, o diferencia de fase entre las dos vibraciones.

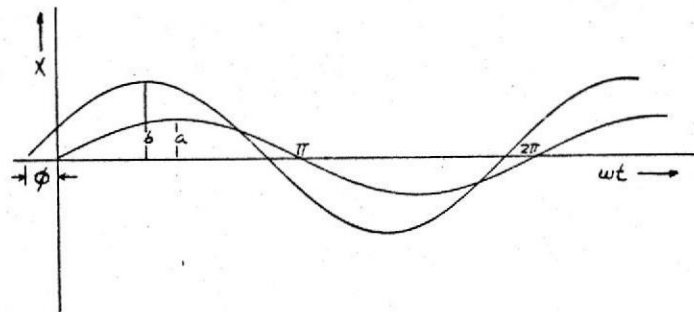


Fig.2.3.- Dos Movimientos Armónicos incluyendo el Ángulo de Fase  $\phi$

Puede verse que los dos movimientos tienen la misma frecuencia  $\omega$  y como consecuencia, igual frecuencia  $f$ . El ángulo de fase sólo tiene sentido tratándose de dos movimientos con la misma frecuencia, puesto que si las frecuencias son distin-

tas el ángulo de fase cambiaría constantemente.

Representación Vectorial de las Vibraciones.- El Movimiento de una partícula en vibración puede representarse convenientemente por medio de un vector rotativo. Sea el vector  $\vec{a}$ , Fig. (2-4), girando con velocidad angular uniforme  $\omega$ , en sentido contrario a las manecillas del reloj. Cuando el tiempo se mide desde la posición horizontal del vector como punto de partida, la proyección horizontal del vector puede escribirse como:

$$a \cos(\omega t)$$

y la proyección vertical como:

$$a \sin(\omega t)$$

Cualquiera de las dos proyecciones puede tomarse como representativa de un movimiento periódico. Consideraremos la proyección horizontal

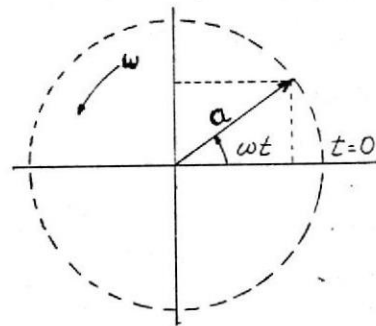


Fig. 2.4 Vibración Armónica representada por la Proyección Horizontal de un Vector Rotativo.

Esta representación vectorial ha dado origen al nombre de frecuencia angular para  $\omega$ . La magnitud  $\omega$  representará la velocidad angular del vector medida en radianes por segundo, y la frecuencia  $f$ , en este caso, se medirá en revoluciones por segundo. Así, podrá verse inmediatamente que:

$$\omega = 2\pi f$$

y la velocidad de movimiento  $x = a\cos\omega t$  será:

$$\dot{x} = -a\omega\sin(\omega t)$$

La cual podrá representarse por la proyección horizontal de un vector de longitud  $a\omega$ , girando con la misma velocidad angular  $\omega$  que el vector del desplazamiento, pero situada siempre  $90^\circ$  delante de este vector.

La aceleración será  $-a\omega^2\cos(\omega t)$  y estará representada por la proyección horizontal de un vector de longitud  $a\omega^2$  girando con la misma velocidad angular  $\omega$  y  $180^\circ$  adelante con respecto a la posición del vector de desplazamiento, o bien  $90^\circ$  del vector velocidad. Fig. (2.5)

El método vectorial de visualizar movimientos periódicos resulta sumamente conveniente cuando sumemos varios movimientos, así, si un punto está simultáneamente sujeto a dos movimientos con la misma frecuencia, pero que difieren en el ángulo de fase  $\phi$ , sean  $a\cos(\omega t)$  y  $b\cos(\omega t - \phi)$ , la suma de és-

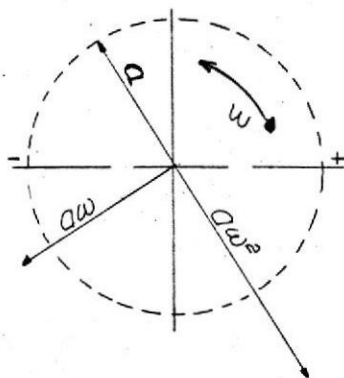


Fig. 2.5.- El Desplazamiento, la Velocidad y la Aceleración son Vectores Perpendiculares

tas dos expresiones por métodos trigonométricos resultaría tedioso. Sin embargo, los dos vectores pueden ser fácilmente dibujados; y el movimiento total quedará representado por la suma geométrica de los dos vectores, como se muestra en la Fig. (2.6)

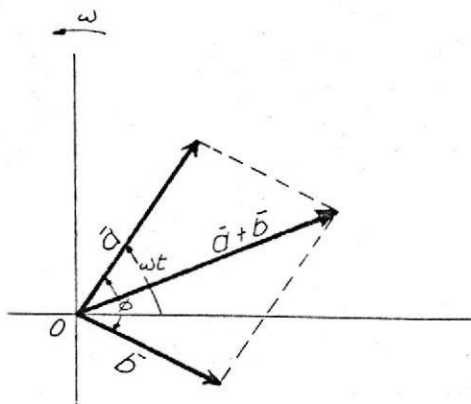


Fig.2.6.- Dos Vibraciones se suman, sumando sus vectores geoméricamente.

La resultante también gira en el sentido contrario a las manecillas del reloj con velocidad angular uniforme  $\omega$  y la pro-

yección horizontal de la suma geométrica de estos dos vectores es igual a la suma de las proyecciones horizontales de sus componentes.

La suma de dos vectores será lícita, solamente si las vibraciones son de la misma frecuencia, porque de otra manera el ángulo de fase no sería constante.

Un caso especial de la suma vectorial de la Fig. 2.6, que se presenta con frecuencia es la suma de una onda senoidal y una cosenoidal de diferente amplitud:  $a \sin(\omega t)$  y  $b \cos(\omega t)$ . En este caso, los dos vectores son perpendiculares, por lo que del diagrama de la Fig. (2.7) puede verse que:

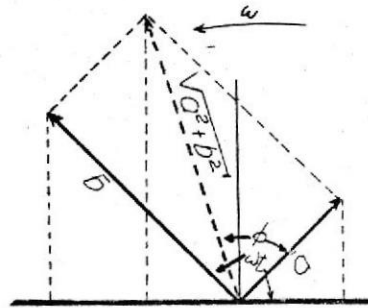


Fig. 2.7.- Suma de una Onda Senoidal y una Cosenoidal de diferente amplitud.

$$a \sin \omega t + b \cos \omega t = \sqrt{a^2 + b^2} \text{ Sen}(\omega t + \phi)$$

$$\text{donde } \phi = \frac{b}{a} \quad (2.6)$$

Al superponer dos vibraciones de distinta frecuencia, la resultante no es armónica y por lo mismo no es senoidal. Un caso particular de sumo interés ocurre cuando las dos frecuencias  $\omega_1$  y  $\omega_2$  son aproximadamente iguales Fig.(2.8)

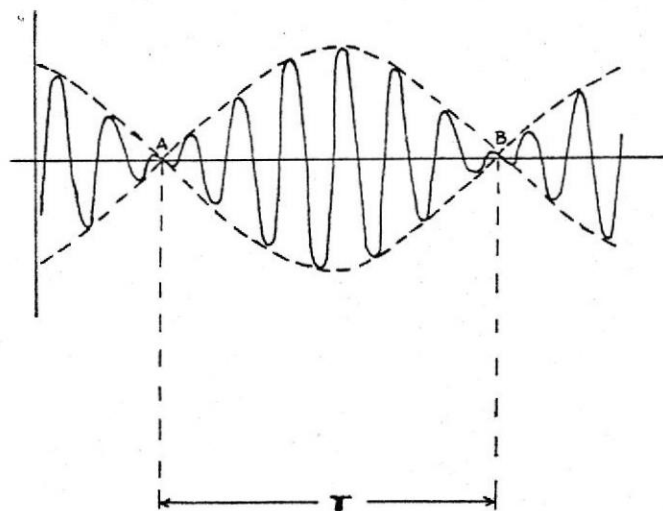


Fig. 2.8.- Suma de dos Vibraciones con  $\omega_1 \approx \omega_2$  e iguales amplitudes

$$\text{Luego: } x = A(\text{sen}\omega_1 t + \text{sen}\omega_2 t)$$

$$x = [2A\cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t\right)] \text{SEN}\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t\right) \quad (2.7)$$

Puesto que  $\omega_1 \approx \omega_2$ , el término entre parentés varía muy lentamente, por lo que el movimiento resultante es pseudo armónico, siendo su amplitud variable. El período de las pulsacio-

nes será:  $\frac{2\pi}{\omega_1 - \omega_2}$  y la frecuencia de pulsaciones:  $\omega_p = \omega_1 - \omega_2$

Análisis Armónico.- El enunciado del Teorema de Fourier es:  
Un Movimiento Periódico general Fig.(2.9), puede ser considerado como la suma de movimientos armónicos simples a frecuencias, que son múltiplos enteros de la frecuencia fundamental.

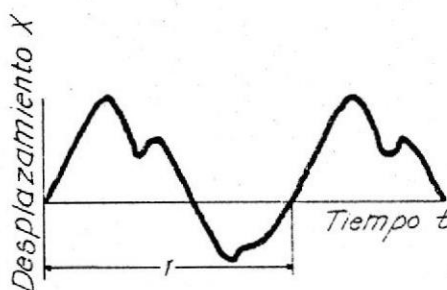


Fig. 2.9.- Movimiento Periódico General

$$X = \frac{A_0}{2} + A_1 \cos(\omega_1 t) + A_2 \cos(2\omega_1 t) + \dots + B_1 \sin(\omega_1 t) + B_2 \sin(2\omega_1 t) + \dots$$

Luego

$$X = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega_1 t) + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin(n\omega_1 t) \quad (2.8)$$

donde:  $\omega_1 = \frac{2\pi}{T}$  es la frecuencia fundamental

Las ecuaciones para obtener los coeficientes son:

$$A_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos(n\omega_1 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.9)$$

$$B_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \text{sen}(n\omega_1 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.10)$$

Un típico análisis de una función periódica compleja, como la proveniente de una máquina, consiste en obtener su espectro de Fourier, o sea separar la vibración total en sus distintas componentes armónicas.

En vibraciones provenientes de máquinas, es muy común que éstas tengan una gran cantidad de componentes senoidales, debidas a los diferentes problemas mecánicos que posean en mayor o menor grado (Sección 3.1), de ahí que el análisis de Fourier de estas vibraciones será una herramienta eficaz en la identificación de las causas de los posibles problemas mecánicos que originen vibración (sección 3.2). La Fig. 2.10 muestra un espectro de frecuencia de una señal cualquiera

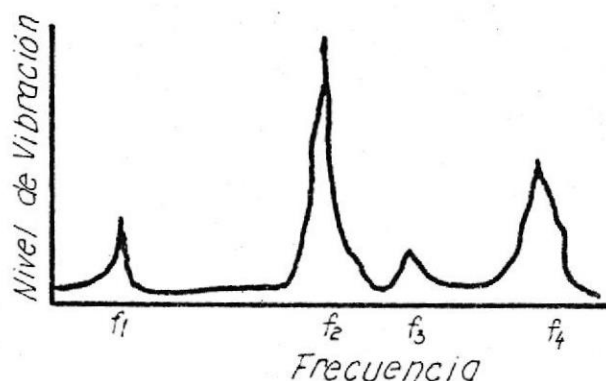


Fig. 2.10.- Espectro de Frecuencia de una Vibración Compleja Cualquiera

Frecuencias de Octavo de Banda.- Es conveniente para algunos tipos de análisis de vibraciones, el dividir el espectro de frecuencia en rangos de octavos de banda (Sección 2.2.3). Cada octavo de banda está dispuesto para cubrir un rango de frecuencias 2 a 1, ó en otras palabras, el octavo de banda es el intervalo entre dos frecuencias que tienen una relación de 2. Así si  $f_1$  es el octavo de banda más pequeño y  $f_2$  es el siguiente en orden ascendente, entonces:

$$f_2 = 2f_1$$

Subsiguientes octavos de banda tienen la misma razón

$$\begin{aligned} f_3 &= 2f_2 = (2)(2) f_1 = 2^2 f_1 \\ f_4 &= 2f_3 = (2)(2)(2) f_1 = 2^3 f_1 \\ \text{y } f_n &= 2^{(n-1)} f_1 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Cada octavo de banda es identificado por la frecuencia central. Todas las frecuencias centrales adyacentes tienen la misma relación geométrica. Así: Si  $f_{a1}$  es la frecuencia central de  $f_1$  y  $f_2$ , entonces:

$$\begin{aligned} \frac{f_{a1}}{f_1} &= \frac{f_2}{f_{a1}} \\ f_{a1} &= \sqrt{f_1 f_2} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Como podemos observar  $f_{a1}$  no es el centro aritmético, pero sí el centro geométrico de frecuencia entre  $f_1$  y  $f_2$ .

El ancho de banda es el rango de frecuencia entre dos octavos de frecuencia. Así, para una frecuencia central de  $f_{a1}$ , el ancho de banda es  $(f_2 - f_1)$ ; para una frecuencia central de  $f_{a2}$ , el ancho de banda es  $(f_3 - f_2)$  y así sucesivamente. La magnitud del ancho de banda es igual al octavo de frecuencia más bajo debido a la relación de frecuencias  $2a_1$ . Así:

$$f_{a1} = f_2 - f_1 = 2f_1 - f_1 = f_1$$

$$f_{a2} = f_3 - f_2 = 2f_2 - f_2 = f_2$$

$$f_{a3} = f_4 - f_3 = 2f_3 - f_3 = f_3$$

Para un análisis más exacto del espectro de frecuencia, los octavos de banda pueden ser estrechados a un medio, un tercio de octavo de banda o cualquiera otra fracción.

En un tercio de octavo, por ejemplo, el octavo de banda se divide en tres partes geométricamente iguales. Así, si  $f_x$  y  $f_y$  son el tercio de octavo entre  $f_1$  y  $f_2$ , entonces

$$\frac{f_x}{f_1} = \frac{f_y}{f_x} = \frac{f_2}{f_y}$$

$$(f_x)^2 = (f_1)(f_y)$$

$$f_y = \frac{f_1 f_2}{f_x}$$

$$(f_x)^3 = (f_1)^2 f_2$$

$$f_x = \sqrt[3]{(f_1)^2 f_2}$$

y como  $f_2 = 2f_1$

$$f_x = \sqrt[3]{2} (f_1) \quad (2.13)$$

Otras fracciones de octavo de banda pueden ser calculadas de la misma manera.

Decibel.- Debido al gran rango de medidas de vibración que podemos obtener, a veces se hace necesario el uso de una escala logarítmica para las medidas de amplitud en velocidad pico y aceleración pico, basados en el "BEL"; puesto que el BEL es una unidad muy grande normalmente se usa un decibel (dB).

$$\text{Aceleración (adB)} = 20 \log_{10} \frac{a_1}{a_2} \quad (2.14)$$

donde  $a_1$  = raíz cuadrática media del valor pico de aceleración medido ( $\text{mm}/\text{seg}^2$ ).

$a_2$  = Aceleración de referencia (o adB =  $10^{-2}$  mm/seg )

Luego

$$\text{adB} = 20 \log_{10} \frac{a}{10^{-2}} \quad (2.15)$$

De la misma manera:

$$\text{Velocidad (vdB)} = 20 \log_{10} \frac{v_1}{v_2} \quad (2.16)$$

donde  $v_1$  = raíz cuadrática media del valor pico de velocidad medido ( $\text{mm}/\text{seg}$ )

$v_2$  = velocidad de referencia (o vdB =  $10^{-5}$  mm/seg)

Luego

$$\text{VdB} = 20 \log_{10} \frac{v}{10^{-5}} \quad (2.17)$$

La carta de la Fig. 2.11 puede ser usada para convertir aceleración pico en "g's" a aceleración en AdB.

La carta de la Fig. 2.12 puede ser usada para convertir velocidad pico medida en pulgadas por segundo en VdB.

Es posible convertir vdB a AdB usando la ecuación

$$\text{AdB} = \text{VdB} + K \quad (2.18)$$

donde los valores de K están dados en la Fig. 2.13 (6)

Vibración Libre.- Vibración Libre quiere decir que no actúan fuerzas externas desbalanceadas sobre el sistema. Entonces las vibraciones del sistema ocurren de una manera natural, no forzada. Si no hay pérdidas de energía, esta vibración podrá continuar indefinidamente. En la práctica las vibraciones son amortiguadas, por consiguiente hay pérdidas de energía y un decaimiento de la amplitud. Para una masa suspendida de un resorte como se muestra en la Fig. (2.14):

Puesto que la fuerza del resorte actúa en la dirección opuesta de la de los valores positivos de x, esta fuerza es escrita como  $K(-x)$ , donde K es la constante de rigidez del resorte (fuerza/desplazamiento)

$$\text{Luego: } m \cdot a = -Kx \quad (2.19)$$

Si el movimiento de la masa es armónico simple,  $a = -\omega^2 x$

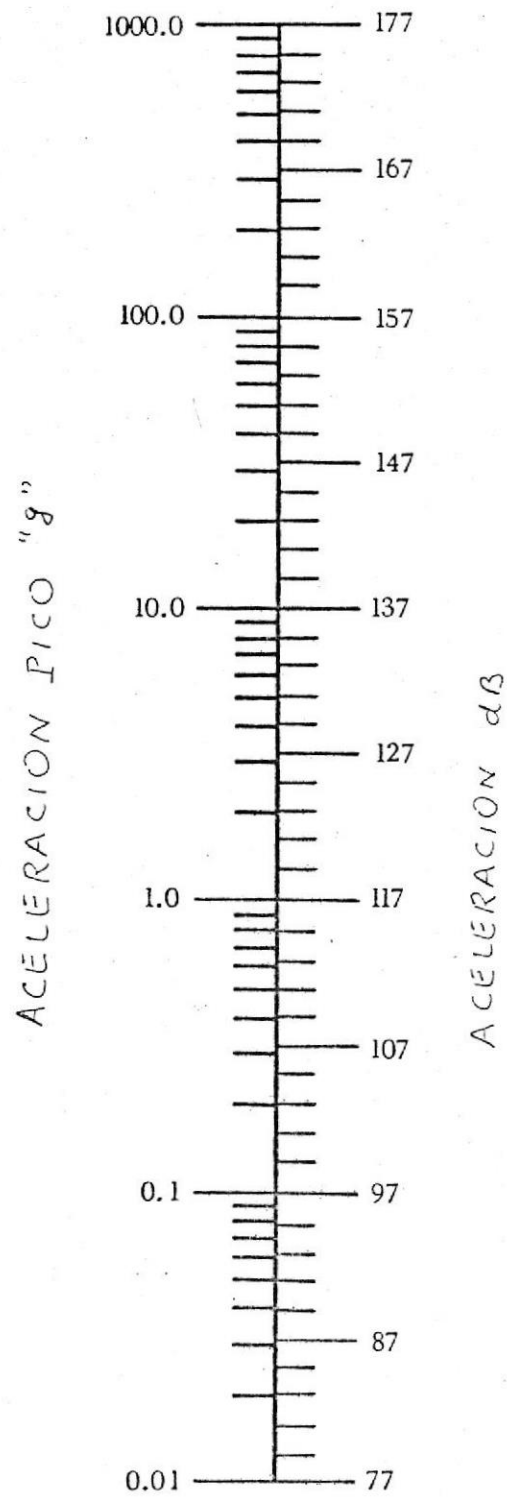


Fig. 2.11. Carta de conversión de g's pico a ADB y viceversa

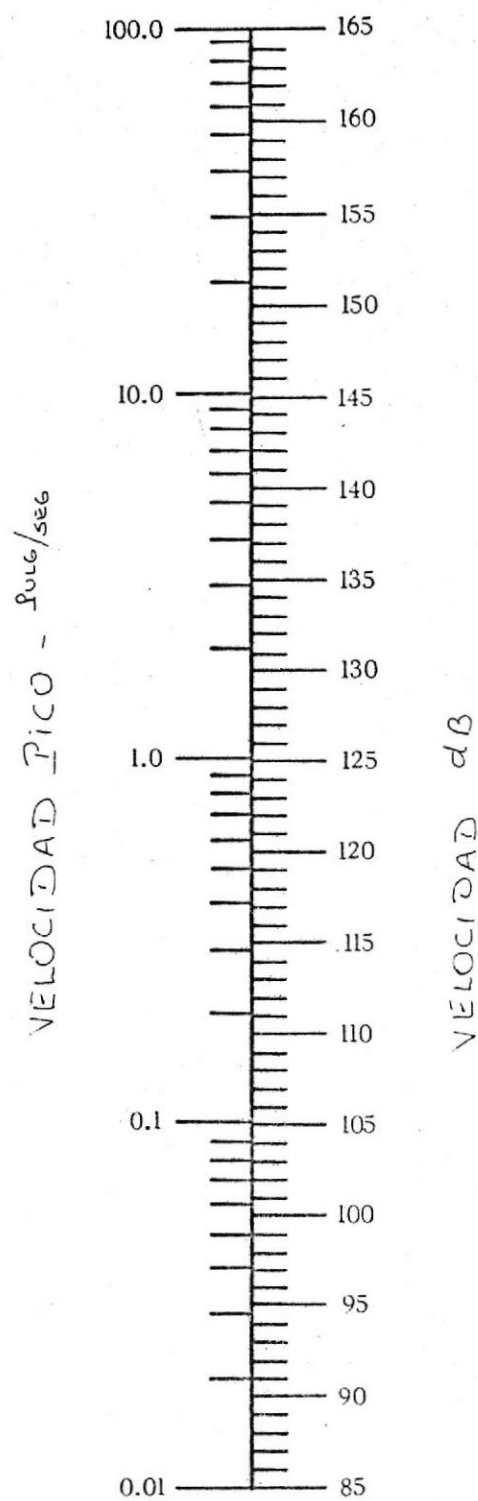


Fig. 2.12. Carta de conversión de velocidad pico A velocidad en decíbeles.

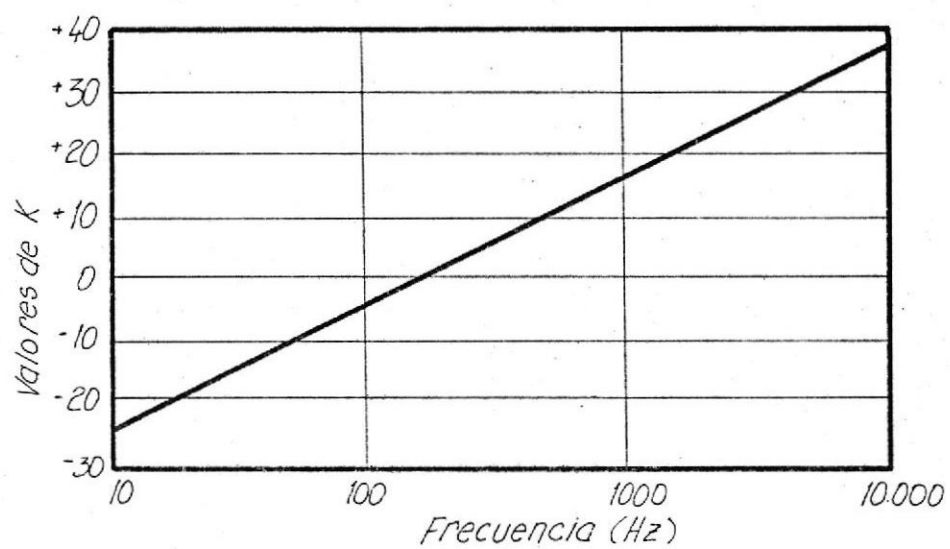


Fig. 2.13 Valores de K necesarios en la conversión de Adb A Vdb

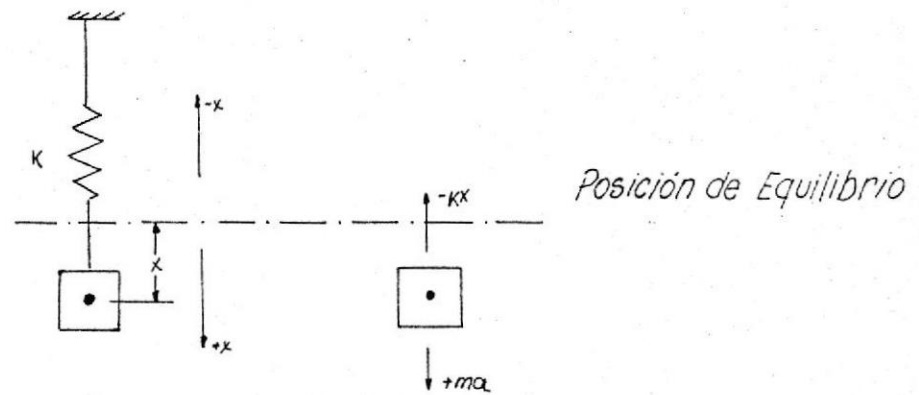


Fig. 2.14 Diagrama de Cuerpo Libre de Sistema Masa-Resorte

Fuerza Inercia = Fuerza del Resorte

Sustituyendo en la ecuación (2.19), tenemos:

$$m\omega^2 x = Kx$$

$$\omega^2 = \frac{K}{m} \quad (2.20)$$

y como  $T = \frac{2\pi}{\omega}$

$$\text{Luego: } T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}} \quad (2.21)$$

Alternativamente, en términos de frecuencia:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (2.22)$$

Sistema de un Grado de Libertad.- Son sistemas que necesitan una sola coordenada para especificar la configuración del sistema en cualquier instante. En general, un sistema de  $n$  grados de libertad, requerirá  $n$  coordenadas independientes para especificar la configuración del mismo.

La vibración amortiguada de la masa suspendida de un resorte, puede ser determinada por la solución de la ecuación diferencial que rige su movimiento.

Fuerza inercia = Fuerza resorte

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -Kx$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{K}{m} x = 0$$

$$\text{ó} \quad \frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = 0 \quad (2.23)$$

cuya solución es:

$$x(t) = A \cos(\omega_n t) + B \sin(\omega_n t) \quad (2.24)$$

donde las constantes  $A$  y  $B$  dependen de las condiciones iniciales del problema.

Múltiples Grados de Libertad.- Cuando son necesarias dos coordenadas independientes ( $x_1, x_2$ ) para especificar la posición del sistema decimos que el sistema tiene dos grados de libertad.

Para los sistemas de dos grados de libertad hay dos ecuaciones de movimiento, una para cada masa y dan por resultado dos soluciones, dos frecuencias naturales,  $f_1$  y  $f_2$ . Así por ejemplo para el sistema de la Fig. 2-15 tenemos:

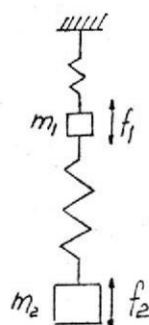


Fig. 2.15.- Sistemas de dos Grados de Libertad

$$\begin{cases} M_1 \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) = -K_1 x_1 - K_2 (x_1 - x_2) \\ M_2 \left( \frac{d^2 x_2}{dt^2} \right) = -K_2 (x_2 - x_1) \end{cases} \quad (2.25)$$

lo que lleva a

$$\omega^4 - \left[ \left( \frac{K_1 + K_2}{m_1} \right) + \left( \frac{K_2}{m_2} \right) \right] \omega^2 + \frac{K_1 K_2}{m_1 m_2} = 0 \quad (2.26)$$

Para la cual dos soluciones reales  $\omega_1$  y  $\omega_2$ , pueden ser encontradas. Estas son las frecuencias naturales del sistema. En general, para un sistema de  $n$  grados de libertad se necesitarán  $n$  coordenadas independientes para especificar la posición del sistema, por lo que resultarán  $n$  ecuaciones de movi-

miento con  $n$  soluciones, una para cada frecuencia natural de vibración del sistema.

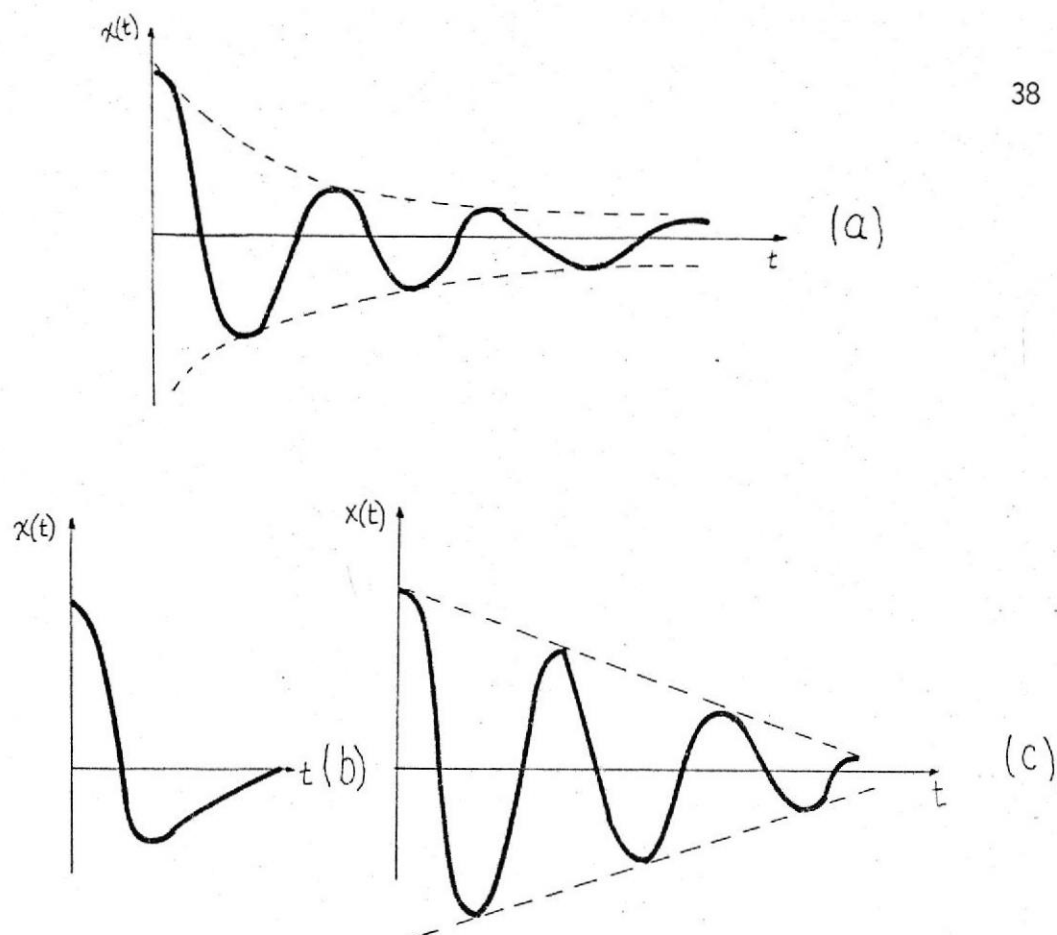
Amortiguamiento.- En un sistema mecánico, las principales fuentes de amortiguamiento son: Fricción debida a un fluido, fricción interna (debida al movimiento entre cristales adyacentes de un material), fricción seca, influencia de fuerzas magnéticas y otras fuerzas friccionales, las cuales disipan la energía de la vibración.

Si no existieran estas fuerzas disipativas, estaríamos ante un caso no real de movimiento perpetuo.

Como consecuencia de las fuerzas disipadoras, la energía en el movimiento vibratorio es amortiguada y la amplitud progresivamente decae como se muestra en la Fig. 2.16.

Bajo la acción del amortiguamiento viscoso, como es el caso en un sistema bien lubricado, las vibraciones libres decaen en la manera mostrada en la Fig. (2.16.a). Si es que hay un gran amortiguamiento viscoso, el decaimiento toma lugar rápidamente y el sistema está sobre amortiguado, como se muestra en la fig.(2.16.b). Amortiguamiento por fricción seca o de Coulomb, como el obtenido con superficies mal lubricadas o cuando se inicia el movimiento, produce un decaimiento lineal de amplitud, como se muestra en la Fig. 2.16(c).

Para fines prácticos, las soluciones se basan en que el amor-



- a) Amortiguamiento Viscoso  
 b) Sobre amortiguado  
 c) Amortiguamiento Seco

Fig. 2.16.- Efectos del Amortiguamiento

tiguamiento viscoso para bajas velocidades es proporcional a la velocidad, mientras que para grandes velocidades, el amortiguamiento es proporcional a la velocidad al cuadrado (6). La constante de proporcionalidad entre la fuerza amortiguada y la velocidad, es conocida como "Coeficiente de Amortiguamiento".

Vibración Libre con Amortiguamiento.- Consideremos un sistema masa-resorte-amortiguador de un grado de libertad. Fig.

(2.17).

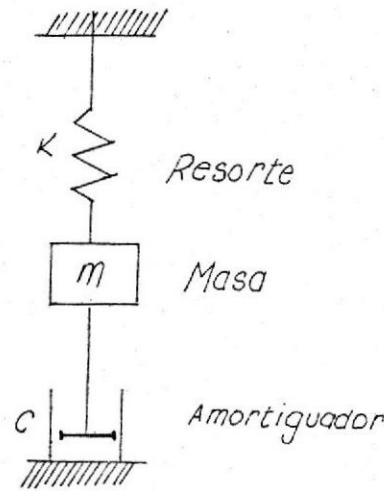


Fig. 2.17.- Sistema Masa-Resorte-Amortiguador

tenemos:

$$\Sigma F = -Kx - c\dot{x} = m\ddot{x}$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = 0$$

luego:

$$\ddot{x} + \left(\frac{c}{m}\right)\dot{x} + \left(\frac{K}{m}\right)x = 0 \quad (2.27)$$

Sea:

$$\frac{K}{m} = \omega_n^2 \quad \frac{c}{m} = 2\zeta\omega_n \quad \zeta = \frac{c}{c_c} = \text{fracción de amortiguamiento crítico.}$$

$$c_c = \text{amortiguamiento crítico } (\zeta = 1) = 2m\omega_n = 2\sqrt{\frac{K}{m}}$$

entonces, nos queda que:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (2.28)$$

Buscamos una solución de la forma  $x = AC^{\lambda t}$

$$(\lambda^2 + 2\zeta\omega_n\lambda + \omega_n^2) AC^{\lambda t} = 0$$

y las raíces son:

$$\lambda_{1,2} = -\omega_n [\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}] \quad (2.29)$$

Las soluciones dependen de la cantidad de amortiguamiento existente para cada caso, así por ejemplo con pequeño amortiguamiento,  $\zeta < 1$ , tenemos:

$$\lambda_{1,2} = -\omega_n [\zeta \pm i\sqrt{1 - \zeta^2}] \quad (2.30)$$

y la solución será:

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} [A_1 \cos(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t) + A_2 \sin(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t)] \quad (2.31)$$

donde las constantes dependen de los valores iniciales y la frecuencia amortiguada es:

$$\omega_a = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n \quad (2.32)$$

Sistemas no Lineales.- Si la fuerza restauradora de un sistema es proporcional al desplazamiento, entonces el sistema es "lineal". Si la fuerza restauradora no es directamente proporcional al desplazamiento, es sistema "no lineal". Un ejemplo del sistema no-lineal es aquel en el cual la fuerza restauradora es proporcional al desplazamiento al cuadrado.

Fig. (2.18)

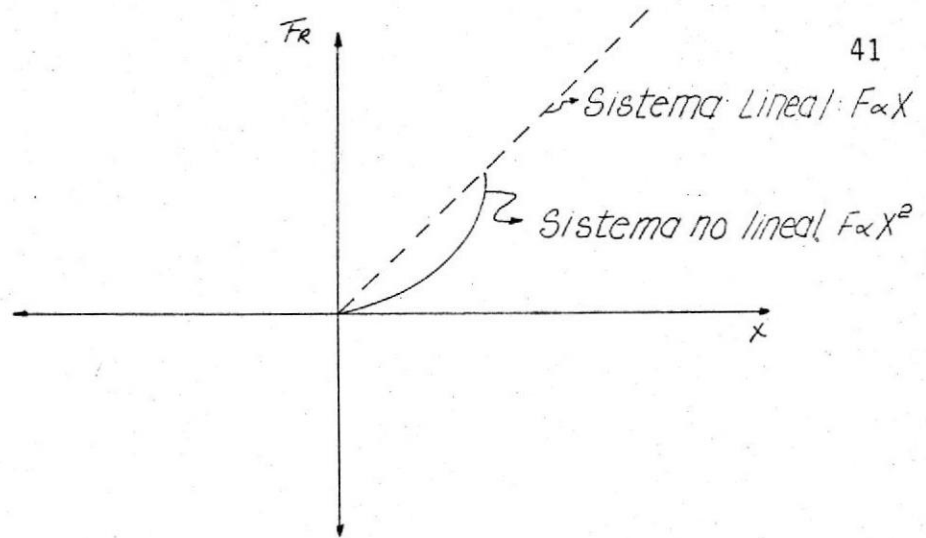


Fig. 2.18.- Sistema Lineal y No Lineal

Si la fuerza perturbadora en un sistema no es armónica, como por ejemplo cuando la aceleración no es proporcional al desplazamiento, el sistema también es llamado "no lineal"

Cuando un sistema no-lineal es excitado por una fuerza perturbadora armónica, la respuesta puede contener componentes al doble, triple cuádruple y otros múltiplos de la frecuencia excitadora y cuando es excitado por fuerzas armónicas de diferentes frecuencias tendrá una respuesta cuya frecuencia envuelve efectos de pulsaciones y bandas laterales (6); como en el caso de las vibraciones en los engranajes, las cuales se tratarán más adelante.

Las pulsaciones se presentan cuando dos vibraciones tienen una frecuencia cercana y las bandas laterales cuando una tiene una frecuencia mucho mayor que la otra.

Modos Naturales.- Los sistemas reales no poseen los paráme-

tros discretos de los ejemplos hasta aquí vistos, donde: (a) las masas son asumidas como cuerpos rígidos, (b) todos los puntos de la misma se mueven en fase y (c) los elementos elásticos se asumen carentes de masa.

En la práctica, todos estos efectos están distribuidos a través del sistema, y por lo tanto este tendrá automáticamente infinitos grados de libertad. Esto implica que existen infinitas frecuencias de resonancia para un sistema continuo. Cuando el sistema vibra libremente con una de estas frecuencias naturales, se dice que está vibrando en uno de sus modos naturales de vibración; y la forma que adopta el sistema es característica de cada modo. Por ejemplo, en la Fig. (2.19) se ilustra la vibración de una viga empotrada en un extremo y expuesta a una fuerza excitadora en el otro extremo. Cuando la frecuencia de la fuerza excitadora coincide con uno de los modos naturales de la viga, la viga toma una forma determinada siguiendo un patrón.

Vibración Forzada.- Fuerzas perturbadoras como las provenientes de ejes desalineados o piezas desbalanceadas son periódicas y de la forma  $F = F_0 \cos(\omega t + \phi_1)$  donde  $\omega$  es la frecuencia de la perturbación periódica y  $\phi_1$  es el ángulo de fase.

Cuando una fuerza actúa sobre una estructura que tiene su propia frecuencia natural  $\omega_n$ , el resultado puede ser una gran amplitud de vibración en la estructura (caso de resonancia). A

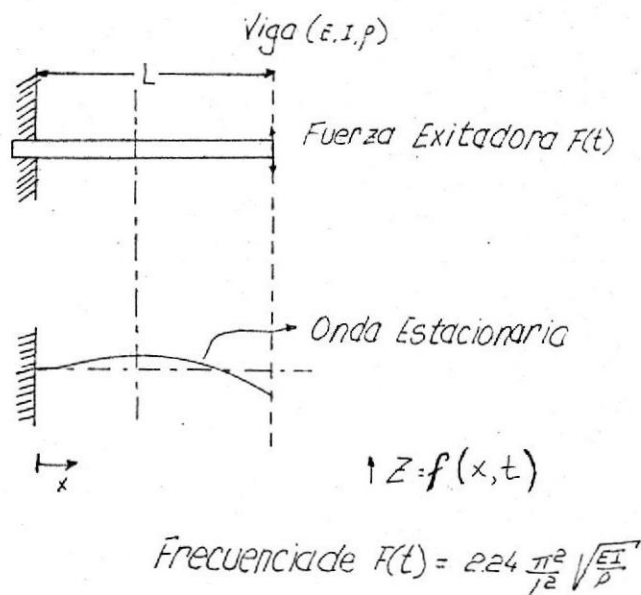


Fig. 2.19.- Respuesta de Viga a una Frecuencia excitadora la cual coincide con uno de sus modos naturales de vibración.

otras frecuencias excitadoras, el efecto de la fuerza perturbadora puede ser una pequeña o gran amplitud de vibración de acuerdo a la relación en que se encuentre la fuerza perturbadora con la frecuencia natural de vibración del sistema o uno de sus armónicos.

**Frecuencia Crítica.**- Cada vez que la fuerza perturbadora actúa sobre la estructura ésta transfiere energía y momentum a la pieza vibrante. En el caso especial, cuando la frecuencia de la fuerza perturbadora ( $\omega$ ) es la misma que la frecuencia natural de vibración ( $\omega_n$ ), la fuerza perturbadora actuará siempre en la dirección del movimiento, la amplitud de vibra-

ción crecerá progresivamente. Teóricamente la amplitud se incrementará ilimitadamente; en la práctica ésta se incrementará hasta que la energía suministrada por la excitación se iguale con la energía disipada por el amortiguamiento.

Resonancia.- Cuando la energía es transferida a un sistema que contiene amortiguamiento, la amplitud de vibración estará limitada a un valor límite, la "amplitud de resonancia".

La frecuencia de resonancia es aquella frecuencia a la cual ocurre la máxima amplitud. Cuando no hay amortiguamiento, la frecuencia de resonancia es la misma que la frecuencia crítica.

$$\omega = \omega_n \quad \frac{\omega}{\omega_n} = 1,0$$

Cuando hay amortiguamiento, la frecuencia de resonancia se convierte en un poco menor que la crítica.

Ecuación general.- Sobre el sistema masa-resorte-amortiguador de la Figura (2.20) actúa una fuerza externa desbalanceada de forma  $F = F_0 \sin(\omega t)$ . Se usa excitación armónica porque para sistemas lineales se puede usar superposición y expresar cualquier otra excitación periódica como la superposición de armónicos.

La solución completa de esta ecuación diferencial puede ser escrita en términos de respuesta transiente y respuesta esta-

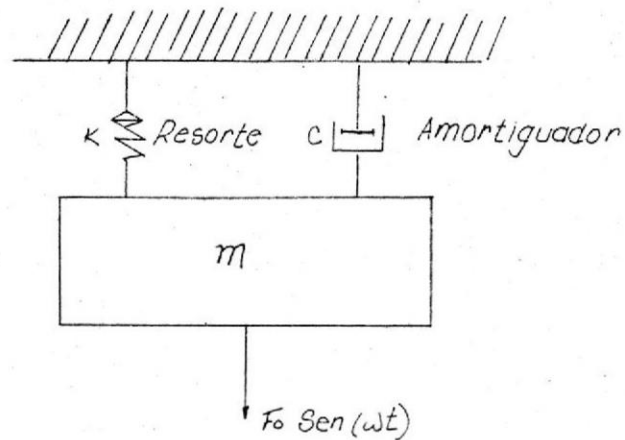


Fig. 2.20.- Vibración Forzada con Amortiguamiento

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = F_0 \text{ Sen}(\omega t)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_0}{K} \omega_n^2 \text{ Sen}(\omega t) \quad (2.33)$$

ble. La solución transiente satisface la ecuación homogénea asociada, es decir con el miembro a la derecha igualado a cero, y decae rápidamente en amplitud al incrementarse  $t$ .

La respuesta de estado estable será:

$$X = A \text{ Sen}(\omega t - \phi)$$

$$X = \frac{(F_0/K) \text{ Sen}(\omega t - \phi)}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \quad (2.34)$$

donde:

$$\text{tg}\phi = \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega^2/\omega_n^2)} \quad (2.35)$$

Ahora

$$\frac{A}{(F_0/K)} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} = \text{F.A.D. Factor de Amplificación Dinámico} \quad (2.36)$$

Si graficamos el F.A.D. en función de la frecuencia y con  $\zeta$  como parámetro, Fig. (2.21), tenemos:

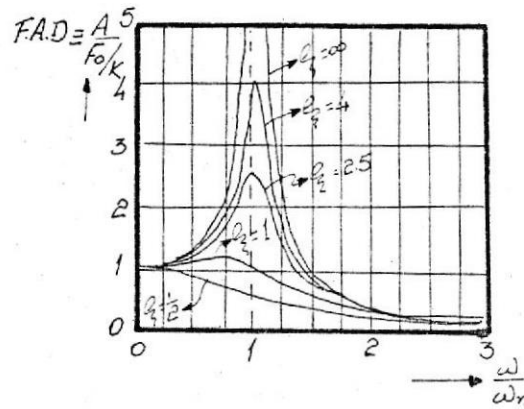


Fig. 2.21.- Factor de Amplificación Dinámica versus Frecuencia.

COMENTARIOS:

1.- Si  $\omega/\omega_n \rightarrow 0$ ; F.A.D.  $\rightarrow 1$

A bajas frecuencias o para sistemas muy rígidos, la deflexión es la estática  $X_{m\acute{a}x} = \frac{F_0}{K}$

2.-  $\omega/\omega_n \rightarrow \infty$ ; F.A.D.  $\rightarrow 0$

A altas frecuencias o sistemas muy flexibles, el sistema no se mueve.  $X_{m\acute{a}x} \rightarrow 0$

3.-  $\omega/\omega_n = 1 \Rightarrow$  F.A.D.  $= \frac{1}{2\zeta}$

En resonancia, la amplitud es máxima

$$X_{m\acute{a}x.} = \frac{1}{2\zeta} \left( \frac{F_0}{K} \right)$$

Angulo de Fase.- Es el ángulo por el cual  $x$  está retrasado con respecto a  $F$ .

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega^2/\omega_n^2)}$$

Graficamos en la Fig. (2.22), valores del ángulo de fase en función de la frecuencia y con el factor de amortiguamiento como parámetro.

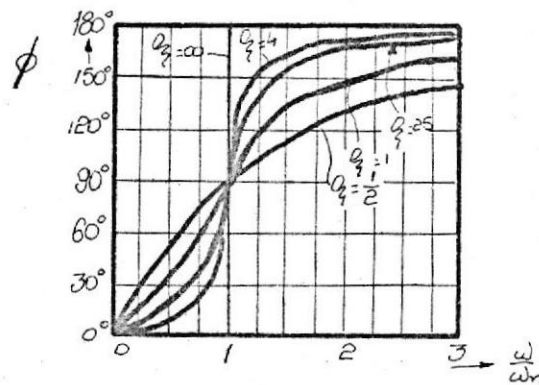


Fig. 2.22.- Angulo de Fase para distintos valores de  $\zeta$  y en función de la frecuencia.

#### COMENTARIOS:

1.- Si  $\omega/\omega_n \rightarrow 0$ ;  $\phi \rightarrow 0$

A bajas frecuencias, la fuerza excitadora y el desplazamiento del sistema están en fase.

2.-  $\omega/\omega_n \ll 1$ ;  $\operatorname{tg} \phi \approx \phi \approx 2\zeta \omega/\omega_n$

3.-  $\omega/\omega_n = 1$ ;  $\operatorname{tg} \phi \rightarrow \infty$   $\phi = \frac{\pi}{2}$

4.-  $\omega/\omega_n \rightarrow \infty$ ;  $\operatorname{tg} \phi \rightarrow 0$ ;  $\phi = \pi$

Movimiento de la Base.- Este es el caso que se presenta cuando queremos aislar un equipo dado de masa  $m$  del movimiento que pueda tener el suelo, Fig. (2-23).

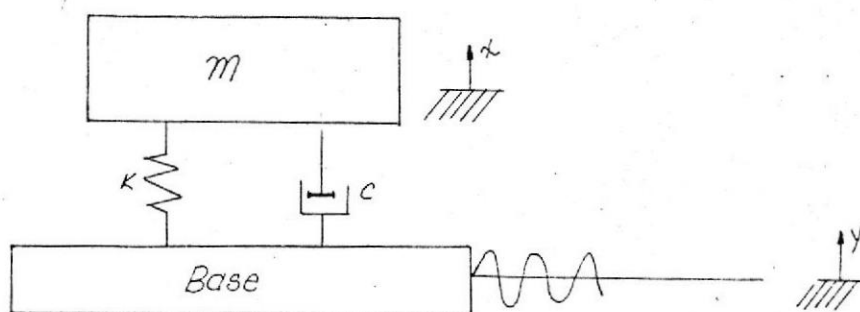


Fig. 2.23.- Movimiento de la Base

La ecuación de movimiento es:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= -K(x - y) - c(\dot{x} - \dot{y}) \\
 m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx &= Ky + c\dot{y}
 \end{aligned}
 \tag{2.37}$$

y la relación de los valores absolutos de las amplitudes de los movimientos es:

$$\left| \frac{X}{Y} \right| = \frac{1 + (2 \omega/\omega_n)^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2 \xi \omega/\omega_n]^2} \equiv TR \tag{2.38}$$

La transmisibilidad indica que fracción del movimiento de la base es transmitida a la masa  $m$ .

Si graficamos la transmisibilidad en función de la frecuencia con  $\xi$  como parámetro, tenemos: (Fig. (2.24)).

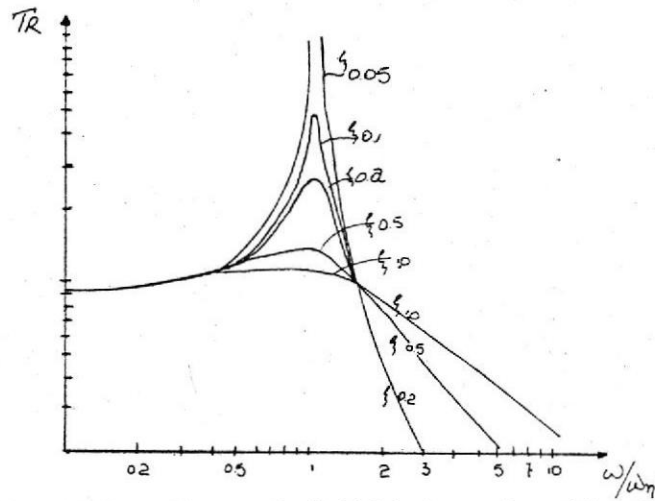


Fig. 2.24.- Transmisibilidad en función de la Frecuencia

Aislamiento de Vibraciones.- Toda máquina genera fuerzas vibratorias cuyos efectos deben ser minimizados, de manera que no se transmitan a la base. Hallaremos una expresión para la fracción de fuerza transmitida de la máquina a la base y veremos que es la misma expresión que para la transmisión del movimiento. Fig. (2.25)

$$F_T = Kx + c\dot{x}$$

$$x = (F_0/K) (F.A.D.) \text{Sen}(\omega t - \phi)$$

Se puede demostrar que:

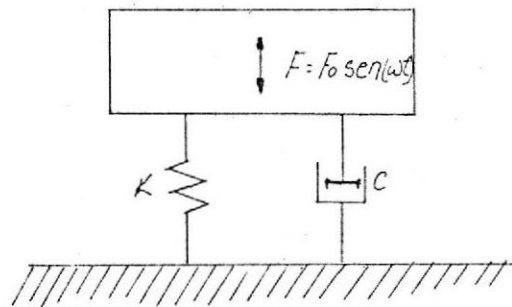


Fig. 2.25 Aislamiento de Vibraciones

$$F_T = \frac{F_o \sqrt{1 - (2\zeta\omega/\omega_n)^2}}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \text{Sen}(\omega t - \phi + \gamma) \quad (2.39)$$

y la transmisibilidad se define por:

$$TR = \left| \frac{F_r}{F_o} \right| = \frac{1 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta\omega/\omega_n]^2} \quad (2.40)$$

la cual es la misma que la obtenida para la transmisión de movimiento.

### 2.1.2 Parámetros Característicos de Vibración

Es un hecho que podemos conocer acerca de la condición de una maquinaria y diagnosticar sus problemas mecánicos simplemente tomando sus características de vibración. Ahora ¿cuáles son esas características que identifican plenamente una vibración ?.

Básicamente estas características son:

La Frecuencia de la vibración o el número de veces por segundo o minuto que la pieza vibra, que es usualmente igual a la frecuencia de rotación de la pieza o a un múltiplo de ésta.

La Amplitud de Vibración, es otra característica de vibración, y es la distancia que la pieza vibrante recorre hacia un lado y otro de su posición de equilibrio. Un incremento de esta amplitud va acompañada usualmente de un incremento

en la mala condición de la máquina y del desarrollo de un posible problema mecánico. La amplitud de vibración puede ser medida de tres distintas maneras: Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.

La Fase es otra característica de vibración y representa la posición angular de una vibración en cualquier instante en una oscilación o ciclo con respecto a otra vibración o a un punto fijo en el espacio.

Los siguientes términos son de uso muy común en análisis de vibraciones:

Desplazamiento (D).- Amplitud pico-pico de la vibración es igual al doble de la amplitud de vibración ( $2X_0$ ) Ver Fig.(2.2).

Usualmente es medida en micrones ( $10^{-6}m$ ) o mils (milésimas de pulg.).

Velocidad (V).- Generalmente se mide la velocidad pico de la vibración, es el valor máximo de velocidad alcanzado por el cuerpo vibrante en un ciclo. En el movimiento armónico simple la velocidad se adelanta al desplazamiento en  $90^\circ$  ( $\pi/2$  Rad). Usualmente es medida en mm/seg (milímetros por segundo) ó pulg/seg (pulgada por segundo).

Aceleración (a).- Se acostumbra a medir la aceleración pico de la vibración, que es el valor máximo de aceleración al-

canzado por el cuerpo vibrante en un ciclo, en "g's" o pulg/seg/seg.

Frecuencia (f).- Frecuencia de la oscilación, medida en ciclos/seg. (Hz) o ciclos/min.

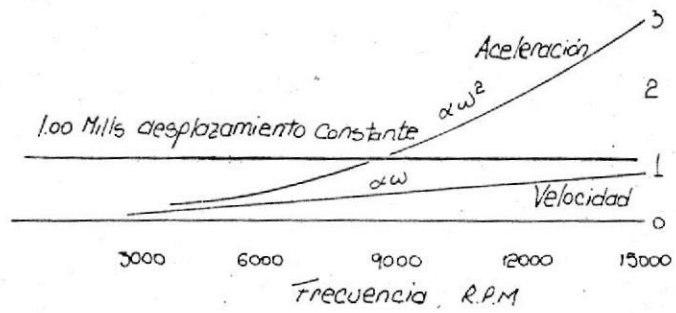
La Fig. (2.26) (11) nos muestra como están relacionados entre sí el desplazamiento, la velocidad y la aceleración en función de la frecuencia.

Manteniendo el desplazamiento constante, la velocidad o energía se incrementa proporcionalmente con la frecuencia y la aceleración o fuerza se incrementa proporcionalmente al cuadrado de la frecuencia.

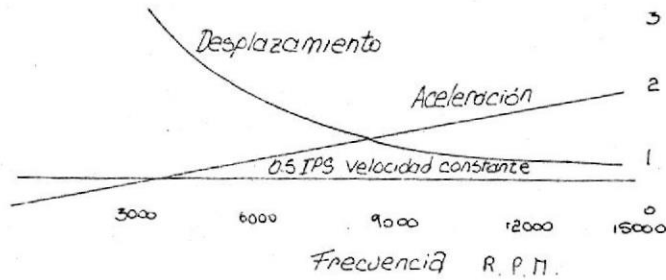
Esta relación nos muestra el por qué niveles de vibración de maquinarias tomados en amplitud de vibración pierden confiabilidad a medida que aumente la velocidad de rotación de la máquina, y también el por qué la toma de lecturas de vibración en velocidad o aceleración es un mal criterio cuando juzgamos la severidad de vibración a bajas velocidades de rotación.

### 2.1.3 Significado de estos Parámetros

Cada una de las características de la vibración nos dice algo acerca de la causa y de la severidad de la vibración. Así debemos considerar estas características como síntomas con



### Aceleración y Velocidad con Desplazamiento Constante



### Aceleración y Desplazamiento con velocidad constante

FIG. 2.26.- Relación entre Desplazamiento, Velocidad y Aceleración en función de la Frecuencia.

los cuales podemos diagnosticar la condición de la maquinaria y "recetar" las medidas correctivas del caso.

Cuando analicemos la condición de una máquina para determinar un problema particular, es de capital importancia el

conocer la frecuencia o frecuencias componentes de la vibración. Conocidas las frecuencias estamos en capacidad de determinar cuál es la parte del equipo que ocasiona el problema.

Las fuerzas que ocasionan las vibraciones son provenientes de las distintas partes rotatorias de la máquina. Por lo general, si se comparan las frecuencias de las vibraciones con las frecuencias de rotación de la máquina y múltiplos, podemos descubrir, con toda claridad, la parte del equipo que ocasiona la vibración y el tipo de defecto existente.

La identificación de posibles problemas mecánicos a partir de sus frecuencias características será tratado con mayor amplitud en el capítulo tercero.

El desplazamiento, la velocidad y la aceleración nos revelan la intensidad de las vibraciones presentes o, hablando en términos de la condición de la maquinaria, nos indican hasta que punto son buenas o malas las condiciones de un determinado equipo que se analiza.

El desplazamiento, la velocidad y la aceleración a menudo se identifican solamente como "amplitud de la vibración". A mayor amplitud mayor severidad de la vibración.

El desplazamiento, la velocidad y la aceleración de una vibración están directamente relacionados, por ejemplo: Si

conocemos la amplitud de vibración pico-pico y la frecuencia, la velocidad pico será (12)

$$V_{\text{pico}} = 52,3D \left( \frac{F}{1000} \right) * 10^{-3} \quad (2.41)$$

donde:  $V_{\text{pico}}$  = Velocidad pico de Vibración en pulg. por seg.

D = Desplazamiento pico-pico en mils (1 mil = 0.001")

F = Frecuencia en ciclos por minuto (CPM).

Para encontrar la velocidad pico en milímetros por segundo,

D = Desplazamiento pico-pico en micrones (1 micron = 0,001 mm).

La aceleración de una vibración (g's pico) puede ser encontrada de la siguiente manera (12)

$$g_{\text{pico}} = 14,1D \left( \frac{F}{1000} \right)^2 * 10^{-3} \quad (2.42)$$

donde:

g = Aceleración debida a la gravedad

D = Desplazamiento pico-pico en mils.

Para encontrar la aceleración pico cuando el desplazamiento es medido en micrones, usamos la siguiente ecuación:

$$g_{\text{pico}} = 5,6D \left( \frac{F}{1000} \right)^2 * 10^{-4} \quad (2.43)$$

El uso de las ecuaciones presentadas arriba es poco común y

poco usado en el trabajo práctico de vibración, puesto que un vibrómetro por sencillo que sea es capaz de medir amplitud de vibración en unidades pico-pico y en unidades pico al mismo tiempo; también porque hay tablas de conversión que correlacionan directamente la amplitud pico-pico de la vibración con la velocidad pico y con la aceleración pico en g's (Apéndice N° 2); y finalmente porque se dispone de tablas de severidad de vibraciones en cualquiera de las unidades antes mencionadas.

Las ecuaciones sólo son presentadas para ilustrar las relaciones existentes entre el desplazamiento, la velocidad y la aceleración como parámetros de vibración.

Ahora, pudiendo medir la amplitud de vibración en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración, la pregunta apropiada sería ¿cuál de estos parámetros es el más indicado para medir la condición de una maquinaria?.

Para contestar la pregunta anterior, sin considerar la respuesta a la frecuencia y sensibilidad del transductor y equipo asociado (Sección 2.2), el medir la amplitud de vibración en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración depende fundamentalmente de dos factores:

- 1.- La razón por la que tomamos la medidas. Son tomadas como parte de un análisis completo de vibración, o como

chequeo periódico o para balance rotatorio, etc.

## 2.- La frecuencia de la vibración medida

Consideremos que pasa con una varilla de metal la cual sometemos a un esfuerzo de flexión repetitivo (de inversión completa). Eventualmente la pieza fallará por fatiga en el área de flexión y ésto es justamente lo que sucede con muchas máquinas o piezas de máquinas sometidas a ciclos repetitivos de flexión causados por excesiva vibración.

El tiempo en el cual la pieza falla por fatiga es directamente proporcional a:

- a.- La cantidad de flexión (desplazamiento), mientras mayor sea la amplitud de flexión, más rápidamente fallará el material.
- b.- La rapidez de flexión (frecuencia), mientras mayor es la frecuencia más rápidamente fallará la pieza.

Así podemos ver que la severidad de la acción de flexión es proporcional a dos parámetros, cuanta amplitud de flexión se le dió al material (desplazamiento), y cual fue la rapidez de esta acción (frecuencia). Como consecuencia notaremos que la severidad de la vibración aparece como una función del desplazamiento y de la frecuencia, y como la velocidad de vibración es también función del desplazamiento y

de la frecuencia, concluimos que la velocidad pico de vibración es un excelente parámetro para determinar el grado de severidad de una vibración y por consiguiente la condición general u "overall", de una máquina. De hecho la International Standards Organization (ISO) en su trabajo de establecer niveles internacionales aceptables de vibración, ha adoptado la velocidad como norma para la medición de vibraciones.

Las lecturas de desplazamiento y aceleración pico de vibración son usadas algunas veces en la medición de la severidad de una vibración, sin embargo, cuando queremos saber el grado de severidad existente, es necesario que también conozcamos la frecuencia de la vibración. Cartas como las de las figuras 2.27 y 2.28 (12) son a menudo usadas como una referencia general del uso del desplazamiento y la aceleración pico versus la frecuencia para determinar el grado de severidad de una vibración.

Cabe recalcar de la Fig. 2.27 que una vibración de 10 micrones de amplitud de desplazamiento a una frecuencia de 1200 CPM está en el rango bueno; sin embargo, el mismo desplazamiento a 20000 CPM está en el rango de "muy severo". Notamos también que las líneas que atraviesan diagonalmente la tabla son líneas de velocidad constante y por ello una velocidad de 8 mm/seg. está en el rango de "severo" independientemente de la frecuencia de la vibración.

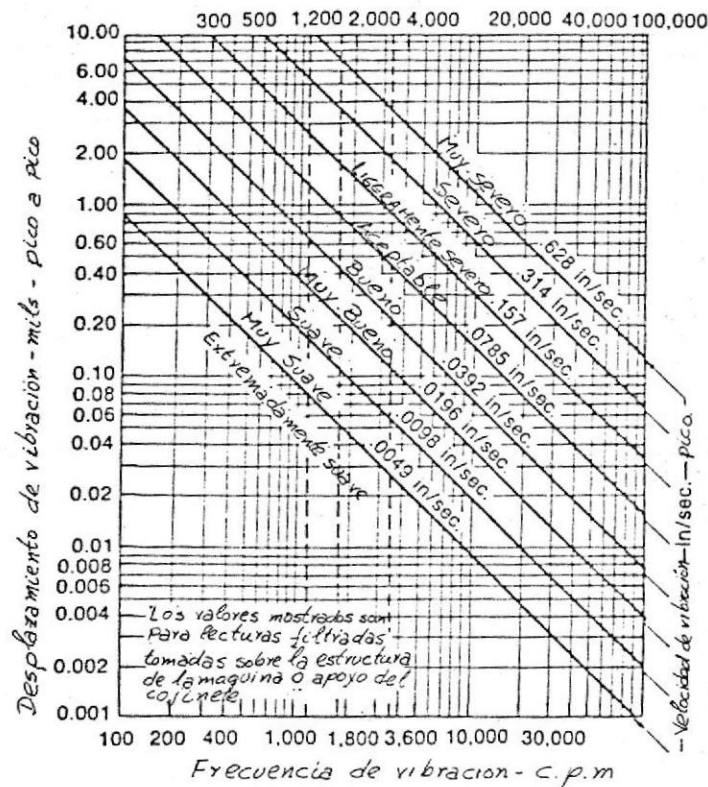


Fig. 2.27.- Carta General de Severidad  
(Desplazamiento pico-pico versus frecuencia)

Refiriéndonos a la fig. (2.28) notaremos que una aceleración de 1.0 g a una frecuencia de 100000 CPM está en el rango "bueno" de la carta, sin embargo, 1,0 g a 18000 CPM está en el rango "poco severo".

Ahora, las características de las vibraciones que acabamos de señalar se refieren a las provenientes de una causa simple. Sin embargo, la vibración de una maquinaria es considerablemente más compleja, consistente de algunas componentes a algunas frecuencias. Como podemos ver en la fig. (2.29),

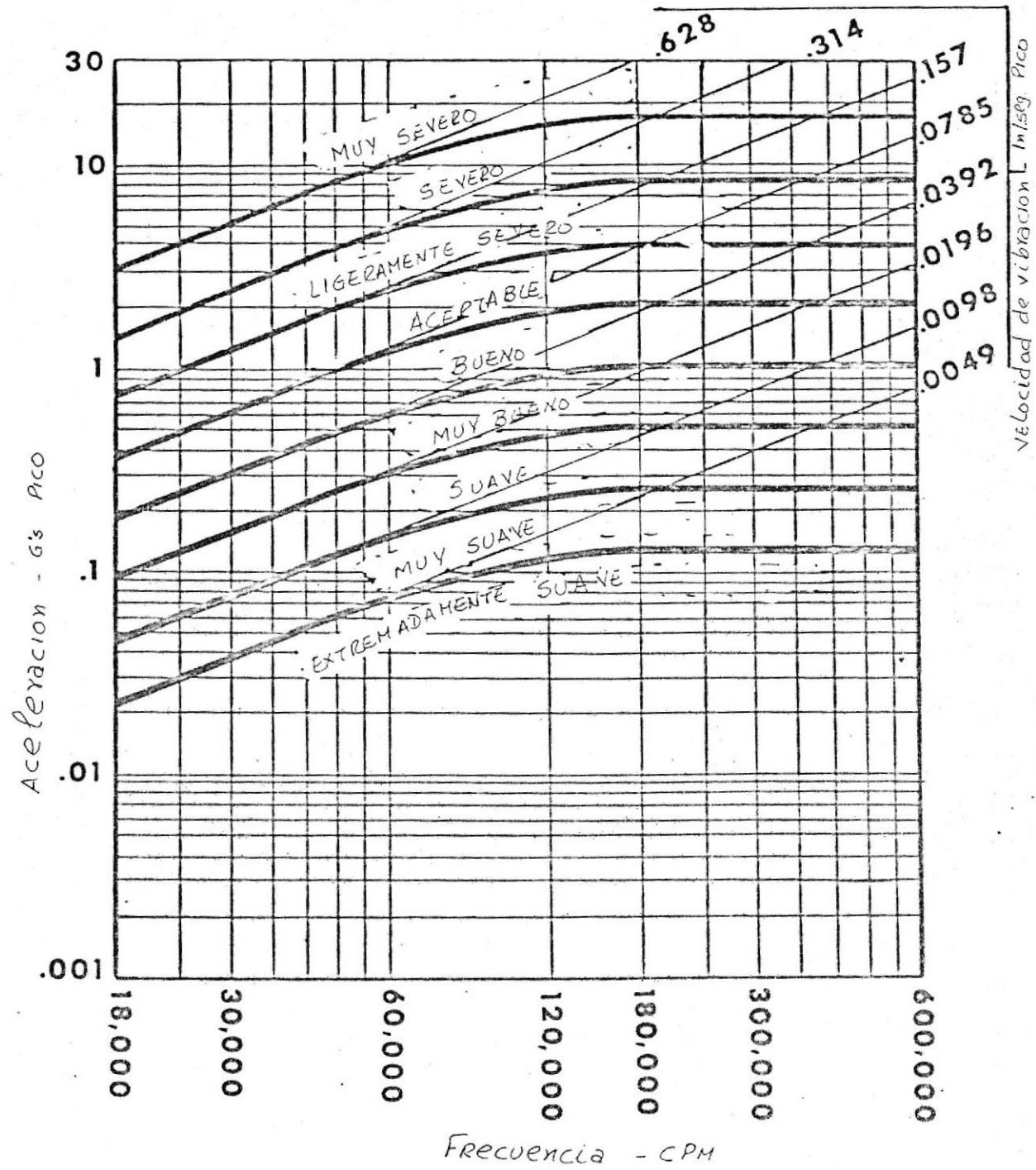


Fig. 2.28.- Carta General de Severidad (Aceleración pico versus frecuencia)

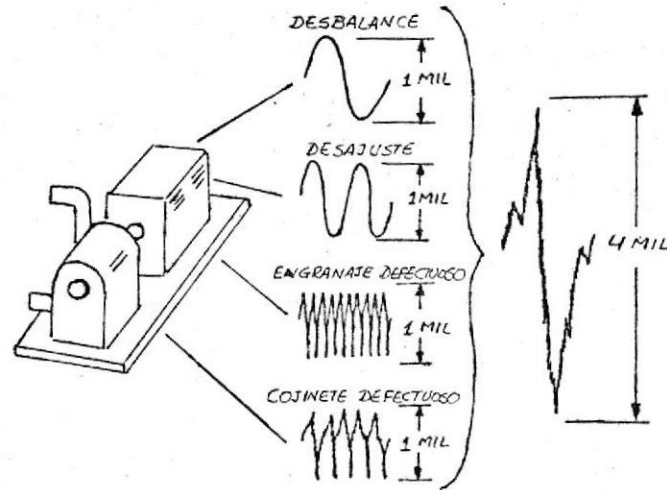


Fig.2.29.- Vibración total de una máquina y sus componentes.

la amplitud total de vibración pico-pico será la suma de todas las vibraciones componentes. Así, la máquina de la figura en mención tiene una vibración de 1 mil a una frecuencia de  $1 \times \text{RPM}$  debida a un desbalance rotatorio, 1mil a  $2 \times \text{RPM}$  por un desajuste, 1 mil a alta frecuencia debida a un engranaje defectuoso y un mil también a alta frecuencia debida a una falla en el cojinete antifricción.

La vibración total probablemente esté alrededor de los 4mils pico-pico, pero nosotros no podemos aplicar esta medida de 4 mils a la tabla general de severidad, puesto que esta amplitud no ocurre exactamente a una sola frecuencia. Cuando

La vibración es compleja como la anteriormente vista y queremos usar desplazamiento o aceleración pico como medida de amplitud de vibración, debemos descomponer la vibración total en todas sus componentes y con la amplitud de cada componente con su respectiva frecuencia, determinar el grado de severidad en la tabla general.

El trabajo de descomponer una vibración en sus respectivas componentes puede efectuarlo un analizador de vibraciones con su filtro sintonizador del cual comentaremos en la sección (2.2.3).

Como vemos cuando trabajamos con desplazamiento o velocidad pico de vibración, la medida de vibración total (overall) no nos da una idea de la condición real de la máquina. Solo los valores de velocidad total nos proveerán de una idea de la condición general de una máquina.

Ahora, si la medida de velocidad de vibración es una medida directa de la severidad de vibración, ¿por qué entonces se toman medidas de desplazamiento y aceleración ?

Las medidas de desplazamiento son algunas veces usadas para medir severidad de vibraciones por dos razones:

- 1.- Porque esa era la norma usada en el pasado, puesto que los primeros instrumentos capaces de medir vibraciones

sólo eran capaces de medir su amplitud en desplazamiento, con el advenimiento de instrumentos electrónicos es que se desarrolló la capacidad de medir velocidades y aceleraciones. Por ello, las normas industriales aceptadas entonces y que algunas veces nos sirven de referencia, son expresadas en términos de desplazamiento.

- 2.- Bajo condiciones de esfuerzo dinámico, solo el desplazamiento es capaz de darnos un indicativo del grado de la severidad existente.

En párrafos anteriores discutimos el efecto que causa la flexión repetitiva en la falla de una varilla de metal, pero el ejemplo no mostró otra propiedad de los metales cual es la de desquebrajarse o deformarse plásticamente cuando el esfuerzo aplicado sobrepasa cierto límite.

Por ejemplo, si una máquina que gira a baja revolución ( $\approx 50$  RPM) tiene una amplitud de vibración de 100 mils pico-pico de desplazamiento debida a desbalance rotatorio, en términos de velocidad de vibración 100 mils a 50 RPM sólo es 0.26 pulg/seg. lo cual sólo está considerado como "poco severo" en la tabla de severidad. Sin embargo recapacitemos que es lo que representa que el cojinete de la máquina sea deflectado un décimo de pulg.

cada ciclo. Bajo estas condiciones el cojinete fallará debido a excesivo esfuerzo (desplazamiento) antes que debido a fatiga (velocidad).

Las medidas de aceleración son algunas veces usadas por las siguientes razones:

- 1.- Como lo trataremos en la sección (2.2.1) los acelerómetros, debido a sus favorables condiciones de tamaño, peso y buena respuesta a alta frecuencia han sido adoptados para la mayoría de los trabajos de investigación y laboratorio. Como consecuencia mucha información técnica de vibraciones es presentada en términos de aceleración.
- 2.- La aceleración está directamente relacionada con la fuerza. A altas frecuencias, aparecen fuerzas relativamente altas, el desplazamiento y la velocidad pueden no ser parámetros significativos. Por ejemplo, si consideramos una lectura de vibración de 1.0 mil a 6000 CPM, esto corresponde a una lectura de velocidad de 0.3 pulg/seg, lo cual de acuerdo a la tabla general de severidad está en el rango de "severo". Esta lectura también corresponde a una lectura de aceleración de 0,5 gs. Ahora consideremos una vibración 0,00001 mil a un frecuencia de 600000 CPM, esta vibración corresponde a una lectura de vibración de 0.3 pulg/seg. pero también a una lectura

de aceleración de 50 gs. A 6.000 CPM la falla ocurrirá por fatiga (velocidad) y a la frecuencia de 600000 CPM la falla resultará por la fuerza aplicada (aceleración). Fuerzas excesivas resultan en daños repentinos de la lubricación y el consiguiente desgaste de las superficies de los cojinetes.

Observación: No queremos decir con lo anteriormente expuesto que todos los fallos de los cojinetes son el resultado de vibraciones de alta frecuencia. Causas más comunes de fallas en cojinetes son:

"Oil Whirl" o Batido de Aceite, lubricación contaminada, sobrecarga, desalineamiento, desbalance, etc. Nuestro propósito sólo era demostrar el efecto de la fuerza a altas frecuencias el cual puede pasar desapercibido si solo usamos medidas de desplazamiento o velocidad.

En conclusión, hay dos parámetros a considerar cuando tengamos que seleccionar el parámetro de amplitud más apropiado a medirse. Primero ¿cuál es la lectura a tomarse? y segundo ¿cuál es la frecuencia de la vibración?. Con estos dos criterios presentes, las siguientes recomendaciones son hechas (13).

1.- Para análisis de vibraciones en Maquinaria.- Usar velocidad mientras sea posible. Las lecturas de velocidad nos dan una referencia directa del grado

de severidad existente. A bajas frecuencias (<600CPM) cuando toma importancia el esfuerzo aplicado y cuando las lecturas de velocidad son pequeñas, debe usarse desplazamiento. A frecuencias muy altas (>60.000 CPM) cuando la fuerza aplicada es importante y cuando las lecturas de desplazamiento y velocidad son pequeñas, debe usarse aceleración.

- 2.- Para chequeos periódicos de vibración o Monitorización Continua.- Usar velocidad mientras sea posible, especialmente en aquellas máquinas donde pueden aparecer varios tipos de problemas como malos engranajes, cojinetes defectuosos, desbalance, etc. Las lecturas de velocidad en mayor o menor grado pueden detectar el desarrollo de cualquiera de las fallas antedichas. Si son tomadas lecturas de desplazamiento, un aumento relativo en desplazamiento debido a una falla de alta frecuencia, como un rulimán defectuoso podría pasar desapercibido. Medidas de desplazamiento deben ser tomadas cuando la falla que se espere sea de baja frecuencia o cuando las tolerancias de vibración del fabricante así lo demande. Por el contrario, medidas de aceleración deben tomarse cuando la expectativa de falla sea principalmente de alta frecuencia.

3.- Para Balancear.- Para balancear es importante el tomar medidas de amplitud de gran significado numérico, de ahí la conveniencia de usar medidas de desplazamiento en piezas rotatorias hasta aproximadamente 20000RPM. De 20000 RPM a 60000 RPM usar velocidad y para mayores revoluciones aceleración.

Consideraciones Adicionales en Medición de Amplitudes.- Actualmente hay cuatro diferentes formas con las cuales podemos expresar las medidas de amplitud de vibración, ellas son: pico-pico, promedio, pico y raíz cuadrática media (en Inglés R.M.S.) Fig. 2.30.

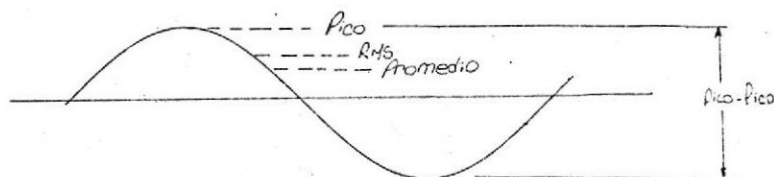


Fig. 2.30 Relación entre valores Pico, Pico-Pico, R.M.S. y Promedio.

Hasta aquí habíamos limitado nuestra discusión sobre valores pico-pico de desplazamiento y pico de velocidad o aceleración. Cuando los valores RMS o promedio sean

requeridos, podemos encontrar los factores de conversión en la Tabla (2.1), a continuación:

Multiplicar por	Pico-pico	Pico	RMS	Promedio
Para obtener				
Pico-Pico	1	2	2,828	3,142
Pico	.5	1	1,414	1,571
RMS	.354	.707	1	1,111
Promedio	.318	.636	,9	1

Tabla 2.1.- Factores de Conversión

No debemos olvidar que estos valores de conversión sólo son válidos cuando tratemos con movimientos armónicos.

A esta altura, hay que recalcar que la recomendación de la ISO (International Standards Organization) de que las lecturas de niveles de vibración en maquinaria sean hechas en velocidad, hoy en día se extiende a que esta lectura debe ser en  $V_{RMS}$ .

El valor de RMS o Root Mean Square (Raíz Cuadrática Media) de una población, está definido como la raíz cuadrada del promedio de los valores al cuadrado, ésto se representa por:

$$\text{Valor RMS} = \sqrt{\frac{\sum_n x_n^2}{N}} \quad (2.44)$$

Para una vibración armónica simple como la de la Fig.(2.31), el valor RMS puede ser calculado de la siguiente manera:

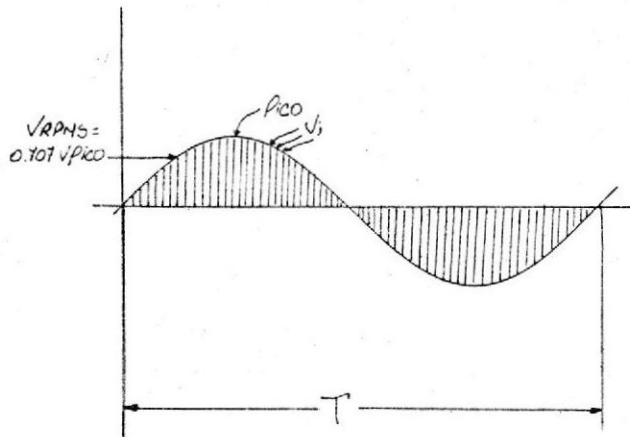


Fig. 2.31.- Valor RMS de una Vibración Armónica

$$\text{Velocidad R.M.S.} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V_i^2(t) dt} \quad (2.45)$$

donde:

$T$  = período de la vibración

$V_i$  = Velocidad Instantánea

$t$  = la variable tiempo

Para un movimiento sinusoidal (armónico simple), el valor R.M.S siempre es de 0.707 del valor pico. Sin embargo, para vibraciones compuestas, donde hay algunas componentes armónicas, el valor RMS es:

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} (V_1^2 + V_2^2 + V_3^2 + \dots + V_n^2)} \quad (2.46)$$

donde:  $V_1, V_2, \dots, V_n$  son las velocidades RMS individuales de cada una de las componentes armónicas.

¿Por qué medimos velocidad R.M.S. ?

La idea de usar velocidad R.M.S. en vez de velocidades pico o promedio es porque la velocidad de vibración está en un continuo cambio entre cero y su valor pico y al usar la velocidad pico, nos puede dar la falsa idea de que el valor de velocidad máxima sólo es alcanzado durante una pequeña parte del ciclo. Pero cuando tratamos con vibraciones complejas, el valor de la velocidad pico puede alcanzar varias veces su valor pico en un ciclo, por lo tanto el valor R.M.S. es el valor que mide el cambio efectivo que ha tenido la velocidad y refleja la potencia o energía transmitida para hacer vibrar la máquina.

Consideremos el siguiente ejemplo. La fig. (2.32) muestra la forma de onda de una vibración compleja por una componente fundamental de amplitud 1,0 mm/seg pico y un armónico de tercer orden, de amplitud 0,5 mm/seg pico en fase con la fundamental.

Notemos que la amplitud de la vibración compleja es igual que la amplitud de la componente fundamental, pero es obvio que la severidad de la vibración sobre la máquina cambia con la introducción del tercer armónico y la disi-

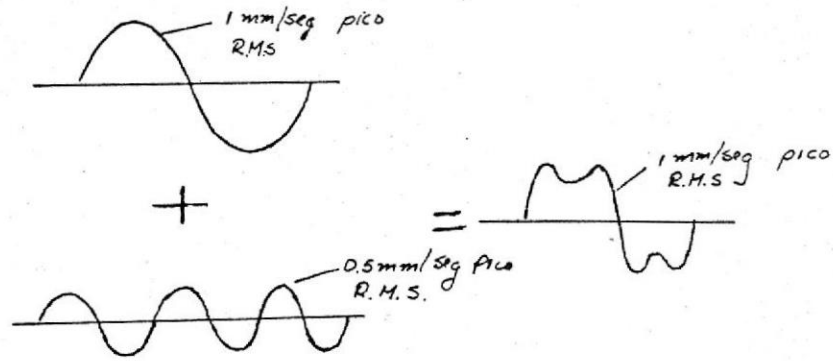


Fig.2.32.- Vibración Compleja

pación de energía de la misma se incrementa.

Ahora, si medimos la amplitud de vibración de la fundamental y de la compuesta en velocidad pico, notamos que no hay ninguna variación con la introducción del tercer armónico y podemos llegar a una conclusión errónea sobre la condición de la máquina.

No ocurre lo mismo si utilizamos  $V_{RMS}$  el cual nos revela un aumento de aproximadamente un 12% debido a la adición del tercer armónico.

#### 2.1.4. Niveles Aceptables de Vibración en Maquinaria

Los niveles aceptables de vibración bajo los cuales las condiciones de operación de una maquinaria son satisfactorios, son muchos y muy variados.

El primero que publicó una carta de severidad de vibración Fig.(2.33)(14)(15), fue Mr.T.C. Rathbone, Chief Engineer, - Turbine and Machinery Division, Fidelity y Casualty Compa

ny of New York que en 1939 publicó un artículo (16), que presentaba lineamientos generales de vibración para determinar condición de maquinarias.

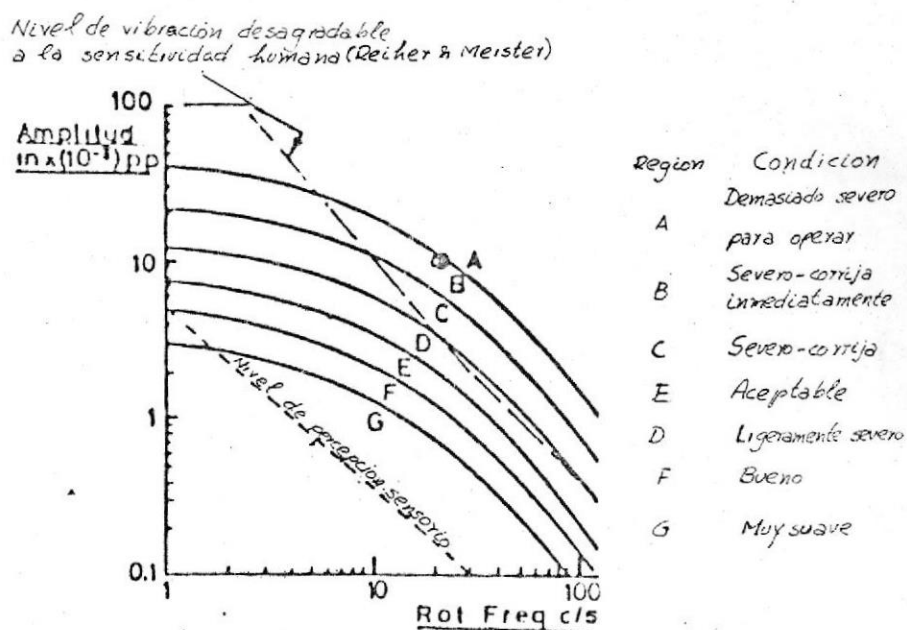


Fig. 2.33 Carta de Severidad de Rathbone

Una tabla posterior fue publicada por Yates (Fig. 2.34) (14). En ambos casos los niveles de tolerancia fueron influenciados de opiniones y conocimientos prácticos de ingenieros e inspectores, a más de que los datos fueron obtenidos con instrumentos rudimentarios.

Rathbone limitó sus tolerancias a maquinaria cuya velocidad

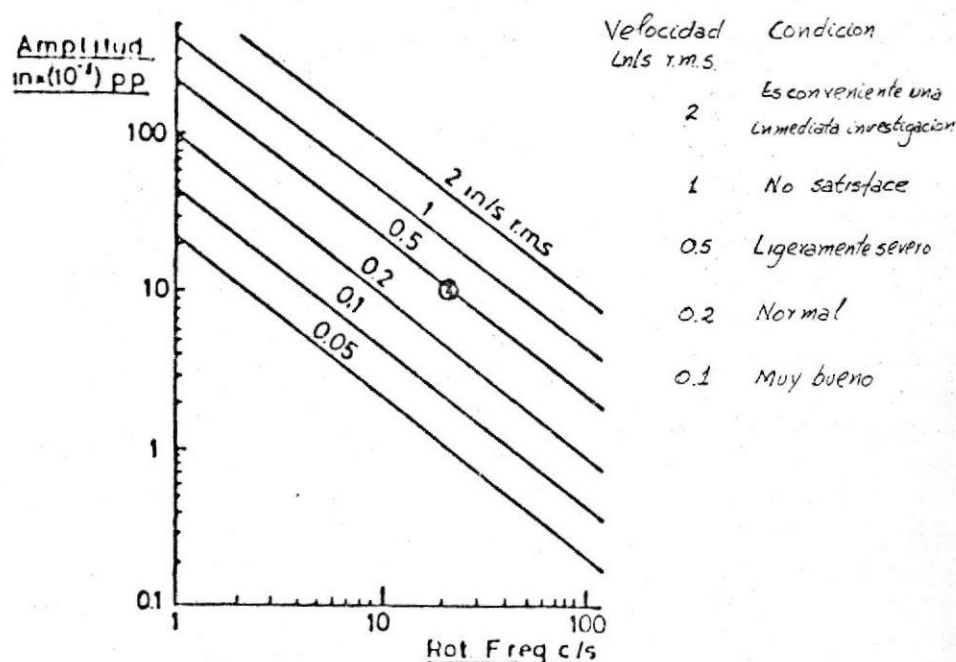


Fig. 2.34.- Carta de Severidad de Yates

de rotación sea menor a 5000 RPM y consideraba razonable extrapolar para velocidades superiores (14).

Yates, formuló su criterio luego de innumerables pruebas en instalaciones de turbinas navales. El hecho de que las maquinarias en este caso son instaladas sobre placas relativamente flexibles de acero, en contraposición con las macisas y rígidas fundaciones de las máquinas de Rathbone, da la pauta para que las dos cartas manifiesten diferentes niveles de tolerancia. Por ejemplo a 22 Hz, muy severo en la carta de Rathbone es solo poco severo en la carta de Yates.

Es también de interés el comentar las líneas que marcan los niveles de sensación a la vibración de las curvas de sensibilidad humana, a la vibración de Reither and Meister (14) (17), Fig. 2.33 y de Goldman (15) (18), Fig. 2.35. Estas curvas muestran la respuesta humana a la vibración a varias frecuencias. Notemos que un nivel de vibración "intolerable" decrece al aumentar la frecuencia.

Las relaciones observadas en las curvas de Goldman son sorprendentemente similares a las tolerancias generales de vibración, como las curvas de Yates y otras.

Luego, hubo un rápido desarrollo en tecnología electrónica, lo que trajo consigo un adelanto en la portabilidad y precisión de los instrumentos.

Esto, trajo consigo un aumento en el uso de las lecturas de vibración como parte de programas de mantenimiento industriales y mucha experiencia para los usuarios; lo que llevó a una revisión de las tolerancias de vibración antes mencionadas. Como resultado, en 1964, se desarrolló una carta basada principalmente en la experiencia de los usuarios en lo que a niveles de vibración se refiere, Fig. 2.36 [(Tabla propuesta por la IRD en sus artículos (12).)]

Las especificaciones V.D.I. 2056, Fig. 2.37a y 2.37b, es una de las más usadas en el presente (6), fue compilada de cri-

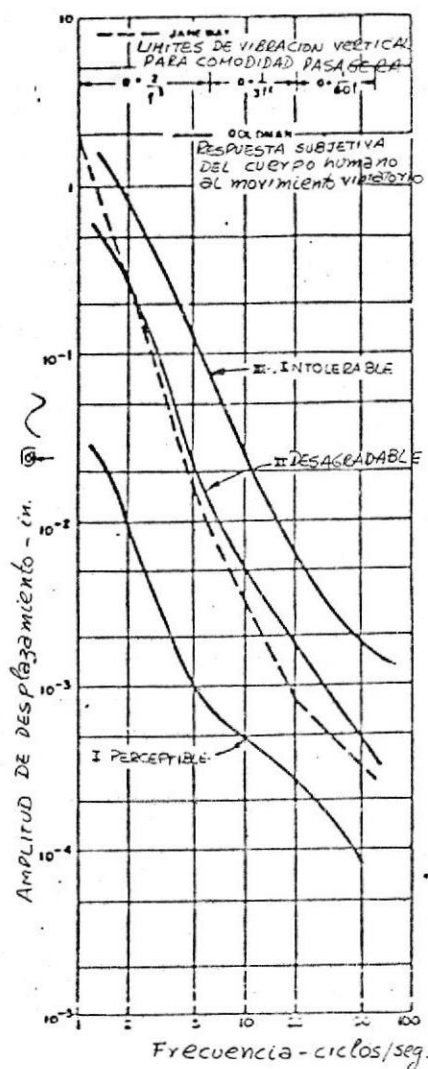


Fig. 2.35.- Respuesta del Cuerpo Humano a la Vibración, Goldman.

terios publicados previamente y hace una clasificación de cinco diferentes clases de máquinas. Así el grupo G de generación de poder y de maquinaria de proceso en fundaciones rígidas fue tomado del trabajo de Rathbone aunque las líneas son aproximadas a rectas y la máxima velocidad

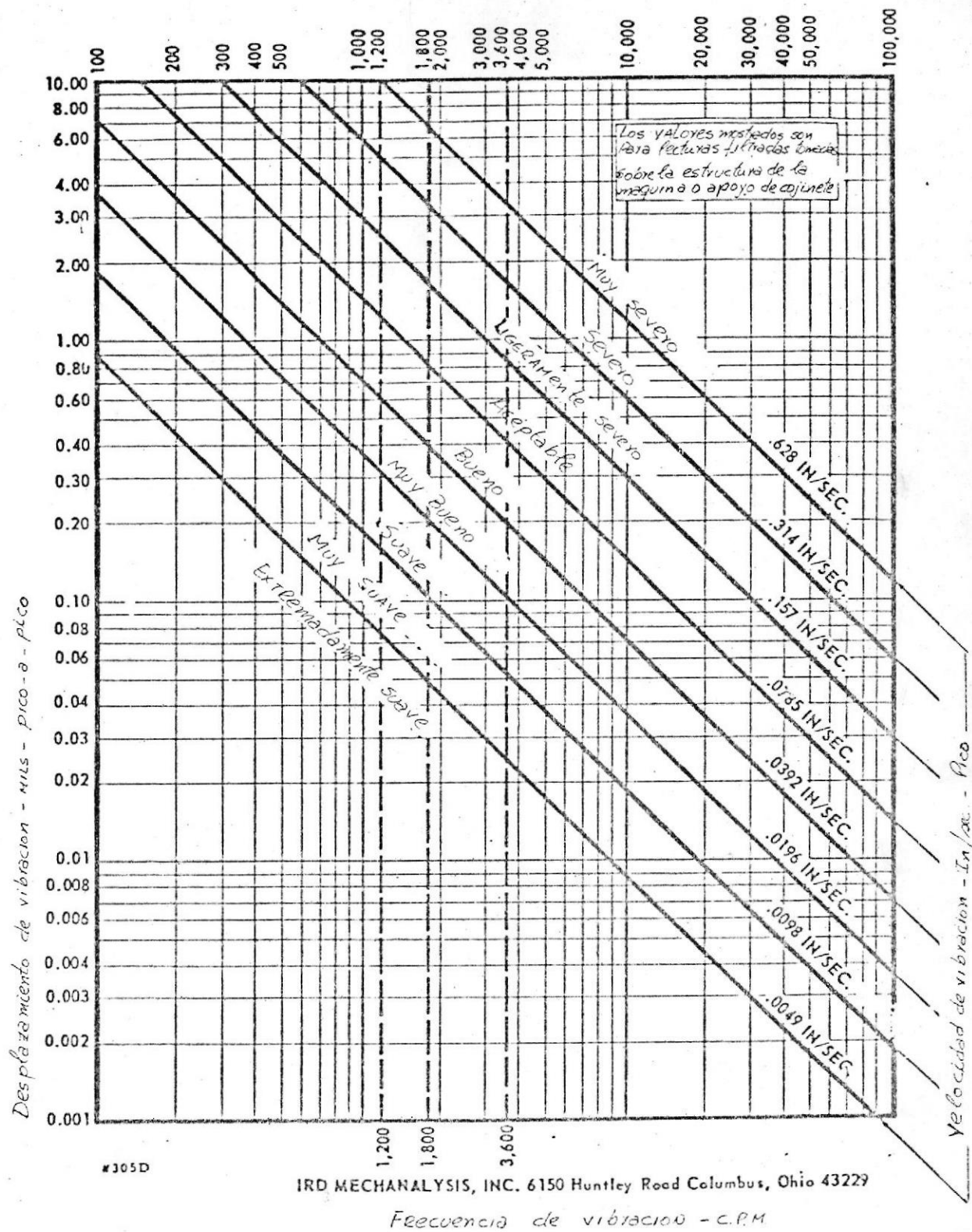


Fig. 2.36.- Tabla de Severidad propuesta por la IRD

45	No Permisible	No permisible	No Permisible
28			Apenas Tolerable
18	Apenas Tolerable	Apenas Tolerable	Permisible
11.2			Bueno
7.1	Permisible	Bueno	Bueno
4.5			
2.8	Bueno	Bueno	Bueno
1.8			
1.12	Bueno	Bueno	Bueno
0.71			
0.45	Bueno	Bueno	Bueno
0.28			
0.18	Maguinas pequeñas hasta 15 Kw.	Maguinas medianas 15-75 Kw o hasta 300 Kw en cimentaciones especiales	Maguinas grandes con cimentaciones, alquidias y presas de cuya frecuencia natural excede la velocidad de la máquina
	Grupo K	GRUPO M	GRUPO T.

CARTA DE CRITERIO DE VIBRACION V.D.I 2056

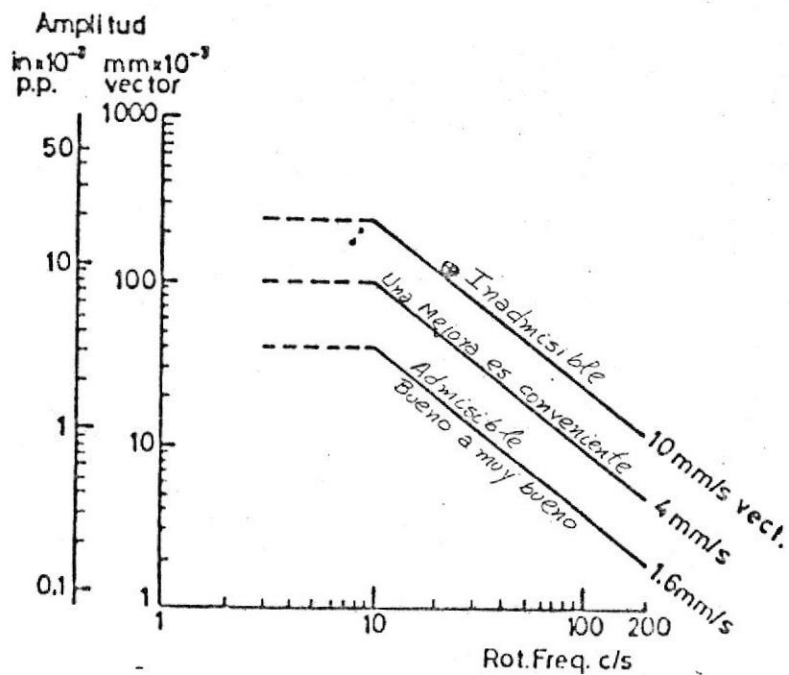


Fig.2.37.- Carta de Severidad V.D.I. 2056

permisible es extendida a 12000 RPM.

Los autores sugieren que cuando se tenga una señal compleja, compuesta de algunos armónicos, los valores R.M.S. de la señal compleja pueden ser usados para evaluar la severidad.

La Shell, Chemicals (O.K.) Ltd. como muchas otras compañías tiene su propia carta de severidad (Fig.2.38) hecha a su propio criterio, para su maquinaria en particular y con su propia experiencia.

Steve Maten (19) y Charles Jackson (20), muy conocidos investigadores del campo de aplicaciones a la ingeniería de las vibraciones, tienen sus propias tablas de severidad, hechas luego de muchos años de experiencia. Tablas (2.2) y (2.3)

Suave	Aceptable	Poco Severo	Planear parada para reparación	Parada Inmediata
0.1 pulg/seg. ó menos	0.1 pulg/seg. a 0.2 pulg/seg.	0.2 PPS a 0.3 PPS	0.3 PPS a 0.5 PPS	0.5 PPS en adelante

Tabla 2.2.- Jackson, Velocidad Pico total, para equipo petroquímico

Finalmente, las normas ISO están basadas en las normas VDI 2056 antes tratadas.

pulg/seg	mm/seg	Clasificación	
>0.5	>12.7	AA	Extremadamente severo
.3-.5	7.6 - 12.7	A	Muy severo
.2-.3	5.1 - 7.6	B	Severo
.1-.2	2.5 - 5.1	C	Aceptable
<.1	<2.5	D	Suave

Tabla 2.3.- Maten, Velocidad Pico total

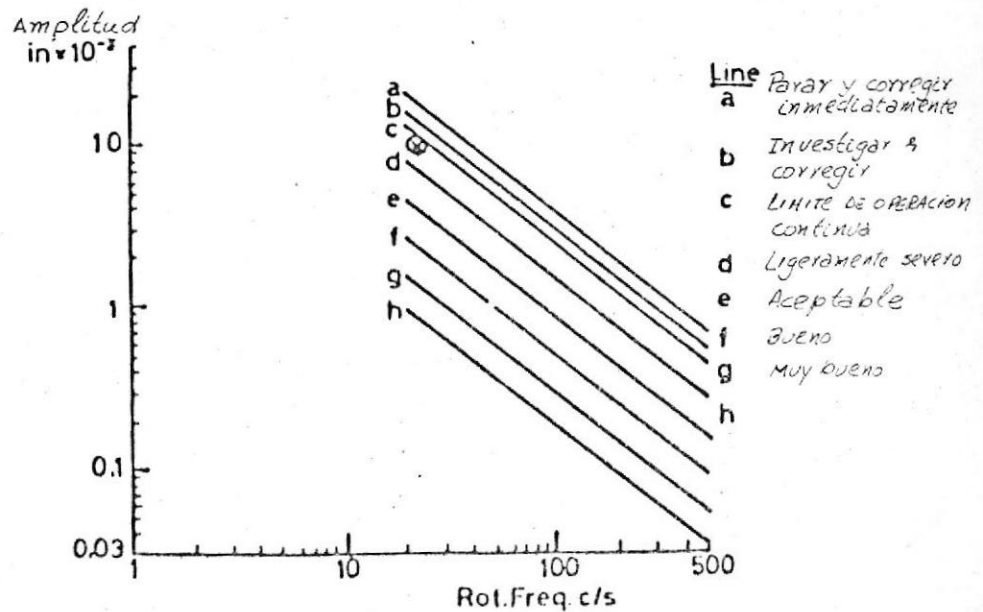


Fig. 2.38.- Carta de Severidad de la Shell, Chemicals, (U.K.) Ltd.

Ahora, en general, los niveles de vibración que diferencian a una maquinaria en buena condición respecto a otra en mala

condición son difíciles de definir, no hay reglas ni fáciles ni difíciles, y definitivamente no hay reglas basadas en un análisis científico. Sin embargo, años de experiencia industrial correlacionando datos de vibración en maquinaria con su respectiva buena o mala condición en miles de máquinas ha conducido a la elaboración de una carta norma empírica (Fig. 2.39) desarrollada por Blake (21).

Todas las lecturas de vibración de este gráfico son hechas en el cojinete y no en el eje.

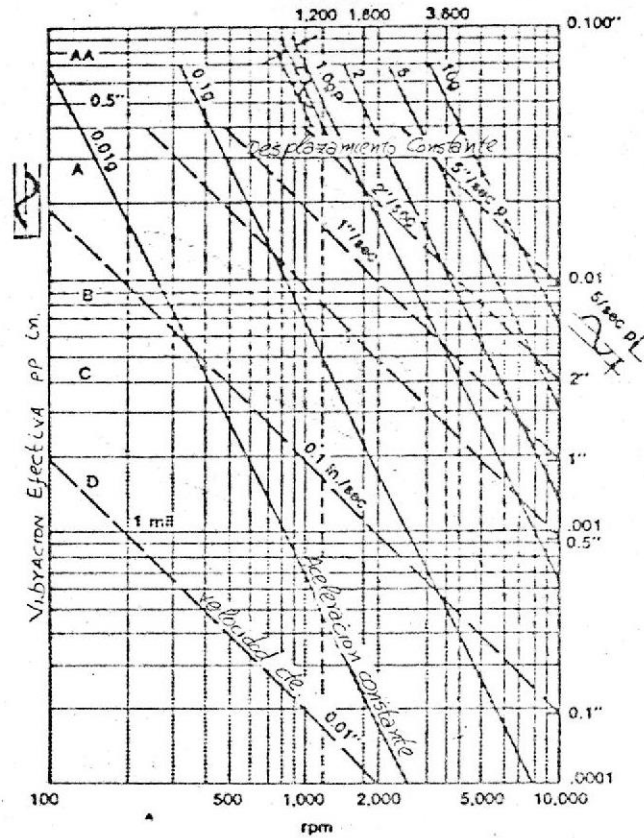
El modo de usar esta tabla es sencillo y es el siguiente:

Las lecturas de vibración, usualmente en desplazamiento (pico-pico) o velocidad (pico) son combinadas con un "factor de servicio". (Tabla 2.4). Una vez hecho ésto, estamos en capacidad de entrar en la carta norma.

Por ejemplo: para una medida de 1.2 mil tomada en una turbina, el factor de servicio es de 1.6 (Tabla 2.4), luego la vibración efectiva es 1.8 mils.

Entramos a la carta por la parte inferior sobre la línea de las RPM del equipo.

Si el equipo en mención rota a 4000 RPM, entramos por el eje de abcisas en 4000 RPM y subimos verticalmente hasta 1.8 mils, en el borde de las clasificaciones A y B.



Explicación de las clases

- A.A: Peligroso. Desconecte ahora para evitar daños.
- A: Falta cercana. Corrija dentro de dos días para evitar problemas.
- B: Falta. Corrija dentro de 10 días para ahorrar costos de mantenimiento.
- C: Falta menor. Corrección es antieconómica.
- D: Sin falta. Típico de equipos nuevos.

TABLA 2.4 FACTORES DE SERVICIO

Bomba Centrifuga de una etapa, motor eléctrico, ventilador	1
Equipos típicos de procesos químicos, no crítico	1
Turbinas, Turbo generadores, compresores centrifugos	1.6
Centrifugadora de eje rígido, bomba cent. de varias etapas	2
Equipos varios, Características desconocidas	2
Centrifugadora de eje suspendido	0.5
Centrifugadora, lent. suspendida	0.3

Vibración efectiva es la vibración pico a pico medida en pulg/das multiplicada por el factor de servicio.

Las Maquinas Herramientas estan excluidas

Fig. 2.39.- Carta de Severidad de Blake

En conclusión, las cartas desarrolladas por Rathbone y los que le siguieron, fueron alguna vez quizá usadas por todo aquel que tenía relación con mantenimiento de equipos usando lecturas de vibración. Es más probable que estas cartas hayan sido desarrolladas para satisfacer necesidades de seguridad y garantía, antes que para mantenimiento mecánico. Por esta razón ellas tienden a ser una carta de "Información", puesto que usan términos como "muy suave", "poco severo", etc.

Aunque esta carta ha contribuido mucho en la ciencia del mantenimiento, su utilidad es muy limitada. Su uso está confinado a maquinaria en general.

Para permitirnos el uso de una misma carta, para diferentes tipos de máquinas, es que se desarrollaron los distintos factores, los cuales fueron bautizados por Johnstone como "Factores de Servicio".

En definitiva, las normas de severidad son generales y deben ser consideradas como una gran ayuda al determinar la condición de una maquinaria.

En la práctica, muchas máquinas operan satisfactoriamente a niveles de vibración que serían inaceptables para otras máquinas. La mejor manera de juzgar el grado de severidad real de una maquinaria es el establecimiento de "lecturas

base" tomadas cuando conozcamos que la máquina está en buenas condiciones de funcionamiento (no necesariamente maquinaria nueva) y tener en cuenta los cambios de esta referencia con el tiempo. Este método será desarrollado en más detalle en el siguiente capítulo.

Después de años de experiencia, la Marina Canadiense ha determinado que un incremento en el nivel de vibración de una maquinaria no es significativo a menos que se duplique. También que tan importante como el cambio absoluto de nivel es la rapidez de éste. La Marina Canadiense también posee datos que demuestran que el bajo nivel de una componente de una vibración producida por una parte de un equipo en función del tiempo, es una línea recta con una pequeña pendiente positiva hasta aproximadamente un 75% de la vida útil de la parte del equipo; en este punto, el nivel comienza a crecer exponencialmente hasta que se produce la falla grave (4).

Otras cartas de severidad más específicas, como para cajas de engranajes y de balanceamiento dinámico, serán presentadas oportunamente.

## 2.2 INSTRUMENTACION USADA PARA MEDIR VIBRACIONES

### 2.2.1 Diferentes Tipos de Transductores

Sin importar qué tipo de instrumentación sea usado para

medir una vibración (Medidor portátil de amplitud de vibración, monitor permanente o analizador de vibraciones). el corazón del equipo es el sensor de vibraciones o transductor de vibraciones.

Un transductor de vibraciones es un aparato sensor el cual convierte una forma de energía (vibración mecánica) en otra forma de energía (eléctrica).

Métodos antiguos de Medición de Vibraciones.- Una discusión sobre medición de vibraciones no estaría completa sin un resumen de los primeros métodos y equipos usados para medir vibración.

El método más primitivo para medir vibraciones fue el tacto. No es raro encontrar aún ahora, personal de mantenimiento con gran experiencia en determinados equipos, los cuales pueden al tacto estimar la amplitud de vibración de determinado equipo y por ende la bondad de éste.

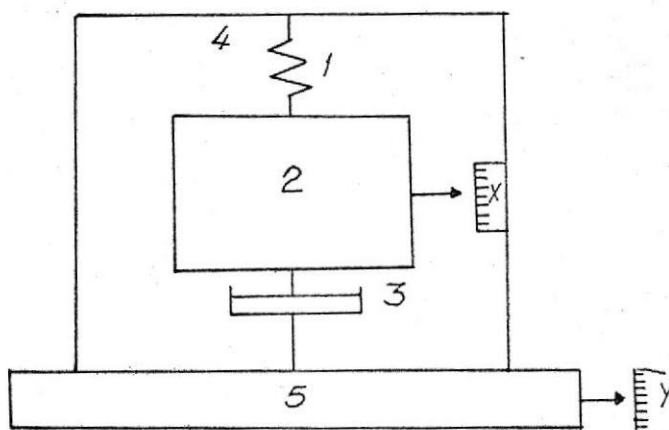
Sin embargo, aún para un tipo experimentado, éste sólo podrá estimar fidedignamente la cantidad de vibración presente para frecuencias entre 600 CPM a 7200 CPM (13). Es más, registrar las medidas de vibración tomadas de esta manera para futuras comparaciones no es muy recomendable, peor aún cuando son estimadas por distintas personas.

Otro método antiguo de medición de vibraciones consiste simplemente en trazar una línea horizontal sobre un trozo de papel y luego pegar éste a la pieza vibrante. La línea vibrará junto con la máquina y podemos así hacer una estimación de la cantidad de vibración presente. También otro método antiguo de medición de vibración es el vibrómetro de penumbra (13).

Todos los dispositivos anteriormente mencionados miden la amplitud de vibración respecto a un punto fijo en el espacio. Fijar este punto en el espacio es un poco difícil, especialmente cuando tratamos con maquinaria grande; además de que muchas máquinas no solo vibran ellas sino también vibran con ellas el piso circundante y hasta la cimentación del edificio. Así, cualquier cosa que soporte la máquina y sea usada como posición fija de referencia, en realidad tiene una vibración relativa con respecto a la máquina.

Para vencer la limitación de la vibración relativa mencionada anteriormente, se desarrollaron sistemas masa-resorte, similares a los de la Fig. (2.40) (13).

En general, en un sensor de vibraciones tipo masa-resorte, una masa es suspendida de alguna manera de un resorte o resortes de tal forma que quede fija o estacionaria en el espacio. Así, la vibración medida es la de la base (en con-



- (1) Resorte      (3) Amortiguador      (5) Parte vibrante  
 (2) Masa      (4) Carcaza

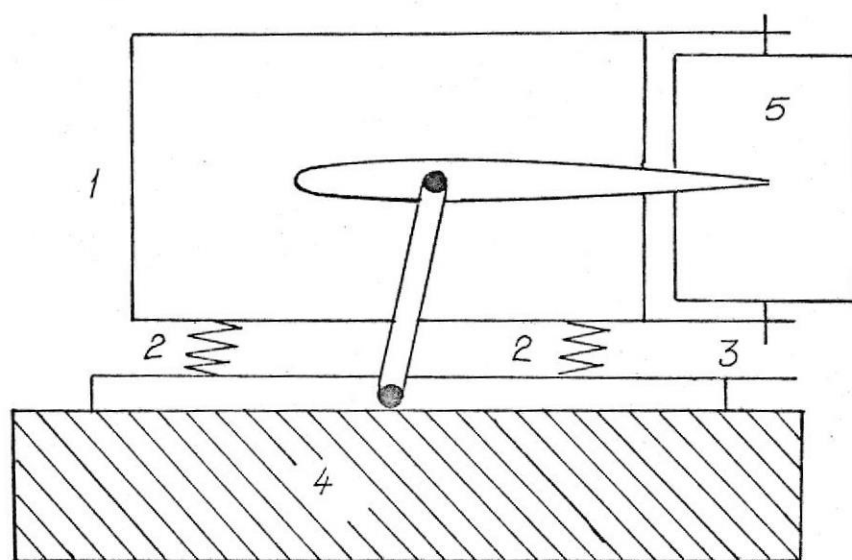
Fig. N<sup>o</sup> 2.40.- Sistema Masa-Resorte para Sensor Vibraciones.

tacto con la parte vibrante) con respecto a la masa.

Un gran número de instrumentos fueron desarrollados usando el sistema masa-resorte los cuales a través de un arreglo adecuado producen una señal amplificada de la vibración, la cual no es fácilmente legible.

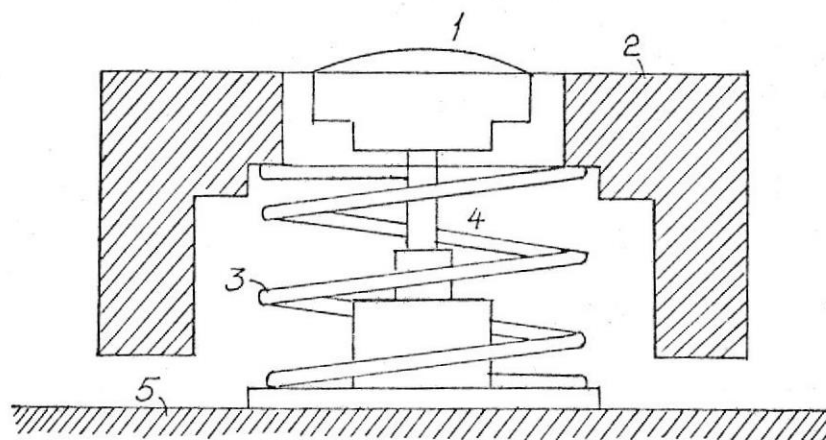
Unos pocos de estos instrumentos los presento a continuación. Fig. 2.41 y 2.42 (13)

Los instrumentos y técnicas de medición, descritas en dichas figuras, son unos pocos de los primeros intentos de medir vibración en maquinaria, sin embargo, el desarrollo de la



- |              |                          |
|--------------|--------------------------|
| (1) Masa     | (3) Base del Instrumento |
| (2) Resortes | (4) Parte Vibrante       |
|              | (5) Rodillo Registrador  |

Fig. N° 2.41.- Graficador de Vibraciones



- |                       |             |                         |
|-----------------------|-------------|-------------------------|
| (1) Indicador de dial | (3) Resorte | (5) Superficie Vibrante |
| (2) Masa              | (4) Embolo  |                         |

Fig. N° 2.42.- Medidor de Vibración de Indicador de Dial

electrónica ha hecho posible, también, el desarrollo de instrumentos capaces de medir vibraciones en un rango mucho más amplio de frecuencias que los instrumentos mecánicos anteriormente descritos.

Dichos instrumentos también han hecho posible el medir vibraciones con una mayor sensibilidad que con los instrumentos mecánicos; han hecho realizable el medir vibraciones tan pequeñas como unas pocas millonésimas de pulgada. Además, la instrumentación electrónica ha hecho factible el filtrar cada una de las componentes de una vibración compleja (Sección 2.2.3) y poder hacer así un completo análisis de vibraciones (Sec. 3.2).

En la adecuada elección de un sensor de vibraciones debemos tener siempre en cuenta su respuesta a la frecuencia. Por respuesta a la frecuencia consideraremos el rango de frecuencia a lo largo del cual la respuesta del sensor puede ser considerada lineal. Hoy en día disponemos de muchos instrumentos que acondicionan la señal proveniente del sensor para tener un gran rango de respuesta a la frecuencia.

Discutiremos los sensores de vibración de uso más común, como son los sensores de desplazamiento, los sensores de velocidad y los sensores de aceleración.

Medidores de desplazamiento.- En este campo, el sensor de

vibraciones más usado es el de "corriente de Eddy" o sensor de "no contacto" o de "proximidad".

Muchos equipos modernos como turbinas, bombas centrífugas y compresores de alta velocidad, consisten de rotores relativamente ligeros montados en masivos y pesados asientos de cojinetes. Debido al peso y la rigidez de estos asientos, hay una pobre evidencia en la carcasa de la vibración que podría estarse desarrollando en el rotor entre las tolerancias de los cojinetes. En este tipo de maquinaria se hace necesario el medir la vibración relativa del eje con respecto al asiento del cojinete para podernos indicar cuando las tolerancias del cojinete están en peligro. Esta es la función del medidor de proximidad.

El medidor de desplazamiento de no-contacto (Fig. 2.43), es un instrumento capaz de sensar la posición relativa de un objeto metálico con respecto al extremo del sensor.

El sensor de vibraciones de no-contacto, no es un instrumento autogenerativo puesto que requiere poder de una fuente, ésta genera una señal AC de muy alta frecuencia que llamamos "señal portadora" (carrier signal). Esta señal es conducida a través de un cable especial hasta un pequeño alambre en el extremo del sensor de no-contacto, produciendo un campo magnético en los alrededores del mismo.

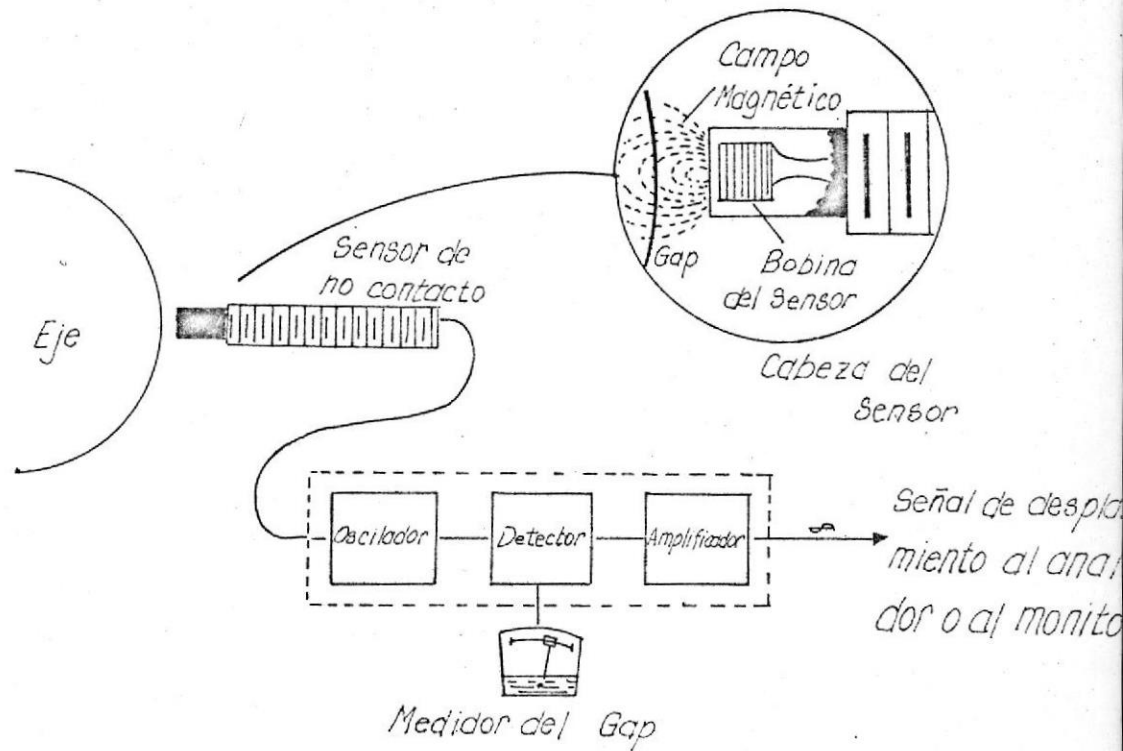


Fig. N<sup>o</sup> 2.43.- Sensor de No-Contacto

Cualquier conductor metálico, como por ejemplo un eje de acero, en su proximidad absorbe energía del campo magnético lo cual produce una reducción proporcional en la amplitud de la señal portadora. Cuando la distancia entre la cabeza del sensor y el objeto metálico cambie, la amplitud de la señal transportadora cambiará también. Este cambio instantáneo de amplitud de la señal transportadora es detectada produciendo el instrumento una señal de salida que es proporcional a la amplitud de vibración.

El sensor de no-contacto debe ser instalado en la máquina

con su extremo muy cercano al eje rotatorio. La distancia entre la cabeza y el eje o superficie a medir se la denomina "Gap" o brecha. Típicos Gap son .020", .030", .050" y .060".

Sin embargo, el Gap específico para cualquier sensor depende del tipo de sensor, material del eje y del sistema de calibración.

Ventajas del medidor de Proximidad.-

- Son de tamaño pequeño, normalmente su extremo mide 190-300 mils.
- Relativamente baratos, en el orden \$50 por sensor en 1979
- Miden vibración del eje cuando el asiento del cojinete es muy rígido para otro tipo de sensores.
- De construcción robusta
- No tiene partes móviles
- Puede ser usado en ambientes hostiles
- Respuesta a la frecuencia típica de cero CPM a 300000CPM.
- Puede ser colocado en posición sísmica para medir movimiento absoluto y relativo.
- Puede ser usado para pruebas de impedancia o resonancia

donde el efecto de la masa del sensor pueda alterar los resultados.

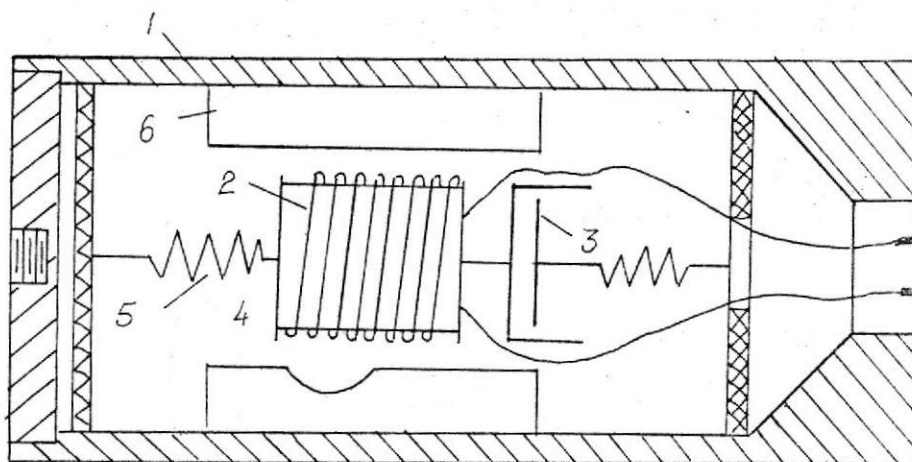
#### Desventajas.-

- Es sensible a cambios en la superficie del eje. Por ejemplo: Excentricidad, la cual produce una señal senoidal que podría disfrazar otros efectos.
- Requiere fuente externa de poder.
- Limitados a ejes en cojinetes planos, no son apropiados en cojinetes antifricción de bolas o rodillos.
- Puede deteriorarse si es sumergido en agua, a menos que esté bien sellado con material cerámico, siempre también que el agua sea básicamente inerte.
- Es sensible a voltajes inducidos por otros conductores, ej.: 110 volt. 60Hz, colocados impropriadamente en la vecindad del cable del sensor de proximidad.

#### Sensores de Velocidad.- (También llamados sensores sísmicos).

La Fig. 2.44 muestra un esquema del sensor sísmico de velocidad y sus partes más sobresalientes.

La masa del sistema consiste de una bobina de alambre fino soportada por resortes. El sensor de velocidad es usado para medir amplitudes de vibración, preferiblemente a frecuen-



- |                        |                  |
|------------------------|------------------|
| (1) Carcaza del sensor | (4) Masa Sísmica |
| (2) Alambre enrollado  | (5) Resorte      |
| (3) Amortiguador       | (6) Imanes       |

Fig. 2.44.- Sensor Sísmico de Velocidad

cias mayores que la frecuencia natural de vibración de su sistema masa-resorte, por consiguiente los resortes que soportan la masa poseen usualmente una baja constante de rigidez para obtener así una baja frecuencia natural del sistema. Ahora, si el sistema es también amortiguado, es para prevenir una alta salida al sensor vibraciones a la frecuencia natural del sistema.

Un imán está firmemente cogido a la carcaza del sensor y provee un campo magnético alrededor de la bobina suspendida.

El principio de operación del sensor de velocidad se basa en la ley física que dice: "cuando un conductor es movido

a través de un cambio magnético, o si un campo magnético es movido a través de su conductor, se inducirá un voltaje en el conductor". La cantidad de voltaje generado dependerá de tres aspectos:

- 1.- El largo del conductor: Mientras más larga sea la bobina o mientras más vueltas tenga, mayor será el voltaje inducido.
- 2.- La Fuerza del campo magnético, Mientras más fuerte, mayor el voltaje inducido.
- 3.- La rapidez con la cual el conductor es movido a través del campo magnético: Mientras más rápido sea movido el conductor (con mayor velocidad) mayor es el voltaje inducido.

En un sensor de velocidad, las dimensiones del conductor y la fuerza del campo magnético son fijas. Luego, la cantidad de voltaje generado en la bobina es directamente proporcional a la velocidad relativa entre la bobina y el campo magnético, de ahí su nombre de sensor de velocidad.

Cuando la carcasa del sensor de velocidad es adherida a la superficie vibrante y el imán por consiguiente está también firmemente unido a la superficie vibrante, la masa o la bobina de alambre (conductor) permanece estacionaria en el espacio. Bajo estas condiciones, el movimiento relativo

entre el campo magnético y la bobina conductora es el mismo que el movimiento entre la parte vibrante relativo a un punto fijo en el espacio, y el voltaje generado por el sensor es directamente proporcional a este movimiento relativo. Al cambiar la velocidad de la parte vibrante, el voltaje generado cambia proporcionalmente.

Este tipo de sensor es montado generalmente en el punto donde nosotros esperamos encontrar la mayor fuerza aplicada por ejemplo, los cojinetes.

Si nosotros colocamos este sensor en otra parte del equipo como en la base, o en la carcasa, vibraciones como por ejemplo las provenientes de las tuberías pueden aparecer como dominantes.

La señal generada por este sensor es bastante fuerte y puede ser transmitida hasta aproximadamente 100 pies, sin necesidad de amplificación. El sensor puede ser sostenido al cojinete por un soporte magnético, pegado con epoxy o cemento, entre otros métodos.

Hay que tener cuidado con el montaje de los sensores puesto que uno inapropiado podría provocar falsas resonancias.

A continuación, en la Tabla (2.5), muestro los valores máximos aconsejables de frecuencia (13), hasta los cuales son confiables las medidas de vibración tomadas, para las dis-

tintas formas de montaje de un transductor de velocidad.

METODO DE MONTAJE	FRECUENCIA MAXIMA
Grampas	7200 CPM
Manual con punta de 9"	16000 CPM
Manual con punta de 3"	18000 CPM
Con soporte magnético	37000 CPM
Manual sin punta	60000 CPM
Atornillado	90000 CPM

Tabla 2.5.- Respuesta a la frecuencia de los distintos Métodos de Montaje de Sensores de Velocidad.

Algunos sensores de velocidad pesan alrededor de 600 grs. (típico del modelo 544 de IRD el cual utilizaré ). Este modelo en particular puede ser firmemente montado con un perno de 1/4 pulg y tiene una frecuencia de resonancia de 16 CPM críticamente amortiguada a 77°F y su sensibilidad es de 1.08 volt pico por pulg/seg pico en unidades de velocidad.

Ventajas del Transductor de Velocidad.-

- La velocidad es un excelente parámetro para determinar la condición de una maquinaria. La velocidad tiene una relación directa con la energía disipada por la vibración.
- Es adaptable a medidores portátiles de vibración.

- La longitud del cable no es un factor crítico
- No requiere fuente de poder externa
- Provee una señal fuerte
- De construcción rígida

Desventajas.-

- Comparativamente más pesados que otros transductores de vibración y también de mayor tamaño.
- Precio sobre \$500 por sensor en 1979.
- No es efectivo para bajas o muy altas frecuencias.
- Muy sensitivo a campos magnéticos.
- No es satisfactorio a temperaturas muy bajas ( $<-30^{\circ}\text{C}$ ) (6)
- No es conveniente para monitorizar trenes de engranajes y rodamientos de bolas, puesto que las frecuencias de vibración producidas por fallas en estos elementos, es muy alta.
- Su gran masa produce resultados poco fidedignos en estructuras ligeras.

Acelerómetros.- Otro transductor comunmente usado para medir vibración es el acelerómetro Fig. (2.45). Un aceleróme-

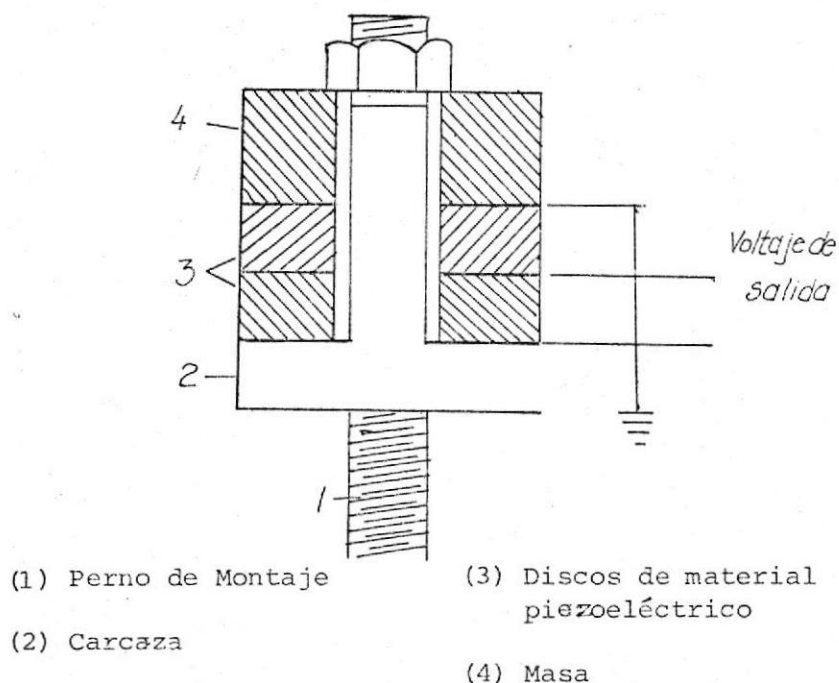


Fig. N<sup>o</sup> 2.45.- Acelerómetro Piezoeléctrico

tro es un instrumento autogenerativo con una salida de voltaje proporcional a la aceleración de la vibración.

La aceleración es una medida de la rapidez de variación de la velocidad y es normalmente expresada en "g's". Un "g" está definido como la aceleración producida por la fuerza de gravedad sobre la superficie de la tierra. El valor exacto de "g" variará de acuerdo a la latitud y elevación del punto de observación, sin embargo, internacionalmente es aceptado como valor standard de la aceleración de la gravedad  $980,665 \text{ cm/seg}^2$  ,  $386,087 \text{ pulg/seg}^2$  ó  $32.1793 \text{ pie/seg}^2$  . En otras palabras, la aceleración es proporcio-

nal al desplazamiento y a la frecuencia al cuadrado.

Como resultado de ésto, los acelerómetros son muy sensitivos a vibraciones de alta frecuencia, como las originadas por engranajes defectuosos o rodamientos antifricción dañados.

Además de su sensibilidad a las vibraciones de alta frecuencia, su tamaño pequeño y su poco peso hacen indispensable el uso del acelerómetro en aplicaciones donde el espacio es limitado y donde la masa del sensor es importante. Por ejemplo: una aplicación de lo dicho es el uso de un pequeño acelerómetro para balancear un pequeño taladro de dentista.

Modo de operación del Acelerómetro.- En muchos aspectos, el acelerómetro es similar en su operación al sensor sísmico de velocidad anteriormente discutido.

Un esquema del mismo está detallado en la Fig. (2.45). Sin embargo en el acelerómetro, el sistema masa-resorte usado en el sensor de velocidad, ha sido reemplazado con un material que produce una carga eléctrica cuando es comprimido o tensionado (siempre que una fuerza sea aplicada).

Mientras mayor es la fuerza aplicada, mayor es la carga eléctrica generada. Un material con estas propiedades es llamado piezo eléctrico y puede ser un cristal natural, y sintético o un material cerámico.

Refiriéndonos a la Fig. 2.45, el acelerómetro consiste de una masa rígidamente acoplada con el material piezoeléctrico. Cuando el sensor de aceleración es montado sobre una superficie vibrante, el material piezoeléctrico será comprimido por la masa cuando la carcasa del sensor es movida hacia arriba y viceversa.

Siendo el voltaje generado por el elemento piezoeléctrico proporcional a la fuerza aplicada y siendo la fuerza aplicada proporcional a la masa multiplicada por la aceleración ( $F = m.a$ ). El voltaje generado es dependiente de dos cosas:

- 1.- De la Masa: mayor masa, mayor es el voltaje generado
- 2.- De la Aceleración: Mayor aceleración de la masa, mayor es el voltaje generado.

Ahora, puesto que la masa del acelerómetro es constante, el voltaje generado dependerá de la aceleración.

Si recordamos que el sensor sísmico de velocidad funciona mejor para frecuencias de vibración sobre la frecuencia natural de su sistema masa-resorte, se cumple lo contrario para los acelerómetros, ellos funcionan mejor para frecuencias de vibración bajo la frecuencia natural de vibración del sistema masa-resorte del acelerómetro, puesto que el material piezoeléctrico usado en los acelerómetros es

muy rígido y ésto trae como consecuencia que la frecuencia natural de los acelerómetros sea normalmente superior a los 10000Hz.

La curva de la Fig. (2.46) presenta la respuesta a la frecuencia de sensores de aceleración típicos vibra-metrics utilizaremos el modelo 400 en este trabajo). (22)

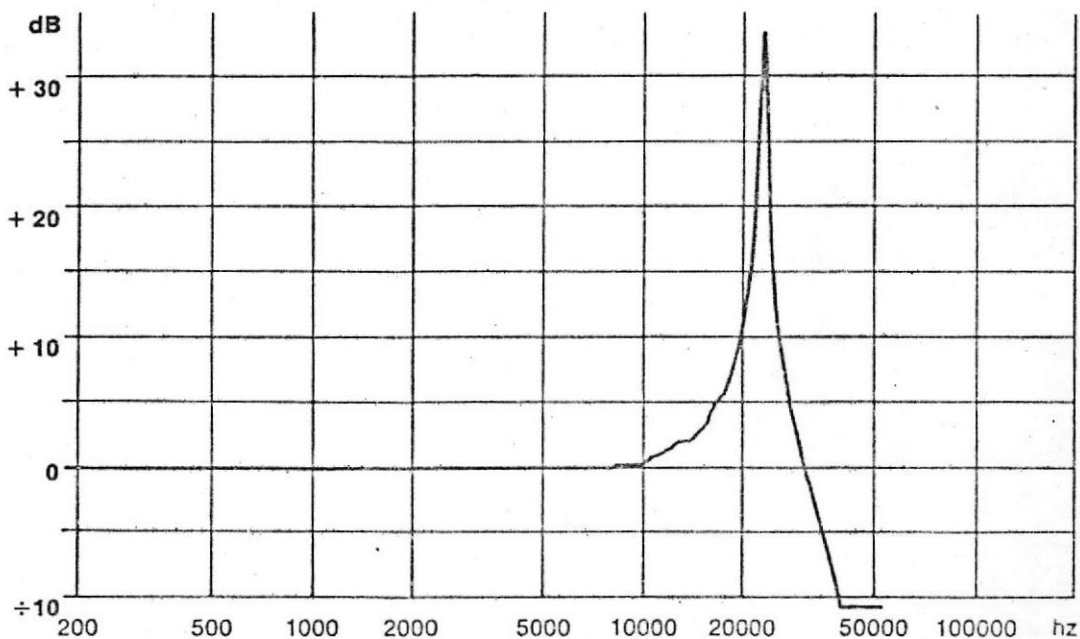


Fig. 2.46.- Respuesta a la Frecuencia de Acelerómetros.

En la práctica el rango aprovechable de un acelerómetro es hasta cerca del  $1/3$  de su frecuencia natural. Por ejemplo si un acelerómetro posee una frecuencia de resonancia de 30000 Hz, su máximo valor de frecuencia de trabajo debería ser 10000 Hz.

Recordemos que la respuesta a la frecuencia de un sensor de vibración es comúnmente tomada como el rango a través del cual la respuesta del sensor es lineal dentro de un cierto grado de precisión que será dictado por el porcentaje de error que sea razonable tolerar.

A bajas frecuencias el acelerómetro piezoeléctrico tiene una respuesta a la frecuencia que depende de las características eléctricas del acelerómetro, su cable conector y del instrumento al cual es conectado Fig. (2.46). Tabla típica de especificaciones de acelerómetros en el Apéndice C.

#### Ventajas de los Acelerómetros:

- Autogenerativo, no requiere fuente de poder externa
- Amplia respuesta a la frecuencia
- Es de tamaño pequeño y de poco peso
- Resistente a altas temperaturas (hasta 1000°F)
- Precio moderado

#### Desventajas.-

- No es confiable para mediciones de baja frecuencia
- No es confiable para mediciones en ambientes sucios y húmedos a menos que las conexiones estén bien selladas.

- Las mediciones no son fidedignas cuando el desplazamiento es calculado por doble integración.
- Muy sensible a los golpes.

#### Conclusiones sobre Transductores de Vibración.-

Los sensores de velocidad son relativamente grandes y por consiguiente difíciles de colocar en lugares pequeños, son autogeneradores y producen señales fuertes, pero su señal es atenuada a bajos valores de frecuencia (comunmente  $< 700$  CPM). Su uso no es muy recomendado en maquinaria de alta velocidad con una relación peso máquina/peso rotor sobre 10:1, y definitivamente no es recomendable en relaciones sobre 20:1 (20).

La velocidad es el mejor parámetro para sensar vibraciones, pero no necesariamente el sensor de velocidad es el mejor tipo de sensor de vibraciones.

Los acelerómetros en cambio son pequeños y livianos, por lo general pesan entre 2 grs hasta 45 grs. y pueden ser usados en espacios pequeños, pueden cubrir eficientemente un rango de frecuencias muy grande y trabajar a elevadas temperaturas. En cambio son muy sensitivos y podrían proveer mucho ruido.

Los acelerómetros son muy efectivos en estudios de vibración

de cajas de engranajes, fuerzas hidráulicas en ventiladores, rodamientos, cálculos de impedancia de cojinetes o sistemas de construcción ligera.

Los sensores de proximidad son particularmente útiles para pruebas donde el sensor no debe estar en contacto con la superficie medida.

Su principal uso es para sensar vibraciones directamente al eje cuando hay un cojinete masivo o de alta impedancia, o cuando hay una gran tolerancia en el cojinete. Lo anterior produce un efecto tal que la lectura del nivel de vibración tomado en el cojinete con un sensor de velocidad o un acelerómetro, no es una medida real del nivel de vibración que tiene el rotor.

Su uso se limita a cojinetes de chapa.

Para finalizar, al seleccionar el sensor de vibraciones más adecuado para un trabajo en particular, debemos considerar qué es lo que vamos a medir (desplazamiento, velocidad o aceleración), cuál es la velocidad de operación, qué tipo de fallas es más probable que encontremos y qué tipo de construcción tiene la máquina.

### 2.2.2 Equipos Monitores de Vibración

Usando un simple medidor de Vibración Manual Fig. (2.47),

una persona puede tomar medidas periódicas de vibración en muchas máquinas de una planta en un período de tiempo relativamente corto. El sensor de vibraciones es colocado sobre la superficie vibrante (Fig. 2.48) y la cantidad de vibración presente es leída en la escala del aparato.

Esta monitorización manual de la vibración presente en maquinaria es llevada a cabo con el sólo propósito de determinar si ha habido o no un incremento en el nivel normal de vibración (signo de que se está desarrollando un problema mecánico).

Sin embargo, para determinados tipos de máquinas, esta monitorización manual no es suficiente. Maquinaria como turbinas a gas, turbinas a vapor, bombas y compresores centrífugos de alta velocidad, pueden desarrollar problemas mecánicos muy rápidamente sin previo aviso. Para estas máquinas, una monitorización continua o monitorización automática es necesaria.

La monitorización automática requiere de un aparato llamado el "Monitor de Vibraciones". Típicos monitores de vibración son mostrados en la Fig. 2.49. En estos equipos los sensores de vibración son instalados permanentemente en puntos estratégicos de la máquina para un chequeo permanente del nivel de vibración.

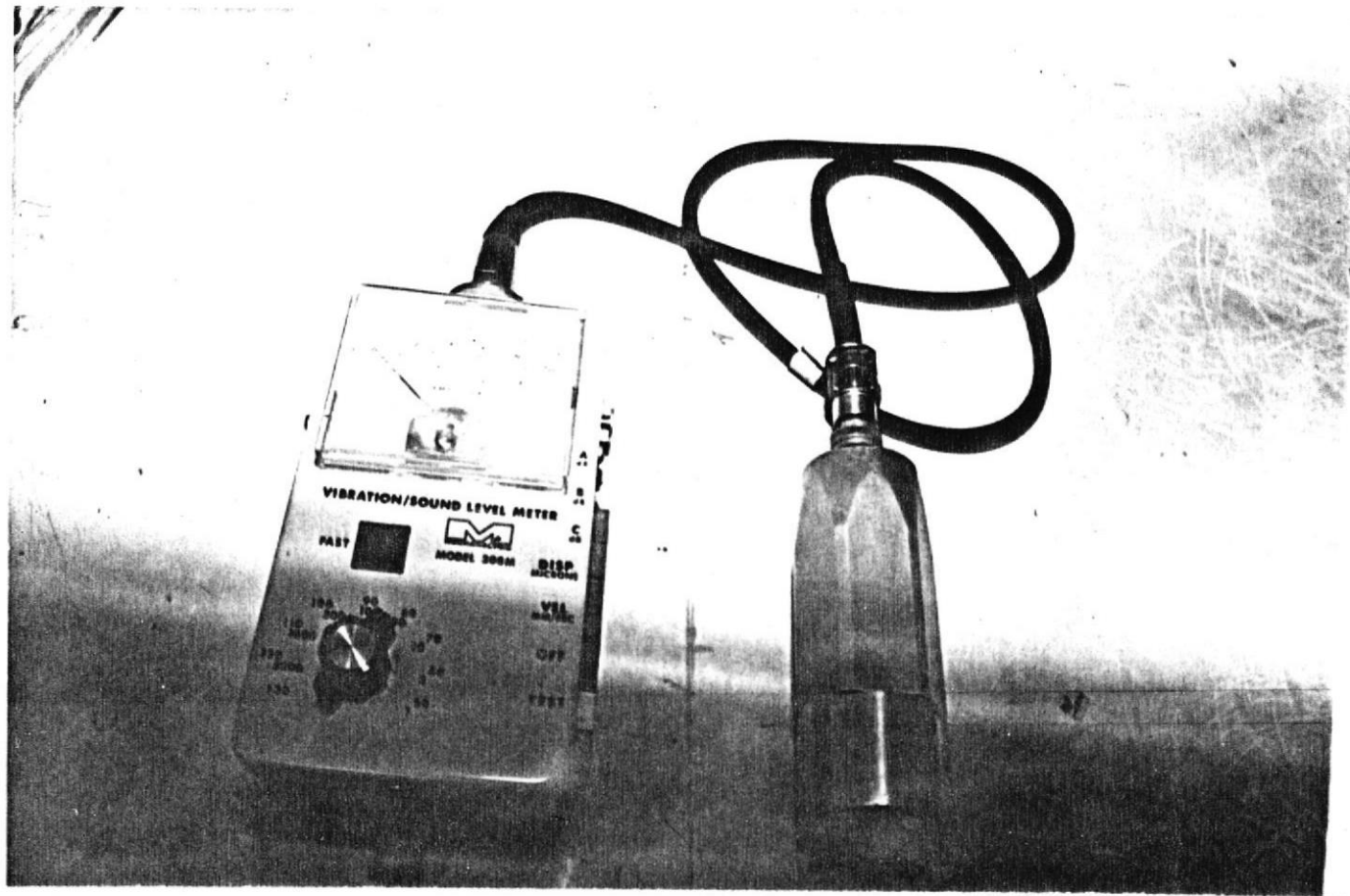


Fig. 2.47.- Medidor Portátil de Vibración IRD 308 M

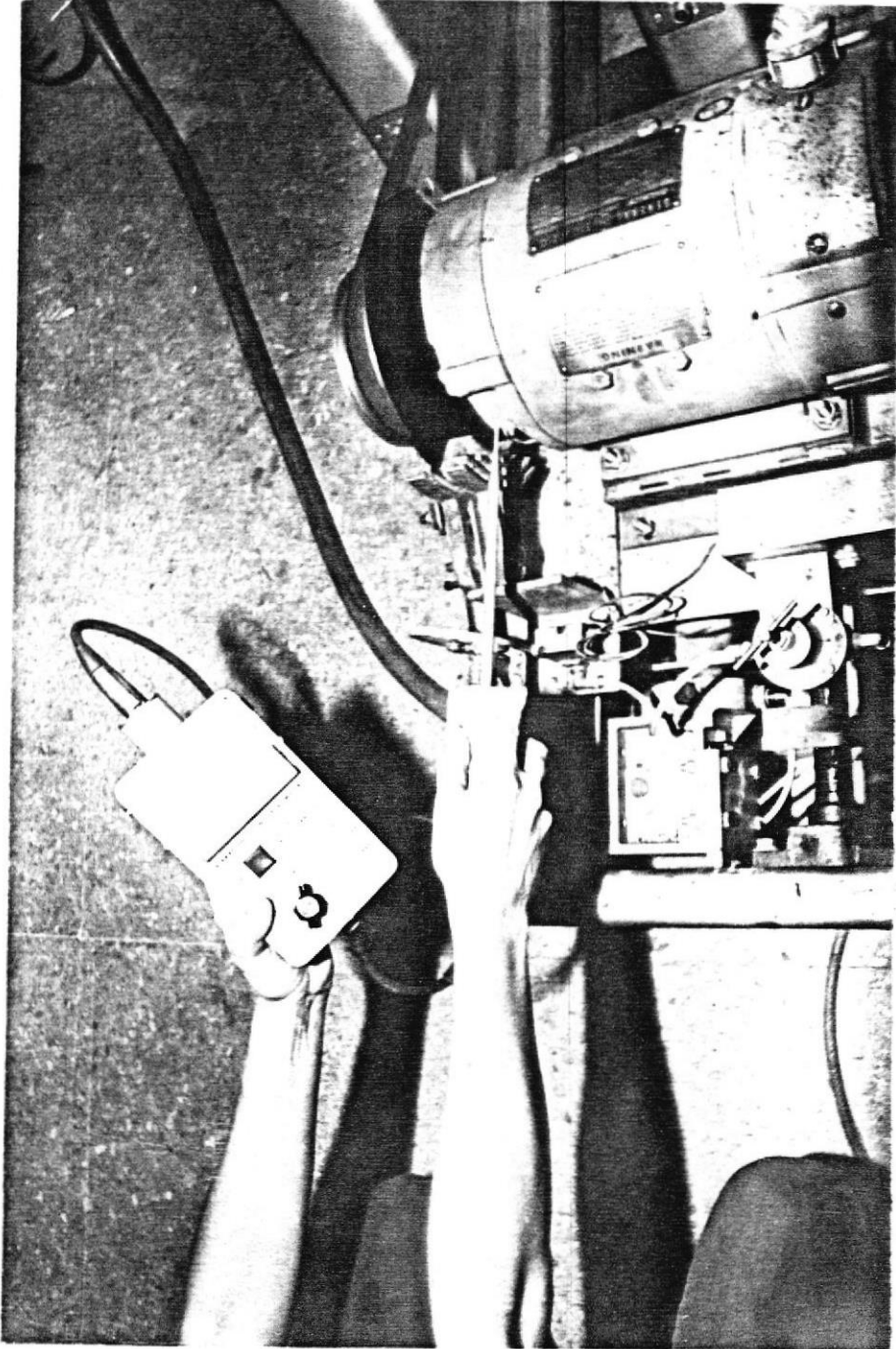


Fig. 2.48.- Sensor de Vibraciones sobre Superficie Vibrante

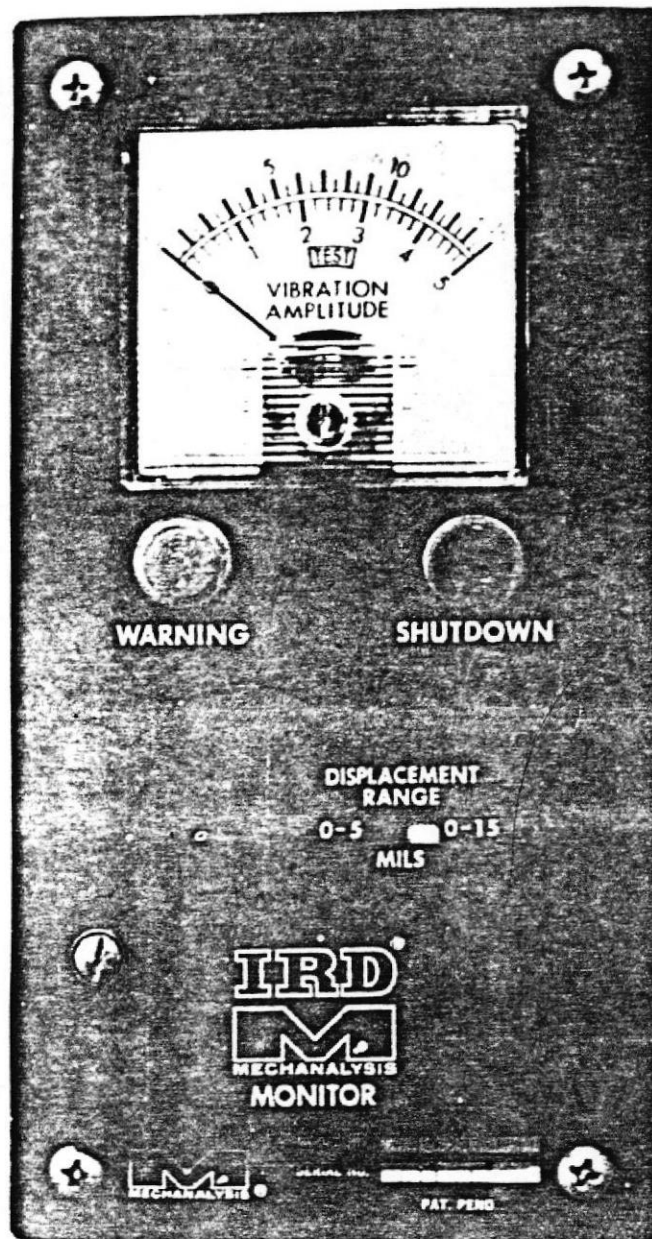


Fig. 2.49.- Equipo Monitor de Vibración Automático.

Cuando la vibración excede un nivel pre-establecido, un regulador auxiliar en el monitor actúa y provee una señal de alarma. Si la vibración continúa incrementándose hasta un valor crítico, previamente determinado, un segundo regula-

dor actúa y provee una segunda señal de alarma o activa un dispositivo de parada automática del equipo.

Ahora, cuando tengamos que afrontar la decisión de qué tipo de monitorización debemos llevar a cabo con determinados equipos, la primera pregunta que debemos contestarnos será: ¿contra qué tipo de falla proveemos principalmente la protección?. Dependiendo de la respuesta a esta pregunta, el tipo de instrumentación se torna más aparente.

Por ejemplo, en el caso de que se trate de un compresor que manipule una sustancia detonante, donde nuestra principal preocupación es la seguridad, el equipo monitor debe ser capaz de detectar cualquier mínimo incremento en el nivel de vibración producto de un problema mecánico en desarrollo y la continua vigilancia de este parámetro junto con el dispositivo de parada automática será esencial.

Para cajas de engranajes, equipos de medida de desplazamiento de vibración en el eje (sensores de proximidad) son de poca ayuda debido a la pequeña tolerancia de la profundidad de los dientes de los engranajes y a la alta frecuencia de la vibración normalmente encontrada debida a engranajes defectuosos. Aquí, monitorización de niveles de vibración en los cojinetes y sobre un ancho rango de frecuencia es la opción más apropiada.

En el caso del impeler de una bomba que transporta material corrosivo, la causa más probable de vibración será desbalance y una monitorización continua del nivel de vibración de los cojinetes con una alarma colocada a un nivel apropiado de acuerdo a la impedancia del cojinete o el uso de sensores de proximidad con una alarma ajustada a un nivel de desplazamiento basada en las propiedades del cojinete son las soluciones más apropiadas.

La decisión entre una monitorización continua o las inspecciones periódicas es dependiente del tipo de falla esperado, pero también es dependiente del capital invertido en el equipo protegido y del probable efecto en la producción de la planta si el equipo no está disponible.

Equipos como bombas de alimentación del caldero en plantas de vapor, los cuales generalmente están duplicados, son difíciles de categorizar, aunque el desembolso inicial de un equipo de monitorización continua en este caso es a menudo justificable debido a la gran dependencia para el trabajo de la planta de un continuo suministro de vapor.

Aunque haya sido implantada la monitorización continua en un equipo, vale la pena continuar con análisis periódicos del espectro de frecuencia de la vibración (por lo menos una vez al mes).. Para así obtener una información más fidedigna de si el nivel de vibración presente es "normal"

o "anormal", con lo que podemos ser más precisos en la colocación de niveles de alarma.

Algunas organizaciones hoy en día han desarrollado instrumentación específica de monitorización de vibraciones para ambos casos, monitorización continua o para inspecciones de rutina. Ejemplo: IRD Corporation, Vibra-Metrics, Bentley Nevada, Spectral Dynamics, etc.

La primera decisión que debemos tomar es si utilizamos sensores de proximidad o si tomamos medidas absolutas de vibración en el cojinete. Cuando nuestra principal preocupación sea el prevenirnos contra el desgaste de tolerancias de trabajo, el sensor de proximidad es la alternativa obvia.

Cuando nuestra principal preocupación sean las cargas dinámicas de alta frecuencia (Por ej.: cajas de engranajes), las mediciones de vibración en los cojinetes son más apropiadas. Podemos utilizar sensores de velocidad pero su rango de frecuencia de operación es limitado. Mucho más confiable es un acelerómetro piezo eléctrico con su ancho rango de operación y su robusta construcción.

Sin embargo, no es conveniente generalizar con respecto a sistemas de monitorización y es mejor tratar cada caso individualmente y de hecho, para una completa confiabilidad un sistema consistente de sensores de proximidad de ejes y

de acelerómetros en los cojinetes es más ventajoso, particularmente cuando tengamos que interpretar cambios de nivel de vibración en largos períodos, donde el efecto de las fuerzas internas puede afectar diferentes sistemas de diferentes maneras.

La Fig. (2.50) muestra un sistema completo de monitorización continua común en muchas plantas petroquímicas. Este sistema monitoriza cerca del 90% de los daños (4).

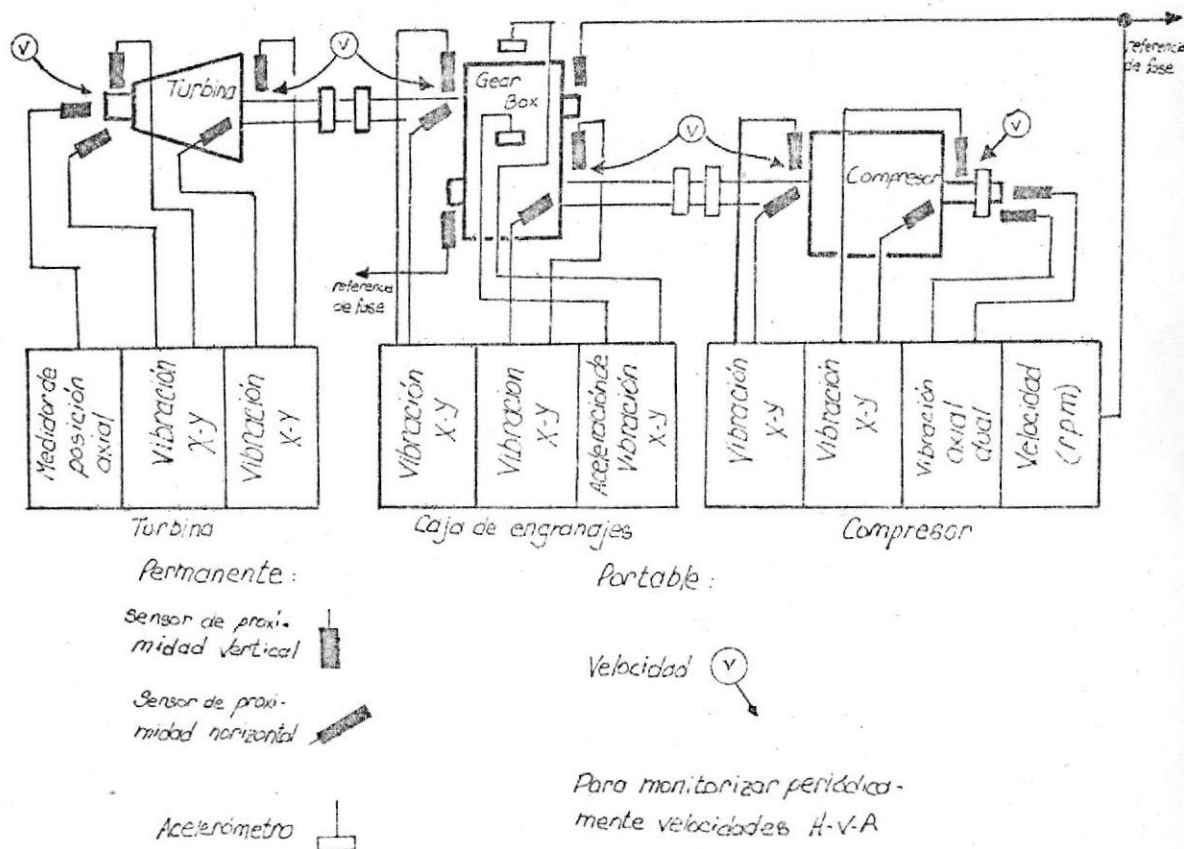


Fig. 2.50.- Sistema Completo de Monitorización Continua

### 2.2.3 Equipos Analizadores de Vibración

Las mediciones para determinar el valor total de las vibraciones en un punto de una máquina, han sido una tarea común de la mayoría de las industrias durante muchos años. Los dispositivos empleados que parten desde simples toques de dedos, hasta instrumentos electrónicos, son elementos de uso generalizado. Los instrumentos electrónicos para la medición de vibraciones que han sido desarrollados en los últimos años, proporcionan los primeros medios conocidos para la obtención de resultados precisos.

Un medidor de vibraciones portátil accionado por batería, como el que se ve en la Fig. (2.47) es ampliamente usado y con el se obtienen lecturas precisas y confiables. Esta clase de lecturas se emplean, cuando efectuamos monitorización manual de un equipo (Sección 2.2.2), para obtener advertencias oportunas sobre defectos incipientes o averías inminentes que amenazan a los elementos rotatorios de la maquinaria.

De mucha mayor importancia aún, han sido el desenvolvimiento de los instrumentos electrónicos para el análisis de vibraciones. Estos instrumentos son capaces de proporcionar mediciones de las características individuales de las vibraciones, aún cuando éstas sean complejas. Esto capacita al personal para localizar defectos incipientes en

cualquier máquina rotatoria para poder efectuar las correcciones del caso.

El analizador de vibraciones tiene que ser capaz de medir e indicar la intensidad, frecuencia y fase de las vibraciones. Además, cuando una vibración compleja está compuesta de muchas vibraciones de distintas frecuencias, el instrumento debe tener la aptitud de separar las frecuencias unas de otras, de manera que sea posible medir las características individuales de cada vibración.

El captador de vibraciones o transductor de vibraciones, percibe las vibraciones de una máquina y las convierte en señales eléctricas proporcionales a la intensidad de aquellas. Estas señales son conducidas al analizador de vibraciones. El valor del desplazamiento o velocidad pico de las vibraciones es indicado por el medidor de amplitud, siendo este valor equivalente a la vibración que existe en el punto en donde se aplicó el captador, desarrollada en la dirección hacia la que éste ha sido aplicado.

El medidor de frecuencias o frecuencímetro (Fig. 2.51) indica la frecuencia de las vibraciones y proporciona los valores directamente en ciclos por minuto. Este aparato es capaz de señalar la frecuencia de la vibración más intensa o predominante que se pueda desarrollar. Esta es generalmente igual a la frecuencia de rotación de la parte que

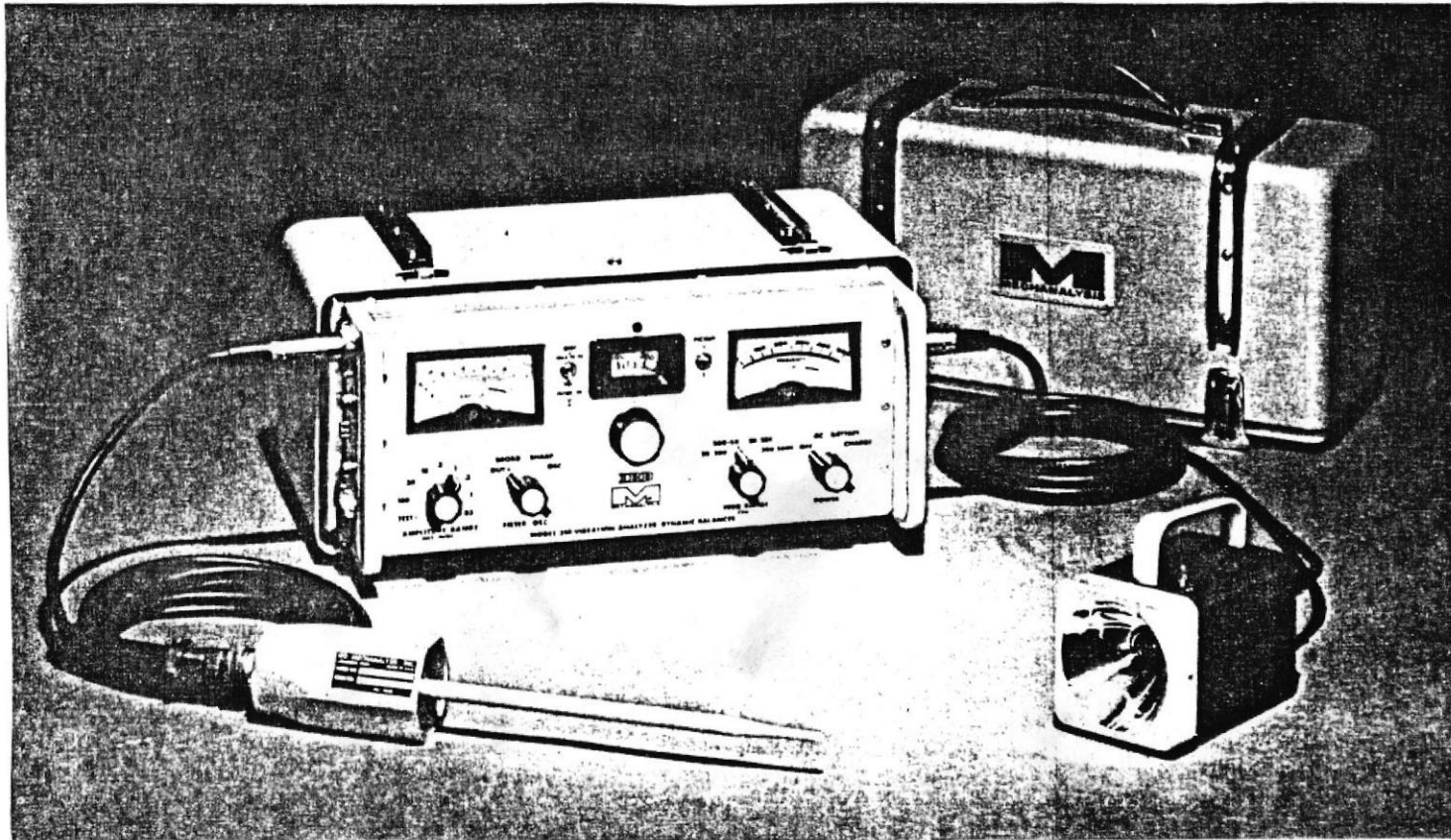


Fig. 2.51.- Analizador de Vibraciones

origina las vibraciones.

Cuando existe la presencia de varias frecuencias, de las cuales ninguna es más fuerte que las demás, el frecuencímetro no es capaz de determinar cuál de las frecuencias está registrando. Como se necesita conocer la frecuencia para determinar cuál de los elementos origina las vibraciones es preciso disponer de algún medio que nos permita separar muchas frecuencias simultáneas unas de otras. Esto se logra mediante un filtro sintonizable que separa las vibraciones para poder medir su intensidad y su frecuencia individuales, con lo que estamos en condiciones de determinar cuál de los elementos componentes de la máquina está provocando la vibración y por qué. Este aparato se sintoniza en la misma forma que el receptor de radio, con cada una de las vibraciones existentes.

La luz estroboscópica se emplea para determinar la fase de la vibración para operaciones de balanceo, para análisis de fase como parte de análisis de vibraciones (Sec. 3.1) y para determinar con precisión qué parte es la que causa la vibración.

Por ejemplo, el motor eléctrico con la polea (Fig. 2.52) tiene vibraciones. La frecuencia de la vibración dominante, es la misma que la velocidad de rotación del motor.

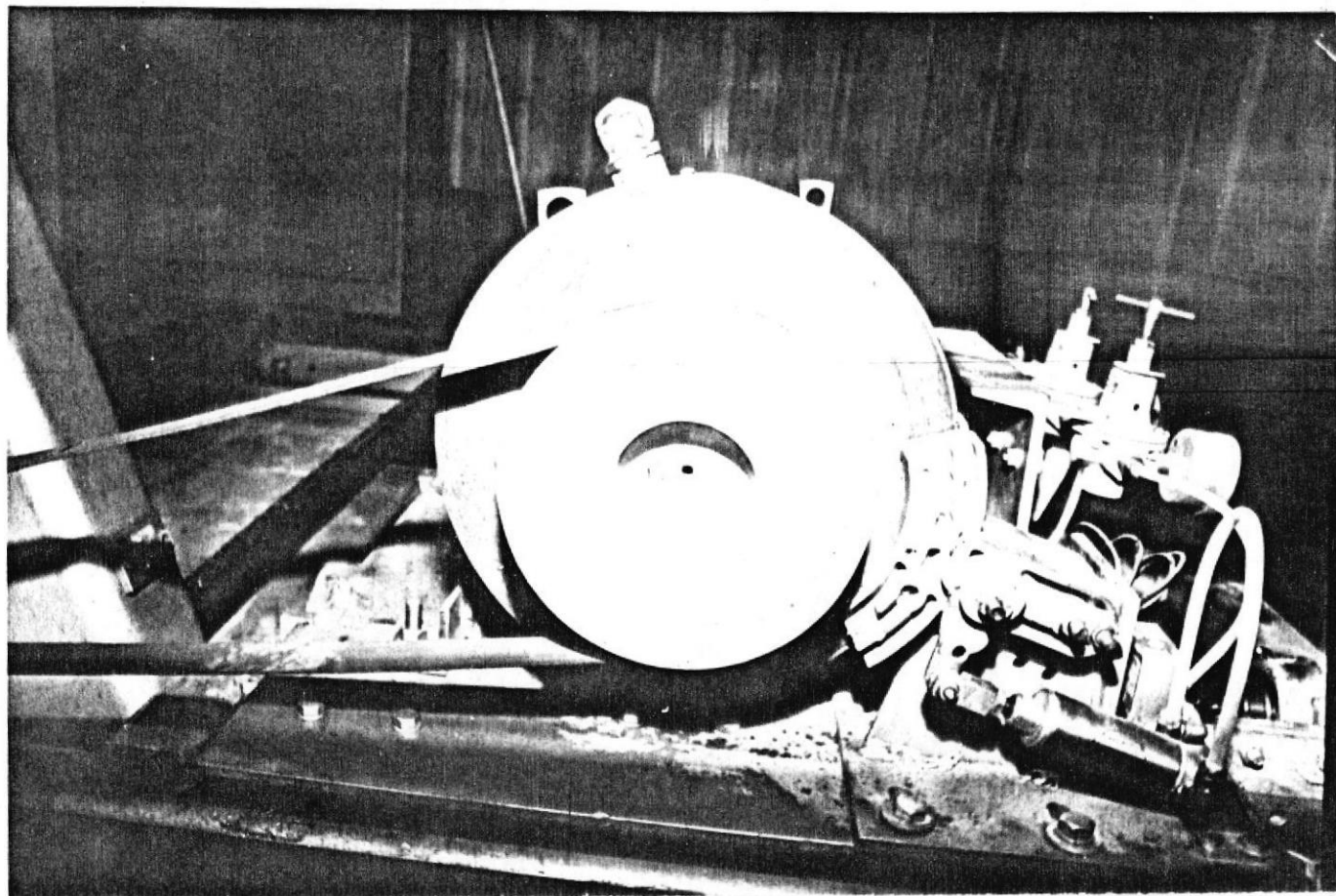


Fig. 2.52.- Inmovilidad de Marca de Referencia

Cuando la unidad es examinada con la luz estroboscópica, la polea da la apariencia de permanecer estática o "dormida".

Una marca bien definida (marca de referencia) que se coloca sobre la polea, ayuda a darle la apariencia de inmovilidad bajo el efecto de la luz estroboscópica.

En los sistemas más complejos, en donde se producen muchas frecuencias de vibración, de las cuales ninguna es predominante sobre las demás, la luz estroboscópica iluminará sobre diferentes frecuencias, de manera que no será posible apreciar una imagen definida de la marca de referencia. Si en cambio, se aplica un filtro sintonizable, sintonizándolo con las frecuencias de las vibraciones individualmente, las demás vibraciones quedan bloqueadas y la luz estroboscópica podrá mantener la "inmovilidad" aparente de la parte que se analiza.

Analizadores de Vibración Automáticos y de Tiempo Real.-

Además de los analizadores de vibración con frecuencímetro y filtro sintonizable. analizadores de vibración automáticos y analizadores de vibración de tiempo real pueden ser usados para obtener datos más precisos de amplitud versus frecuencia en vibraciones complejas provenientes de maquinaria.

Analizadores Automáticos de Espectro.- Un analizador automático de espectro, como su nombre lo indica es un instrumento capaz de examinar automáticamente el rango de frecuencia de nuestro interés y proveernos de un registro simultáneo de datos de amplitud versus frecuencia en un graficador x-y (Fig. 2.53).

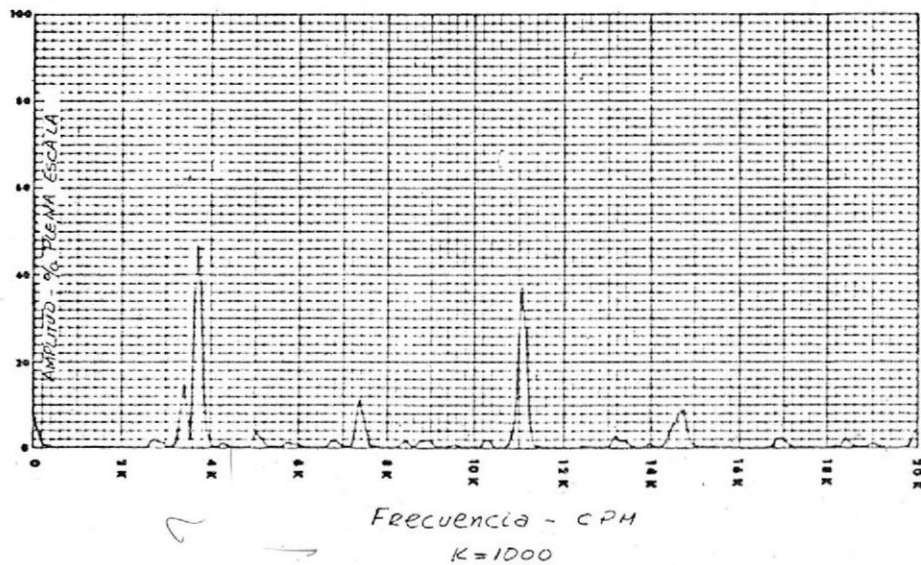


Fig. 2.53.- El Analizador Automático de Vibraciones provee un registro de amplitud versus frecuencia en un graficador x-y.

El Analizador de Vibraciones Automático tiene la ventaja de eliminar muchas fuentes de error humano. Hay pocas probabilidades de que una vibración a una cierta frecuencia sea pasada por alto, y el tiempo requerido para hacer el análisis se reduce al eliminar la necesidad de hacer manualmente una fina sintonización del filtro para cada una de

las frecuencias encontradas.

**Analizadores de Espectro de Tiempo Real.**- Los Analizadores Automáticos de Espectro hacen su análisis cuando la vibración está en su estado estable. De ahí que el analizador sense y registre sólo la amplitud instantánea de la vibración a la frecuencia que sea sintonizada, cualquier fluctuación o cambio en la vibración no será indicado en el registro. Cuando la vibración cambie con cambios de operación de la maquinaria o cuando queramos hacer estudios de vibraciones transientes como por ejemplo las ocurridas en el arranque de ciertos equipos, debemos usar un analizador de espectro de tiempo real. (Fig. (2.54).

Con el analizador de vibraciones de Tiempo Real el análisis total de amplitud vs frecuencia es mostrado instantáneamente, a medida que ocurre, en un osciloscopio. Registros permanentes pueden ser hechos fotografiando la pantalla de éste o con un graficador x-y convencional o de alta velocidad. Fig. (2.55).

Además de proveernos de un continuo e instantáneo análisis de espectro de la vibración, las características del filtro del analizador de tiempo real nos provee de una resolución en el eje de las frecuencias, que no la podemos obtener con filtros sintonizadores convencionales. Como resultado de

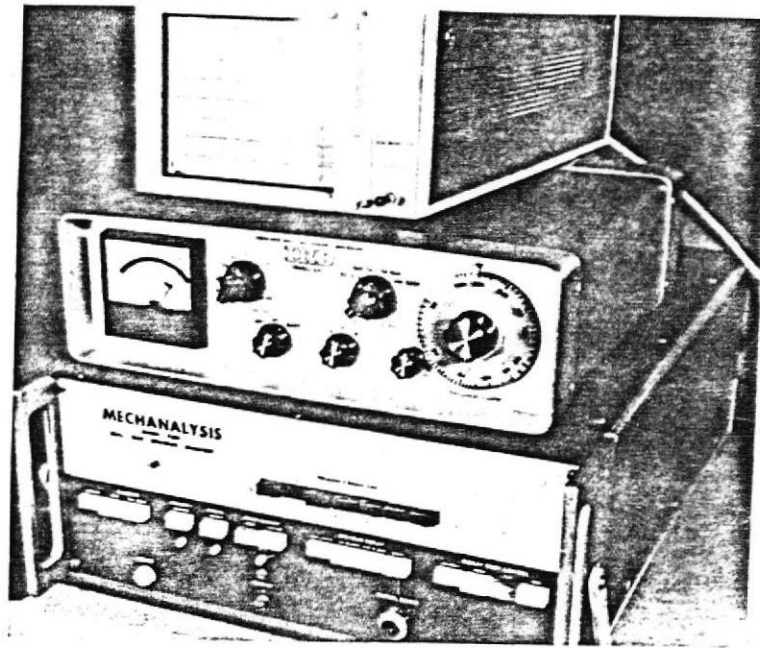


Fig. 2.54.- Analizador de Vibraciones de Tiempo Real IRD

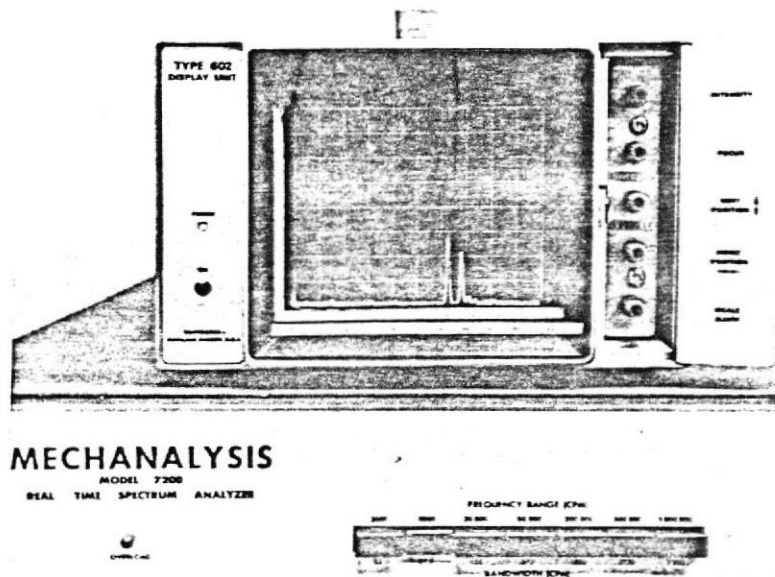


Fig. 2.55.- Los datos del Analizador de Tiempo Real son registrados instantáneamente en un osciloscopio.

ésto, vibraciones cuyas frecuencias difieren entre ellas en pocos ciclos/min pueden ser fácilmente distinguidas. La Fig. (2.55) muestra dos frecuencias relativamente cercanas, una a 3200 CPM y la otra a 3400 CPM. Una discriminación de frecuencias como la mostrada sería muy difícil con un filtro sintonizador convencional.

**Analizadores de Vibración con Filtro de Octavo de Banda.-**  
La maquinaria rotativa y recíproca genera continuamente vibración, esta vibración compleja es la suma de diferentes vibraciones a distintas frecuencias, generalmente de múltiplos de la frecuencia de rotación del equipo. El analizador de vibración con filtro de octavo de banda Fig. (2.56) aprovecha esta ventaja al usar filtros en centros de frecuencias de problemas comunes en maquinaria.

Estos problemas comunes en maquinaria rotatoria como son desbalance rotatorio, desalineamiento, fallas en cojinetes, engranajes, bandas, normalmente ocurren a 1,2,3 y otros múltiplos de la frecuencia de rotación del equipo.

Por otro lado, las frecuencias comunes de rotación de equipos en procesos industriales son: 450 RPM, 900 RPM, 1800 RPM, 3600 RPM y 7200 RPM ó 8, 16, 32, 64, 125, Hz, etc. (doble). De ahí que los filtros de octavo de banda cuyos centros de frecuencias son 8, 16, 64, 125 Hz, son ideales, puesto que

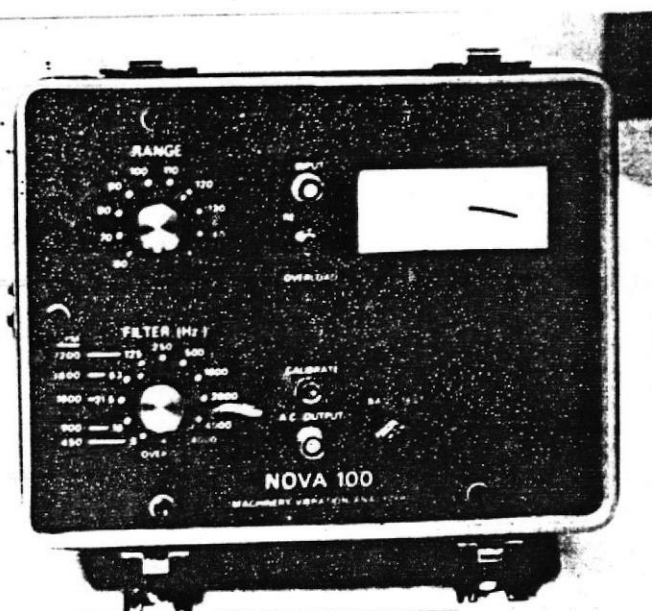


Fig. 2.56.- Analizador tipo octavo de banda

sólo se necesitan tomar unas pocas lecturas para cubrir los problemas más comunes de vibración y hacer un diagnóstico específico.

El nivel de velocidad total de vibración nos dice cuando se está generando un problema mecánico en un equipo y unas pocas lecturas filtradas de octavo de banda nos indican cuál es el problema específico, suficiente información para saber si paramos o no un equipo.

La desventaja de este equipo se presenta cuando filtramos medidas de vibración de un equipo que posee muchas componentes rotatorias con frecuencias de rotación cercanas en-

	Costo Comparativo	Grado de Instrucción del Operador	Grado de Instrucción del que interpreta los datos.
Medidor Portable de Vibración Total	6(x)	1 Técnico Novato	1 Técnico experimentado.
Analizador de Espectro de Octavo de Banda	12(x)	1 Técnico experimentado.	1 Técnico experimentado.
Analizador de Espectro de Banda Estrecha	40(x)	1 Técnico Novato y 1 Técnico experimentado	1 Técnico experimentado y 1 Ingeniero
Analizador de Espectro de Tiempo Real.	80(x)	2 Técnicos Experimentados	2 Ingenieros

y con la misma referencia (x), los costos de los transductores más comúnmente usados son:

Acelerómetro	x
Transductor de Proximidad	3(x)
Transductor de Velocidad	2(x)

TABLA 2.6.- Costo Relativo de Equipos Analizadores de Vibración y de Transductores.

tre sí, en este caso un un sólo octavo de banda podemos recoger el efecto de varias fuentes y el análisis pierde exactitud.

En la referencia (6) hay una tabla que relaciona los costos de cada uno de los equipos analizadores con respecto al costo de un televisor blanco y negro de 16 pulg (x), y el grado de instrucción requerido para los que toman y analizan datos de vibración. (Tabla 2.6)

## C A P I T U L O   N º   3

### ANALISIS DE VIBRACIONES

#### 3.1 CARACTERISTICAS TIPICAS DE CIERTAS FALLAS EN MAQUINARIAS QUE PUE- DEN SER IDENTIFICADAS POR UN ANALISIS DE VIBRACIONES

Con pocas excepciones, la vibración en una maquinaria es causada por desperfectos mecánicos en mayor o menor grado. Es prácticamente imposible enumerar todos los desperfectos mecánicos que se pueden presentar en una máquina; enumeremos sólo los más importantes:

- Desequilibrio dinámico de partes rotatorias
- Desalineamiento de acoples y chumaceras
- Dientes de engranajes que producen impacto, suciedad, interferencia y excentricidad de los engranajes.
- Bandas y cadenas de transmisión en estado defectuoso.
- Chumaceras en mal estado (especialmente las antifricción)
- Fluctuaciones en el momento de torsión
- Fuerzas electromagnéticas
- Fuerzas aerodinámicas
- Fuerzas Hidráulicas
- Desajustes, fricciones y resonancias

Independientemente de la forma en que enumeremos las causas de vibraciones, un concepto que debe quedar muy claro es que "las causas de las vibraciones provienen de los cambios constantes de una fuerza que modifica continuamente su dirección o su intensidad. Las fluctuaciones de esta fuerza son las que dan origen a las vibraciones y las características resultantes se determinan por el reconocimiento de la forma en la que es generada esta fuerza.

Este es el motivo por el cual las causas de las vibraciones tienen también sus características de peculiaridad " (23).

Ahora, las fuerzas que originan las vibraciones son provenientes del movimiento rotatorio de las partes del equipo y por ello, las fuerzas cambian tanto de intensidad como de dirección al cambiar las partes rotatorias, al rotar su posición con respecto al resto del equipo que analicemos. Es por ello, que la vibración resultante tendrá una frecuencia directamente dependiente de la frecuencia de rotación de la parte del equipo defectuosa.

Hay otras peculiaridades que están ligadas con cada una de las causas de la vibración, que incluyen la relación de las observaciones de las fases en distintos puntos y las direcciones en que se desarrollan las vibraciones.

El procedimiento para determinar las características de las vibraciones es llamado Análisis de Vibraciones. Este consiste en la medición de las vibraciones existentes y las características de

las mismas.

Si comparamos los resultados obtenidos por este medio con los datos conocidos de la máquina, como son: la frecuencia o frecuencias de rotación de sus partes, la clase de trabajo que ejecuta y las diferentes posibles causas de sus vibraciones, puede determinarse claramente el problema existente y prescribir las correcciones.

A continuación discutiremos detalladamente las causas más comunes de vibración en maquinaria.

Vibraciones ocasionadas por Desequilibrio Dinámico.-

El desequilibrio o desbalance es quizás la causa más común de vibración en maquinaria, siendo sus características poco complicadas y de fácil reconocimiento.

La frecuencia de las vibraciones producidas por desequilibrio en ciclos/min, es igual a la frecuencia de rotación en RPM de la parte, y la amplitud de la vibración es proporcional a la cantidad de desbalance presente.

Normalmente en desequilibrio, la mayor amplitud la encontramos en la dirección radial (tanto horizontal como vertical), sin embargo, en el caso de un rotor desbalanceado en voladizo como el mostrado en la Fig. (3.1) nos encontraremos con una alta amplitud de vibración axial quizá más alta que la amplitud de vibración radial (12).

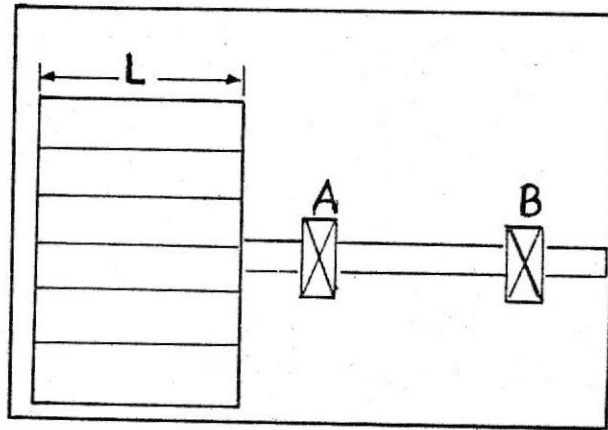


Fig. 3.1.- Rotor en Voladizo

El desbalance es a menudo simplemente definido como una desigual distribución de la masa del rotor alrededor de su centro de rotación, o de acuerdo a la ISO (International Standards Organization); "aquella condición existente en un rotor cuando fuerzas vibratorias o movimiento es impartido a los cojinetes como resultado de fuerzas centrífugas".

Desequilibrio excesivo resulta en vibración del rotor y de sus cojinetes de soporte.

Causas de Desbalance.- Hay muchas razones por las que podemos encontrar desequilibrio en un rotor. Las causas mas comunes, las pode-

mos encontrar en Fig. 3.2. Las fallas han sido exageradas, pero existen en la casi totalidad de las piezas rotatorias manufacturadas.

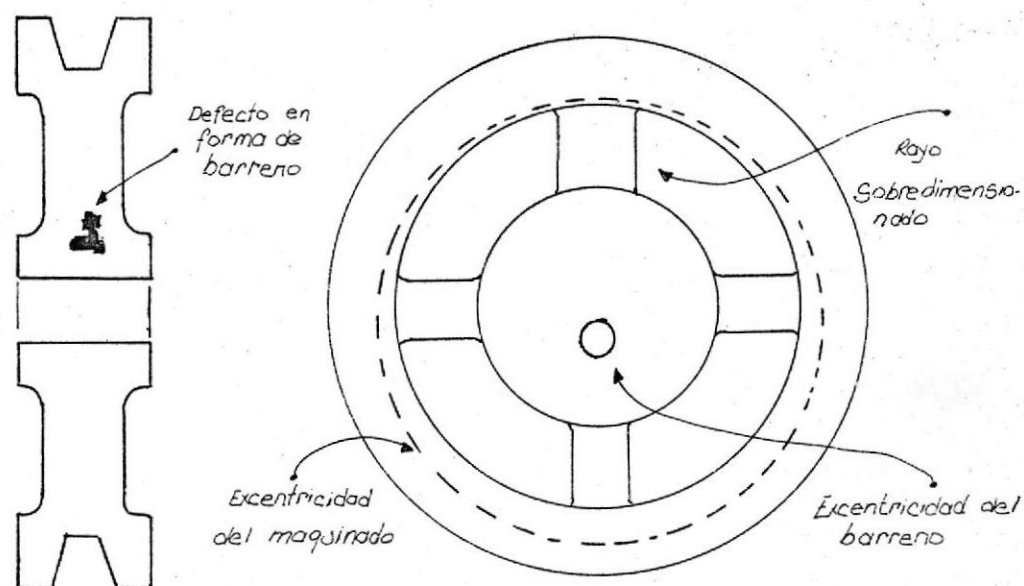


Fig. 3.2.- Causas de Desequilibrio Dinámico

Poros en piezas fundidas; algunas veces, piezas rotantes fundidas como impelentes de bombas o poleas grandes tienen en su interior poros o burbujas de gases retenidos durante el proceso de fundición.

Los poros están presentes dentro del material, son indetectables a una inspección visual, pero el vacío de material que crean, representa un significativo desbalance.

Excentricidad.- Tenemos excentricidad cuando el centro geométrico de una parte rotante no coincide con el centro de rotación de la misma, o cuando el centro de rotación del eje no es el mismo que el centro geométrico de la pieza rotante. Por lo tanto, tenemos más peso a un lado del centro de rotación que en otro y de ahí la causa del desequilibrio.

Ejemplos de Excentricidad los tenemos en la Fig. (3.3). En el caso del cojinete antifricción, el agujero de la pista interior no es concéntrico con el centro geométrico de la pista interior. El resultado puede aparecer como desbalance de la pieza montada sobre el cojinete, sin embargo, al balancear el rotor, las fuerzas que causan la vibración serán compensadas y la vibración desaparecerá. Es por esta razón que el balanceamiento de un rotor en sus propios cojinetes es recomendado. Ahora debemos tener cuidado de que la posición de la pista interior con el eje de la pieza rotante no varíe, puesto que la excentricidad de la pista es compensada por los pesos balanceadores en el rotor.

En algunos casos, la excentricidad no puede ser corregida por técnicas rutinarias de balanceamiento; la excentricidad puede también producir fuerzas de reacción, las cuales no pueden ser corregidas por un simple balanceamiento. Por ejemplo, si tenemos un engranaje excéntrico como el de la Fig. (3.3), éste produce fuerzas de reacción que no se pueden corregir por equilibrado (12).

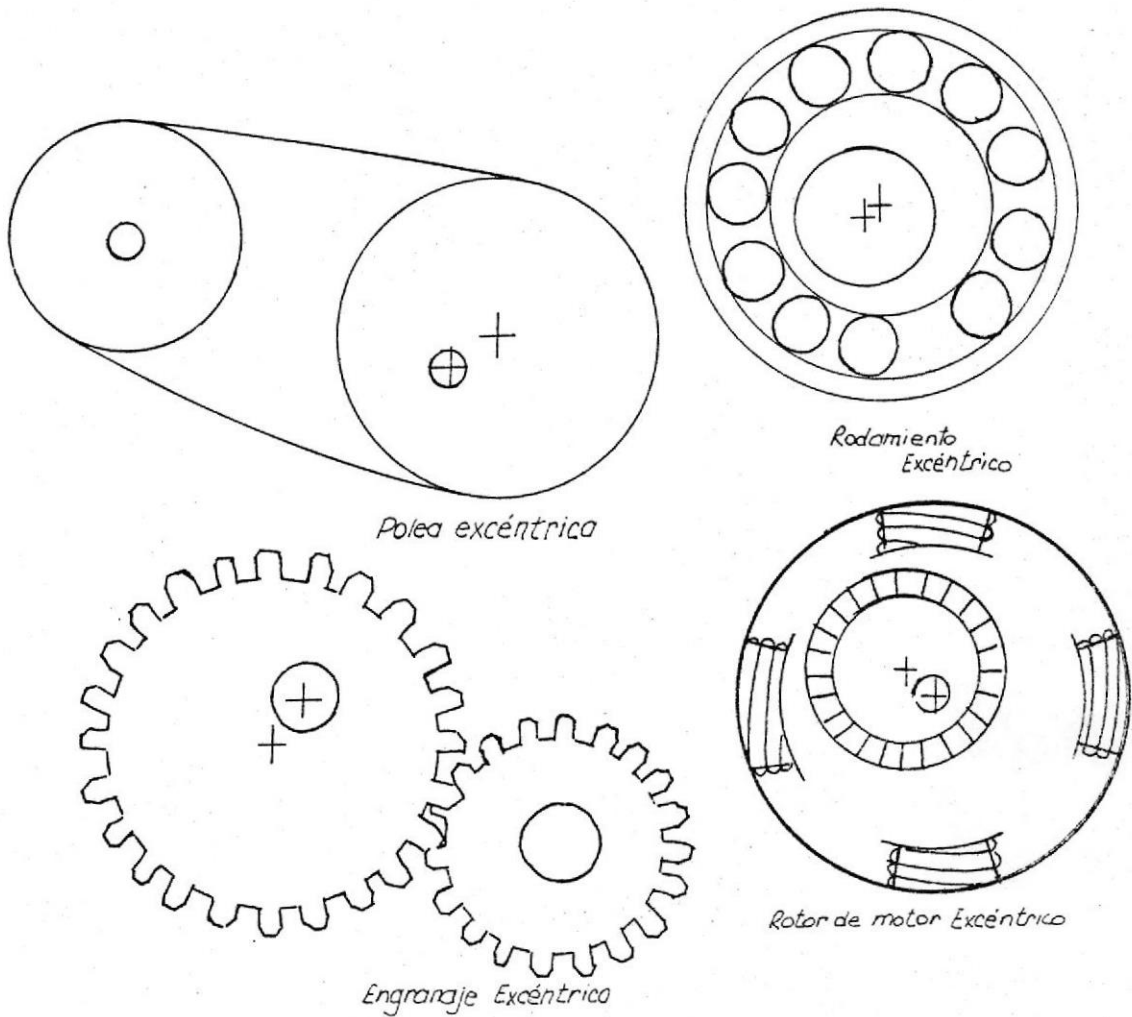


Fig. 3.3.- Causas de Excentricidad

Excentricidad de poleas de bandas en "V" (Fig. 3.3) resulta en fuerzas de reacción de una manera similar a engranajes excéntricos. En este caso, la mayor componente de vibración la encontraremos en la dirección de la tensión de banda, a una frecuencia igual a  $1 \times \text{RPM}$  de la polea excéntrica.

De nuevo, la vibración parece producida por desbalance pero no puede ser corregida aplicando pesos balanceadores.

En el caso de excentricidad del rotor con respecto a su armadura (Fig. 3.3), una fuerza a  $1 \times \text{RPM}$  es generada entre la armadura y el estator debida a que la atracción magnética entre el rotor y la armadura varía. Una manera fácil de chequear la excentricidad en motores eléctricos es el medir la vibración total, sin filtro, con el motor operando. Luego, desconectamos la tensión y observamos que pasa con la amplitud de vibración. Si la amplitud de vibración decrece gradualmente a medida que decrece la frecuencia de rotación, el problema es desbalance. Si la amplitud de vibración decrece casi instantáneamente al desconectar la corriente, el problema es eléctrico y posiblemente debido a excentricidad de la armadura.

Chavetas y Chaveteros.- Desafortunadamente hay muy pocos fabricantes de equipos que consideren la adición de chavetas cuando equilibran sus equipos, los fabricantes de poleas, por ejemplo, equilibran la polea sin considerar la falta de masa del chavetero y los fabricantes de un motor equilibran el rotor con la chaveta completa acoplada a él, o sencillamente sin ella. Ahora, cuando los dos equipos que han sido balanceados previamente sin la chaveta, (polea y motor), se acoplan, el desequilibrio se hace presente, o de la misma manera si los dos equipos han sido balanceados previamente con la chaveta completa, al acoplarlos el desequilibrio también se hace presente.

En general, al acoplar dos equipos, las características dinámicas

del conjunto cambian, y aunque los rotores estén equilibrados, el sistema total puede ser excitado a vibrar.

**Distorsión.**- Aunque el fabricante de un equipo equilibre correctamente su equipo, hay algunos factores que distorsionan o cambian la forma del rotor y alteran por lo tanto el equilibrio inicial que tenga. Entre las causas más comunes tenemos el alivio de tensiones y la distorsión térmica.

El alivio de tensiones es un problema común que aparece con rotores que han sido fabricados con soldadura. Toda pieza que haya sido fabricada por procesos de prensado, flexado, extrusión, etc. está sometida a un gran esfuerzo interno. Si la pieza no ha sido sometida a un recocido o alivio de tensiones, este proceso se lleva a efecto naturalmente durante un período de tiempo relativamente largo; como resultado de esto, el rotor se distorsiona ligeramente, toma una nueva forma y se desequilibra.

Distorsiones que ocurren con cambios de temperatura son las llamadas "Distorsiones Térmicas". Son producidas por la expansión del metal al ser calentado y la pieza tenga pequeñas imperfecciones, o tenga un calentamiento desigual, lo que trae como consecuencia una expansión desigual del metal y la distorsión.

Esta distorsión térmica es común en piezas que trabajan a elevadas temperaturas incluyendo motores eléctricos, compresores, ventiladores, etc.

Cuando tengamos problemas de desequilibrio por distorsión térmica es aconsejable el balancear el rotor en su condición normal de operación, así el rotor esté equilibrado cuando esté frío.

Tolerancias de Ajuste.- Una causa común de vibración es la acumulación de tolerancias en el ensamblado de un equipo. Casos como el que se muestra en la Fig. (3.4) son muy frecuentes en la práctica.

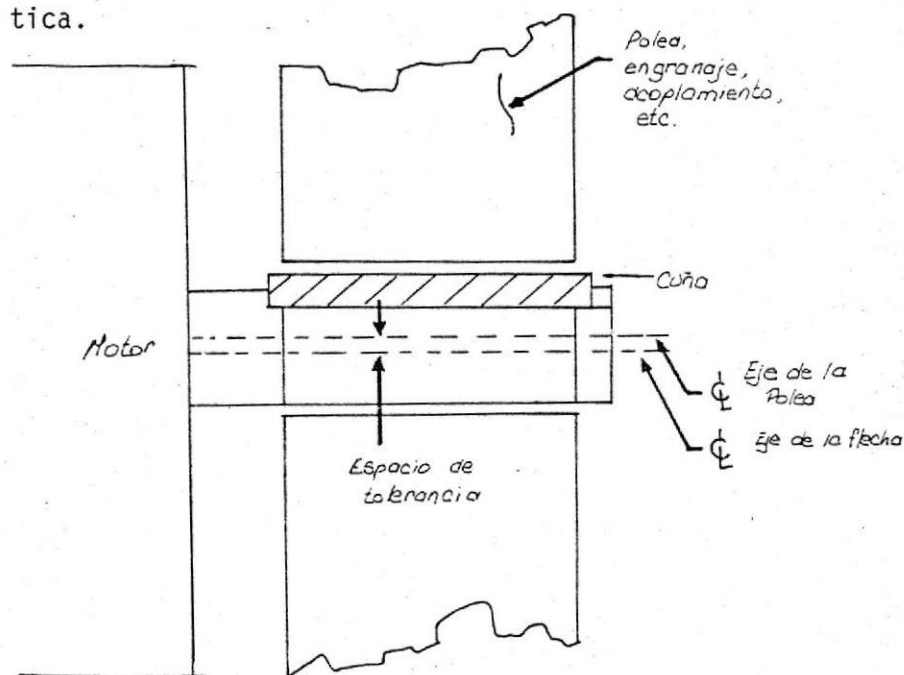


Fig. 3.4.- Tolerancias de Ensamble

El barreno de la polea es necesariamente más grande que el diámetro de la flecha y cuando se colocan tornillos prisioneros o cuñas, el desplazamiento natural de la tolerancia hace que el peso de la polea se recorra hacia uno de los lados del centro de rotación de la flecha; y esto basta para dejar al mecanismo fuera del equilibrio dinámico.

Corrosión y Desgaste.- Ventiladores, Rotores de Bomba, Compresores y otros tipos de rotores envueltos en manejo de materiales, están sujetos a corrosión o desgaste. Si la corrosión o desgaste no ocurre uniformemente el desequilibrio se presenta.

Incrustaciones.- Igual que en el caso anterior, los rotores envueltos en manejo de materiales pueden desequilibrarse por incrustaciones desiguales en el rotor. Como resultado tenemos un incremento gradual del desbalance, lo que nos puede traer en poco tiempo un serio problema.

En definitiva, cualquiera de las causas de desequilibrio mencionadas anteriormente se presentan, en mayor o menor grado, en cualquier rotor. El vector suma de todos los desequilibrios puede ser considerado como actuando en un punto, llamado el "punto pesado". Al balancear, nuestro propósito será encontrar la magnitud y posición de este punto pesado para así remover una cantidad igual de peso en esa posición o añadirla en una posición directamente opuesta ( $180^\circ$ ).

Tipos de Desbalance.-

Consideremos un cuerpo rígido que gira con una velocidad angular constante  $\omega$  sobre un eje llamado el eje de las X, como se ilustra en la Fig. (3.5). El eje de las Y lo consideramos fijo y que rota con el cuerpo rígido. La componente Y de la fuerza de inercia asociada a un elemento diferencial de masa  $dm$  es  $\omega^2 y dm$ . De la mis-

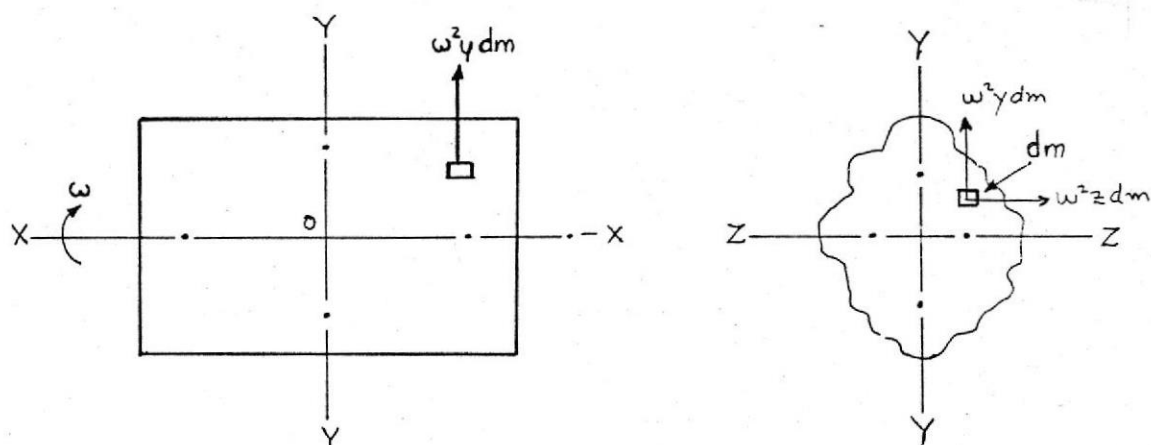


Fig. 3.5.- Cuerpo Rígido rotando alrededor del Eje X-X

ma manera, la componente Z de la fuerza de inercia es  $\omega^2 z dm$

La componente total de la fuerza inercial se obtiene por integración sobre el cuerpo rígido.

$$F_y = \omega^2 \int y dm \quad F_z = \omega^2 \int z dm \quad (3.1)$$

Ahora, el centro de gravedad de un cuerpo rígido está determinado por las coordenadas  $Y_c$  y  $Z_c$ :

$$Y_c = \frac{\int y dm}{\int dm} \quad Z_c = \frac{\int z dm}{\int dm} \quad (3.2)$$

Sustituyendo (3.2) en (3.1) y observando que  $\int dm = m$  tenemos:

$$F_y = m y_c \omega^2 \quad F_z = m z_c \omega^2$$

Puesto que las ejes Y y Z giran con el cuerpo, las direcciones

de las fuerzas  $F_y$  y  $F_z$  también giran. Luego, con respecto a las coordenadas fijas en el espacio, estas fuerzas oscilan y tienden a inducir vibración.

Para que el cuerpo pueda rotar, es necesario que los cojinetes en los que se apoya soporten las fuerzas  $F_y$  y  $F_z$ , y estas fuerzas podrán reducirse a cero, sólo si:  $Y_c = Z_c = 0$ . Es decir cuando el centro de gravedad del cuerpo coincida con el centro de rotación. Esta es la condición necesaria para equilibrio estático. Para equilibrio dinámico también se debe cumplir  $\Sigma M_z = 0, \Sigma M_y = 0$ , el eje de rotación debe coincidir con un eje principal de inercia.

El centro de gravedad de un rotor puede ser desplazado hacia el eje de rotación de sus cojinetes de dos formas. Los cojinetes pueden modificarse de tal forma que su eje de rotación coincida con el centro de gravedad del rotor. Teóricamente éste es un procedimiento válido para reducir al mínimo el desequilibrio causado por desplazamiento del centro de gravedad con respecto al eje de rotación, pero en la práctica es difícil de realizar. En vez de esto, es más fácil lograr un desplazamiento radial del centro de gravedad del rotor agregando o quitando masa del mismo, como se muestra en la Fig. (3.6).

El proceso de efectuar la coincidencia del centro de gravedad de un rotor y el eje de rotación del mismo se denomina "equilibrado estático" (o en un plano).

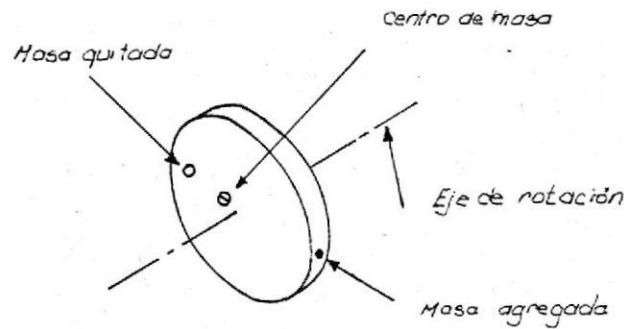


Fig. 3.6.- Equilibrio en un Plano

Un rotor apoyado sobre dos cojinetes y que ha sido equilibrado estáticamente no girará bajo la sola influencia de la fuerza de gravedad y podrá colocarse en cualquier posición y permanece en esa posición. Sin embargo, si no ha sido equilibrado estáticamente, entonces de cualquier posición en que se coloque inicialmente, tenderá a girar hacia aquella posición en la cual el centro de la gravedad quede en el punto más bajo.

Consideremos ahora los momentos de las fuerzas diferenciales de inercia  $\omega^2 y dm$  con respecto al eje  $z$  que pasa por el punto  $O$  de la Fig. (3.5). El momento total es la integral de todas las fuerzas diferenciales.

$$M_z = \int \omega^2 x y dm = \omega^2 \int x y dm = I_{xy} \omega^2$$

Donde  $I_{xy}$  es el producto de inercia con respecto a los ejes  $X$  y  $Y$ .

Para poder sostener la rotación del cuerpo sobre el eje  $X$ , es ne-

cesario que los cojinetes ejerzan fuerzas en la dirección del eje  $Y$  cuyos momentos sean iguales a  $M_z$ . Así, las fuerzas en los cojinetes en la dirección  $Y$  solamente pueden eliminarse si el producto de inercia  $I_{xy}$  es cero.

De manera similar, las fuerzas de los cojinetes en la dirección  $z$  se anulan si  $I_{xz}$  es cero. Si dos de los productos de Inercia de un cuerpo rígido con respecto a un sistema de ejes ortogonales son cero, tales ejes son los llamados ejes principales de inercia del cuerpo. Un cuerpo que gire libremente en el espacio a una velocidad angular constante, tiende a girar alrededor de sus ejes principales de inercia. Entonces las reacciones ocurridas en los cojinetes de apoyo debido a la rotación se hacen cero, y la rotación queda libre de vibración. Esta es la condición ideal que se persigue en el diseño de maquinaria rotatoria.

Para obtener balanceamiento perfecto, es necesario que las propiedades del cuerpo que gira puedan modificarse de tal manera que un eje principal de inercia coincida con el eje de rotación.

El proceso de llevar el eje principal de inercia del rotor en coincidencia con el eje de rotación se llama "Balanceamiento Dinámico" (o de dos planos).

En el caso de que el rotor sea un cuerpo alargado, el simple balanceo estático no es suficiente. La Fig. (3.7) muestra un rotor "ideal" es decir con perfecta simetría rotacional excepto

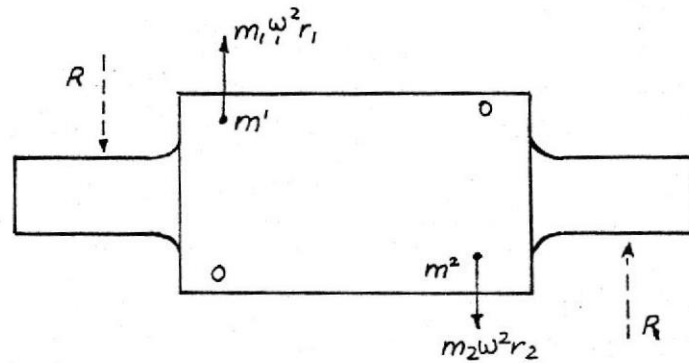


Fig. 3.7.- Un Rotor Dinámicamente desbalanceado origina en sus apoyos reacciones rotativas iguales, pero de sentido contrario.

por dos masas iguales  $m_1$  y  $m_2$  que se encuentran acopladas en dos puntos simétricamente opuestos. Es obvio que el rotor permanece todavía en equilibrio estático, puesto que estas dos masas no desplazan el centro de gravedad del centro del eje de la flecha. Pero en la rotación las fuerzas centrífugas que actúan sobre  $m_1$  y  $m_2$  constituyen un momento que origina en los apoyos reacciones rotativas  $R$  tal como se indica en la Fig. 3.7.

Decimos, por tanto, que el rotor está estáticamente balanceado pero dinámicamente desbalanceado, por el hecho de que este tipo de desbalanceo sólo puede detectarse mediante una prueba dinámica.

Demostraremos a continuación que cualquier desbalanceo de un rotor rígido (estático, dinámico o combinado) puede corregirse colocando pesos adecuados en dos planos diferentes, generalmente los extremos I y II debido a su fácil acceso (Fig. 3.8). Supongamos

que el desbalanceo existente  $mr$  es de 4 onz-pulg a un cuarto de la longitud del rotor y de 3 onz-pulg en el centro entre los planos I y II pero girado  $90^\circ$  con respecto al primer desbalanceo.

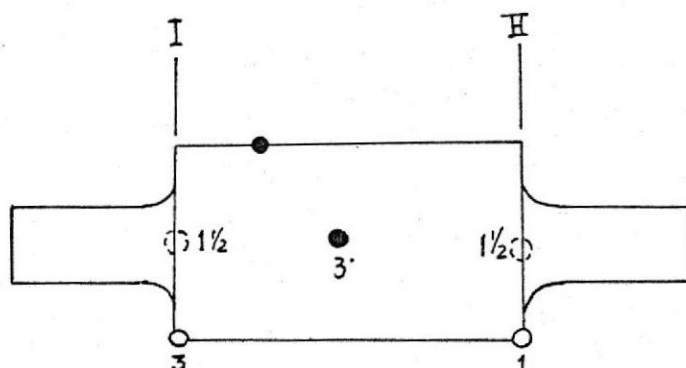


Fig. 3.8.- El desequilibrio de un Rotor Rígido, puede corregirse colocando un peso en cada uno de los planos I y II.

Para determinar las masas correctivas que deberán colocarse en los planos I y II, deberá obtenerse primero la corrección para el desequilibrio de las 4 unidades, después para el de 3 unidades y finalmente la suma de las correcciones individuales. El desequilibrio de 4 unidades originará una fuerza centrífuga rotativa de 4 unidades, que podrá mantenerse en equilibrio estático mediante un peso de 3 unidades en I y un peso de 1 unidad en II, en una posición a  $180^\circ$  del desequilibrio original.

El desequilibrio de 3 unidades se corrige colocando una masa de

1 1/2 unidades en cada uno de los dos planos y a  $180^\circ$  del desequilibrio original. Así, en total tenemos que colocar en el plano I una masa de 3 unidades y una de 1 1/2 unidades separadas  $90^\circ$ . Como las fuerzas centrífugas producidas por estas masas se pueden sumar vectorialmente, podemos colocar sólo una masa de corrección en el plano I y su magnitud será de  $\sqrt{(3)^2 + (1\frac{1}{2})^2} = 3,36$  unidades y a un ángulo  $\alpha = \text{tg}^{-1} 0.5$  desde la posición del desequilibrio de 4 unidades (Fig. 3.9). De la misma manera la corrección total en el plano II sería de una masa de  $\sqrt{1 + (1\frac{1}{2})^2} = 1.8$  unidades en un ángulo  $\beta = \text{tg}^{-1} 1.5$  desde la misma posición del desequilibrio de 4 unidades. (Fig. 3.9).

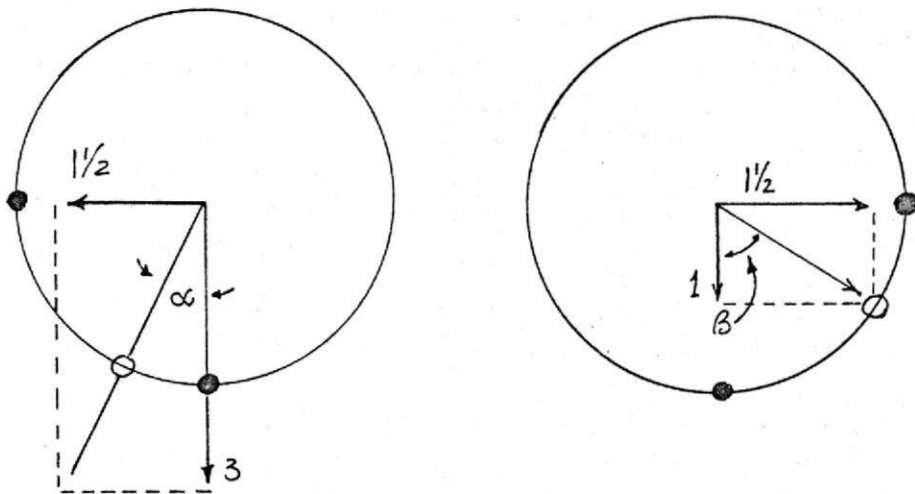


Fig. 3.9.- Pesos Balanceadores para el Rotor de la Fig. 3.8

Este procedimiento puede aplicarse a cualquier número de masas des-

balanceadas, de manera que cualquier balanceo de un rotor rígido puede corregirse mediante la colocación de una sola masa en cada uno de los dos planos de balanceo.

Técnicas de balanceamiento estático y dinámico (un plano, dos planos y rotores en voladizo) las trataremos en el Apéndice D.

Balanceo de Rotores Flexibles.- Al comentar anteriormente el efecto de las masas desbalanceadas, hemos supuesto que el rotor no se ha deformado a causa de ellas.

Cuando la operación se desarrolla a velocidades de rotación muy inferiores a la primera velocidad crítica, dicha suposición está perfectamente justificada, pero a velocidades de rotación mayores que la mitad de la primera crítica flexional (6) o más del 70% (12), el rotor sufre deformaciones que ya no pueden ignorarse en vista de que en estas condiciones aparecen nuevas fuerzas centrífugas, aparte de las ocasionadas por el desequilibrio inicial. Así, si por ejemplo tenemos una unidad de desequilibrio en el centro de un rotor rígido y simétrico, la fuerza centrífuga unitaria, debida a este desequilibrio producirá en los apoyos, reacciones de media unidad cada uno. Por otro lado, si el rotor es flexible, la fuerza centrífuga deformará la estructura y desplazará a la línea central de su posición original, girará en torno y se establecerá una nueva fuerza centrífuga que alterará las reacciones en los apoyos.

Podemos equilibrar, de todas maneras, agregando directamente masas correctoras en la mitad opuesta al desbalanceo original, pero preferimos equilibrarlas en dos planos definidos, cercanos a los extremos finales.

Supongamos que el rotor sea una flecha uniforme y que los planos de balanceo están a un sexto de la longitud total de cada extremo. Evidentemente el rotor se balanceará colocando en cada plano correcciones de magnitud  $1/2$ . Fig. (3.10a) (6).

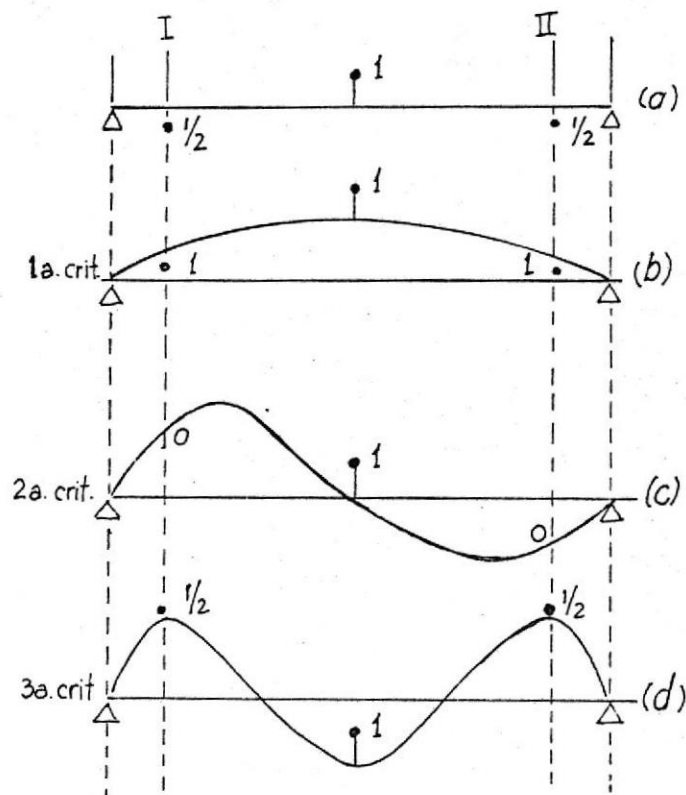


Fig. 3.10.- En un Rotor Flexible, los pesos balanceadores adecuados que debemos colocar en los Planos I y II varían con la velocidad de rotación.

Cuando el rotor desbalanceado gira a su primera velocidad crítica, su curva de deformación es una senoide, de una amplitud tan grande que el desbalanceo "inducido" es mucho mayor que el desbalanceo unitario original. Así, el desbalanceo original no afecta la configuración de la curva de deformación, la cual en los planos de balanceo, su amplitud es la mitad de la que tiene en su parte media. La corrección apropiada tiene que ser por la misma cantidad que el desbalanceo original. Esto puede entenderse si deformamos más la flecha, las fuerzas centrífugas exclusivas del desbalance original están en equilibrio con las fuerzas elásticas, en cualquier posición de la flecha, ya que hay resonancia. Al aumentar en el centro la deformación en  $\delta$  el trabajo efectuado por el desbalance es  $\delta \times 1$  y el trabajo efectuado por cada uno de los dos pesos correctores es  $1/2 \delta \times 1$ , Se ve que el equilibrio permanece indiferente (característica de un rotor balanceado a una velocidad crítica) cuando los pesos correctores se hacen de una unidad completa cada uno. Fig. (3.10)(6).

En la segunda velocidad crítica el desbalanceo central no se desplaza de su posición; así que no se necesitan pesos correctores. En la tercera velocidad crítica, los pesos correctores tienen que ser de media unidad y situados en los lados opuestos a los que estaban en las velocidades bajas. Fig. (3.10c y d) (6).

Así llegamos a la conclusión de que, un rotor flexible puede balancearse en dos planos solamente para una velocidad, y se tiene como regla que el rotor se desequilibra a cualquier otra velocidad.

Primeras, segundas y terceras velocidades críticas de rotores son a menudo encontradas en bombas y compresores centrífugos, en turbinas de gas y de vapor. Estas máquinas requieren que los pesos balanceadores sean colocados en varios planos para garantizar una suave operación tanto a baja como a alta velocidad (6).

Por supuesto, no todos los rotores flexibles necesitan balanceamientos en planos múltiples. De que el rotor sea o no balanceado en más de dos planos sólo puede ser determinado considerando la velocidad de rotación normal del rotor y la significación de la deflexión del rotor en los requerimientos funcionales de la máquina. Tomando esto en cuenta, un rotor flexible cae dentro de una de las siguientes categorías:

- 1.- Si el rotor sólo opera a una sola velocidad y hay una pequeña cantidad de deflexión que no acelerará el desgaste de la máquina; el equilibrio en dos planos de corrección para disminuir la vibración en los cojinetes es todo lo que se requiere.
- 2.- Si el rotor flexible opera a una sola velocidad, pero es esencial que la deflexión del rotor sea mínima, un balanceo en

planos múltiples (más de dos) es requerido para minimizar tanto la vibración del cojinete como la deflexión del rotor.

- 3.- Si es esencial que el rotor opere suavemente sobre un gran rango de velocidades donde el rotor sea rígido a bajas velocidades y flexible a altas velocidades, se requiere un equilibrio en planos múltiples.

Ahora, como podemos observar, hay tres tipos de problemas de balanceamiento; un plano, dos planos y planos múltiples. Sin embargo, la mayoría de los problemas de balanceamiento que nos encontremos podrán ser corregidos en uno o dos planos.

Idealmente, las partes rotatorias deben diseñarse para un equilibrio inherente, se efectúe o no la operación de equilibrado. Los planos y esquemas de la pieza deberán indicar la precisión con que se debe equilibrar el rotor y el método de corrección a seguir de una manera clara para que sea completamente asequible para el departamento de fabricación.

Por lo dicho, el dibujo de producción del rotor deberá incluir los siguientes datos:

- 1.- El plano o los planos en los cuales debe efectuarse la corrección de equilibrado.

Estos planos de corrección deben estar dimensionalmente localizados de la misma forma que otras superficies importantes

del rotor.

De ser posible estos planos deberán permitir que la corrección se aplique en cualquier posición angular.

- 2.- Los detalles completos del método de aplicar la corrección. Si esta se aplica por barrenado, este dibujo debe constar de:
- a) diámetro del agujero,;
  - b) radio al cual se aplica la corrección y
  - c) profundidad máxima permisible.

Si la corrección se aplica con soldadura, los detalles deben incluir: a) Dimensiones de la sección transversal del peso de corrección; b) longitud máxima permisible del peso corrector; c) el espaciado y la localización de las soldaduras con respecto a los extremos del peso, y d) pruebas requeridas para comprobar y asegurar que las soldaduras resistirán las fuerzas aplicadas.

- 3.- La exactitud de equilibrio requerida en términos del método de corrección que ha de emplearse. Por ejemplo, si la corrección se hace por barrenado, la exactitud del equilibrio puede expresarse en unidades de 1/64 de pulg de profundidad del agujero.

Las máquinas balanceadoras son de uso muy común en industrias de medios más desarrollados que el nuestro, para equilibrar ventiladores, rotores de motores eléctricos y otros equipos

rotatorios. Estas máquinas pueden ser operadas por personal semicalificado.

Vibraciones ocasionadas por Desalineamiento.-

El desalineamiento es la segunda en importancia de las causas que originan vibraciones y la razón de ésto es sencilla. A pesar de la existencia de los cojinetes de autoalineamiento y de los acoples flexibles, la alineación correcta de dos flechas junto con sus respectivas chumaceras, de manera que no se produzcan fuerzas que generan vibraciones, es una operación un tanto complicada.

Básicamente, existen dos tipos de desalineamiento (Fig. 3.11):

- a) El angular, en cuyo caso las dos líneas de los ejes correspondientes a dos flechas se cruzan para formar un ángulo.
- b) El de desplazamiento, en donde las líneas de los ejes de dos flechas tienen cierta separación y corren paralelamente. Existe también la posibilidad de que se presente una combinación de estos dos casos (desalineamiento combinado).

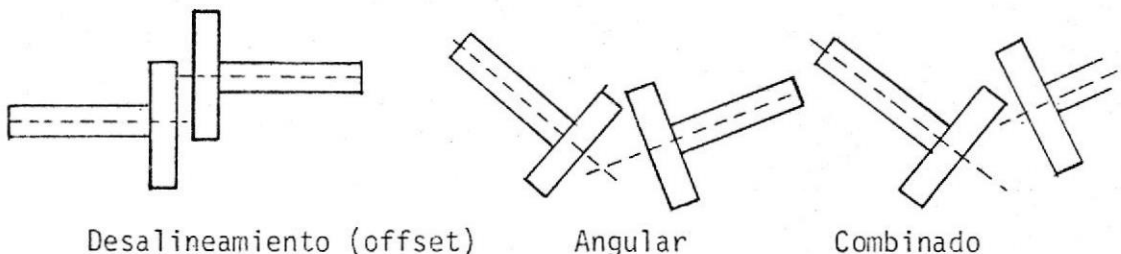


Fig. 3.11.- Tipos de Desalineamiento

Desalineamiento angular, como el mostrado en la Fig. 3.12 (a) somete a los ejes conductor y conducido de una máquina a una vibración axial de la misma frecuencia que la frecuencia de rotación de los ejes.

Desalineamiento de desplazamiento (offset) como el mostrado en la Fig. 3.12 (b) de otro lado, produce una vibración radial al doble de la frecuencia de rotación del eje.

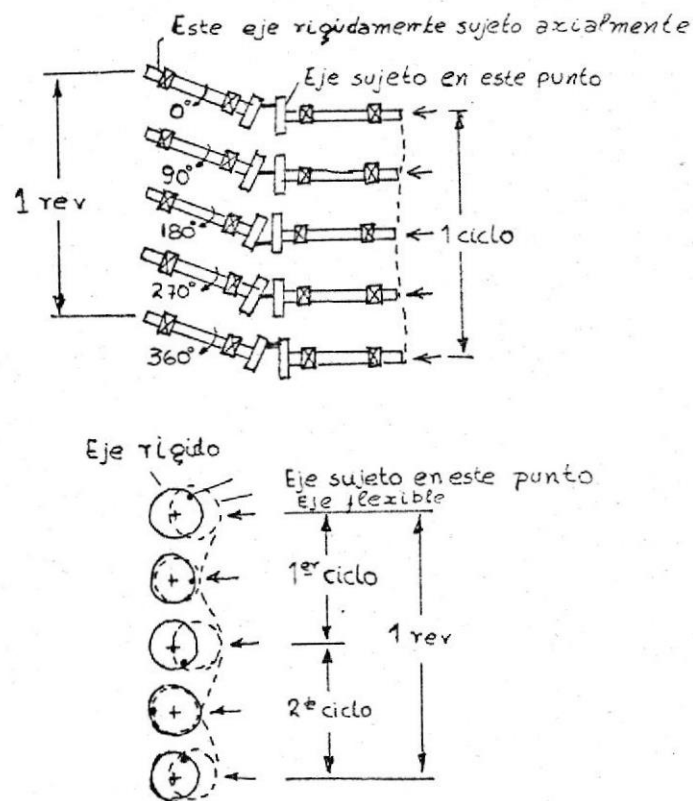


Fig. 3.12.- a) Modelo Simple del efecto de un desalineamiento angular (Vibración, Axial).

b) Desalineamiento de Desplazamiento (Vibración radial).

Una flecha combada actúa en forma muy semejante a la del desalineamiento angular y por ello sus características vibratorias quedan comprendidas dentro del renglón de desalineamiento. Para un análisis más completo del desalineamiento y de los ejes flexados, es necesario desarrollar un análisis de fase, como lo veremos más adelante.

El desalineamiento por tanto, aún en el caso del empleo de acoples flexibles, da como resultado la formación de dos fuerzas, la axial y la radial, que originan vibraciones en ambos sentidos. Esta vibración toma lugar aunque el desalineamiento esté dentro de los límites de "flexibilidad" del acoplamiento. La intensidad de las vibraciones producidas crecerán al aumentar el desalineamiento.

La característica distintiva de las vibraciones ocasionadas por desalineamiento es que se desarrollan en ambos sentidos, radial o axial, o ambos. Si el desalineamiento es de proporciones grandes, pueden presentarse frecuencias vibratorias de segundo y hasta de tercer grado (armónicos al doble o al triple de la frecuencia de rotación del eje). Es imposible predecir dentro de qué condiciones de montaje aparecerán estas vibraciones que corresponden a ordenes de frecuencias más altas, debido al gran número de posibilidades que existe para la combinación de acoplamientos, cargas admisibles de las flechas y tipos de chumaceras.

Puede haber casos de desalineamiento en los que no intervienen

los acoples en ninguna forma, como sucede en el desalineamiento de las chumaceras con respecto a la flecha (Fig. 3.13). En el caso de una chumacera plana (Fig. 3.14), el desalineamiento no producirá vibración alguna mientras no aparezca un desequilibrio en la flecha o en el correspondiente elemento giratorio.

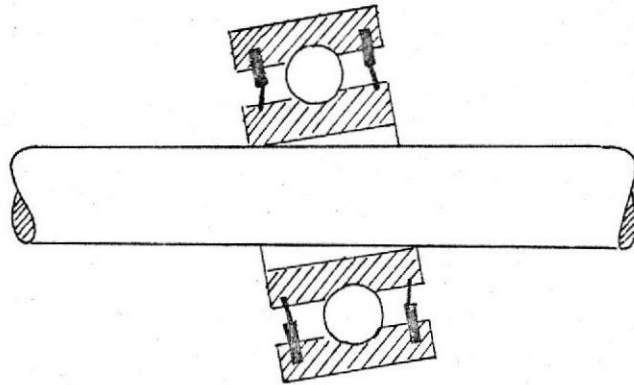


Fig. 3.13.- Chumacera desalineada con respecto al Eje.

Si se presenta en cambio una fuerza derivada del desequilibrio, se producirán vibraciones radiales y axiales, derivadas de la reacción de la chumacera desalineada.

La verdadera causa de la vibración es en este caso el desalineamiento, y ambas vibraciones, la radial y la axial, pueden ser reducidas considerablemente balanceando la pieza rotatoria en sus propios cojinetes.

Si una chumacera dotada de cojinetes antifricción (Fig. 3.13)

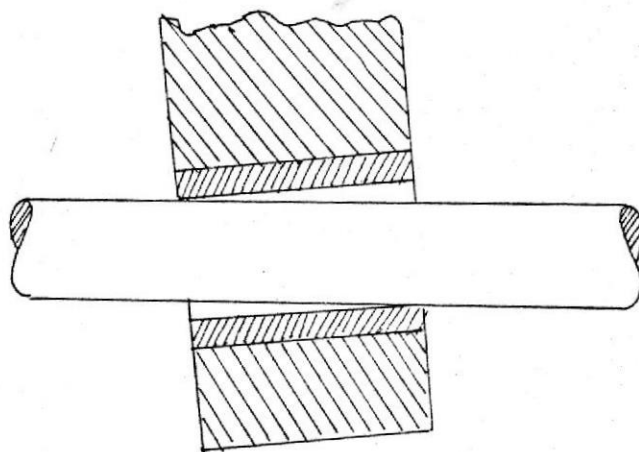


Fig. 3.14.- Desalineamiento de un Cojinete plano con su Eje

se instala con desalineamiento, existirán vibraciones axiales aún cuando el elemento rotatorio esté bien balanceado dinámicamente. En consecuencia, para eliminar la vibración se requiere un montaje correcto.

Otra condición de desalineamiento que se traduce en altas lecturas axiales de vibración es el desalineamiento de poleas usadas en transmisiones de bandas en "V" (Fig. 3.15). El desalineamiento angular y de desplazamiento ilustrado en la figura, (exagerada a propósito), no sólo conduce a una vibración destructiva sino que contribuye a un prematuro desgaste de la polea y de las bandas.

En definitiva, podemos decir que la vibración axial es el indicio más probable de la existencia de desalineamiento y hay una regla de amplia aceptación por los que hacen mantenimiento de maquinaria

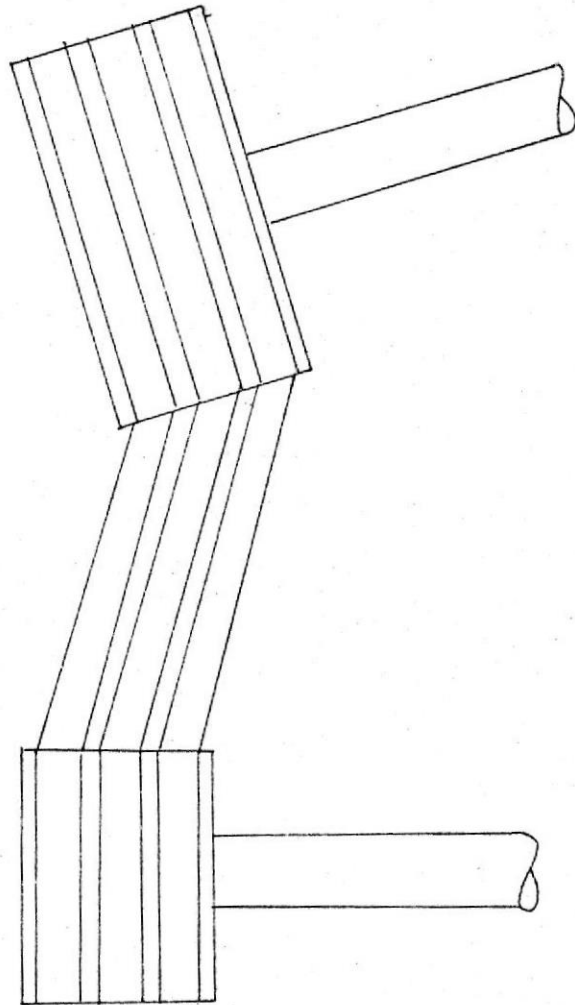


Fig. 3.15.- Desalineamiento angular y/o de desplazamiento en poleas de transmisión de banda en "V".

que dice "Cuando las Vibraciones axiales tienen un equivalente de la mitad o más del valor de las vibraciones radiales, puede sospecharse que existe desalineamiento o algún doblez en cualquiera de los ejes (12) (6), debiéndose proceder a la inmediata corrección de esta anomalía antes de intentar el balanceo dinámico precedente.

Pruebas llevadas a cabo por la IRD Mechanalysis (6) implican la

toma de medidas de amplitud y fase a la frecuencia de rotación y a dos veces la frecuencia de rotación en los cojinetes de un equipo. Estas señales de vibración fueron filtradas en un filtro sintonizador de un analizador de vibraciones IRD 350, de tal manera, que todas las frecuencias, excepto la frecuencia de vibración (ó  $2 \times$  Frecuencia de rotación) fueron eliminadas, permitiendo así un análisis de onda con base tiempo en una pantalla sin la complicación de vibraciones superpuestas. Para proveernos de una referencia de fase, un pickup electromagnético conectado al eje, nos proporciona una señal de un pulso por cada revolución del eje. Esta señal, mezclada con la onda seno de la vibración, causa un pulso agudo en ésta que viaja con la onda.

El programa de pruebas fue aplicado a:

- a) Gran desalineamiento a la derecha
- b) Gran desalineamiento a la izquierda
- c) Alineamiento en el cual la amplitud de vibración fue mínima.

Se encontró que a la frecuencia de rotación no hubo un gran cambio de fase con un cambio en el alineamiento, tanto para la vibración radial como axial.

Con frecuencias del doble de la frecuencia de rotación, el comportamiento fue considerablemente distinto, habiendo cambios de fase del orden de  $180^\circ$  aproximadamente, con cambios en el alineamiento, siendo por tanto el desalineamiento en la dirección radial

particularmente sensitivo. Esto lo mostramos en la Fig. 3.16, donde observamos un pequeño cambio de fase para un cambio de alineamiento. Fig. 3.16 (a) en la vibración radial o axial a la frecuencia de rotación en comparación con un cambio de fase de  $185^\circ$  para un cambio de desalineamiento en la dirección radial al doble de la frecuencia de rotación.

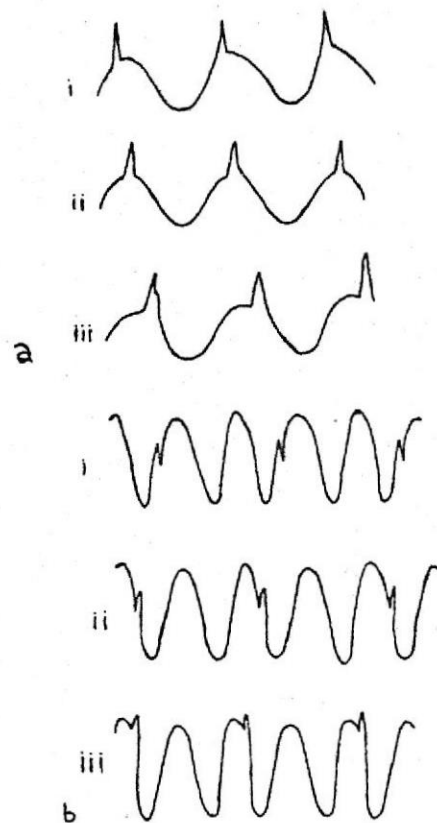


Fig.3.16.- Forma de onda de Vibración Radial:

- a) a la frecuencia de rotación y  
b) al doble de la frecuencia de rotación

- i desalineamiento a la derecha  
ii Alineamiento correcto  
iii Desalineamiento a la izquierda

### Análisis de Fase: Desalineamiento versus Eje Flexado.-

Como discutimos antes, grandes amplitudes de vibración en la dirección axial preferentemente pueden ser debidas a los siguientes defectos mecánicos:

- 1.- Desalineamiento de acoples
- 2.- Desalineamiento de chumaceras con sus ejes
- 3.- Ejes flexados o torcidos
- 4.- Desequilibrio de rotores en voladizo

Si tratamos con maquinaria de producción, en la cual una parada de pocas horas representa tremendas pérdidas de producción y si tenemos altas lecturas axiales de vibración, debemos efectuar pruebas posteriores para reducir el número de causas posibles antes de parar la máquina y efectuar las inspecciones y correcciones.

El primer paso consiste en seleccionar una parte del equipo, donde las lecturas de fase sean fáciles de tomar, normalmente, se escoge para este fin los extremos de los ejes (si son visibles) o el acoplamiento (también si es visible), pero es importante recalcar que las observaciones comparativas de fase deben ser hechas usando la misma marca de referencia.

El procedimiento para detectar desalineamiento o flexión de ejes por medio de un análisis de fase es como sigue:

- 1.- Determinar como se está moviendo cada cojinete axialmente, in-

dividualmente. En otras palabras si el cojinete se está torciendo (Twisting), meciéndose (rocking) o simplemente se mueve como un conjunto hacia adelante y hacia atrás.

- 2.- Determinar como los cojinetes se están moviendo axialmente, relativamente, uno de otro, o sea determinar si los cojinetes están vibrando en fase o fuera de fase.

Para llevar a cabo nuestro primer objetivo, es necesario el llevar a efecto algunas medidas axiales de fase en cada cojinete, normalmente se aconsejan cuatro mediciones de fase en cada cojinete (24), como se muestran en la Fig. 3.17.

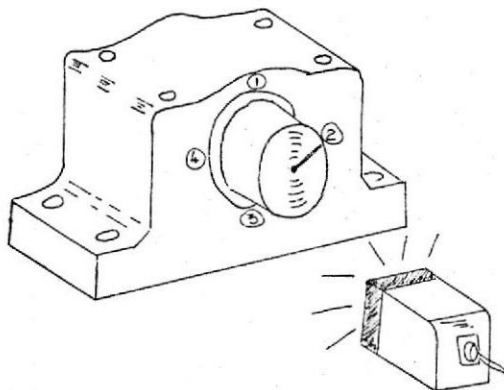


Fig. 3.17.- Medidas axiales de fase en cuatro posiciones en cada cojinete.

Con el filtro del analizador sintonizado a la frecuencia de rotación o sea a los RPM de la máquina, debemos tomar las lecturas de fase axialmente en cada uno de los puntos del cojinete. Con estos datos, tenemos dos posibilidades: a) Las lecturas de fase son sig-

nificativamente diferentes en las cuatro posiciones y b) las lecturas de fase son las mismas para cada una de las cuatro posiciones.

Si las lecturas de fase en el cojinete son significativamente diferentes en las cuatro posiciones, ésto indica que el cojinete está torciéndose (twisting), como se muestra en la Fig. (3.18). Esta acción es característica de ejes los cuales están torcidos cerca del cojinete. Un eje flexado en su centro no causa esta acción en los cojinetes, a menos que la torcedura sea extremadamente severa,

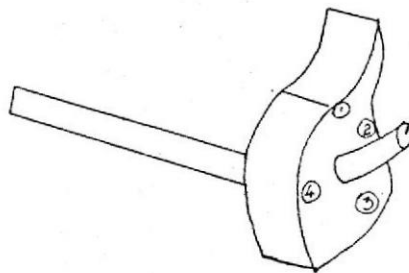


Fig. 3.18.- Si las lecturas de fase en los cuatro puntos del cojinete son distintas, nos indica que el cojinete está torciéndose.

Si las cuatro lecturas de fase en el cojinete son todas aproximadamente la misma, nos indica que el cojinete está vibrando como un todo hacia adelante y hacia atrás como se muestra en la Fig. 3.19. La obtención de estos datos, en este caso, no nos indica la presen-

cia de algún problema en particular en este cojinete, pero los datos de lecturas axiales de fase deben seguir tomándose en los otros cojinetes del equipo, para determinar si es que existen problemas en los otros cojinetes.

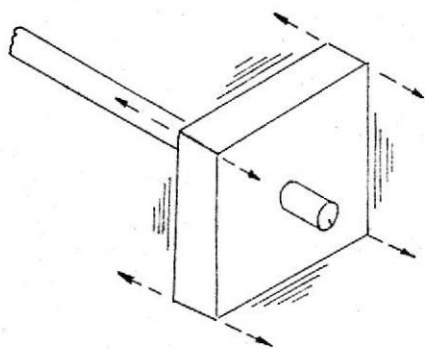
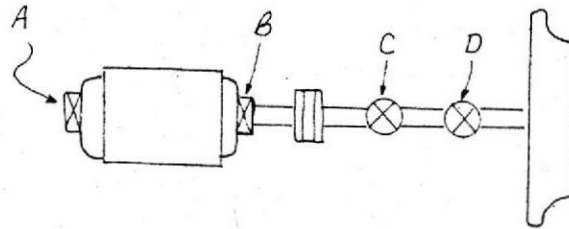


Fig. 3.19.- Si las lecturas de fase en un cojinete son aproximadamente las mismas, nos indica que el cojinete está vibrando axialmente en forma plana.

Luego de que son tomadas las lecturas de fase axiales en cada uno de los cojinetes de la máquina en las cuatro posiciones establecidas, recolectamos todos los datos como se ilustra en la Fig. 3.20.

Debemos tener cuidado en la toma de estos datos, puesto que debemos tener siempre en cuenta que si el sensor cambia de dirección, debemos hacer correcciones en las lecturas de fase tomadas. Así por ejemplo en la Fig. (3.20), si el sensor al tomar las lecturas en los cojinetes A y B cambia de dirección en  $180^\circ$ , las lecturas de



A	B	C	D
(1) → 3:00	(1) → 3:00	(1) → 9:00	(1) → 9:00
(2) → 3:30	(2) → 3:30	(2) → 9:00	(2) → 9:00
(3) → 3:30	(3) → 3:30	(3) → 9:00	(3) → 9:00
(4) → 3:00	(4) → 3:00	(4) → 9:00	(4) → 9:00

Fig. 3.20.- Lecturas Axiales de Fase son tomadas en cada uno de los cojinetes del Equipo.

fase de uno de los cojinetes deben de corregirse también  $180^\circ$ , para que los datos se puedan relacionar entre sí directamente. Por tanto, debemos asumir también una dirección fija para el sensor y hacer las correcciones debidas si cambiamos esta dirección.

Luego de que son tomadas todas las lecturas axiales pertinentes para todos los cojinetes de la máquina, el paso final es el comparar estas lecturas para determinar como se están moviendo axialmente y relativamente uno con respecto a otro. Refiriéndonos nuevamente a la Fig. (3.20), notemos que las lecturas de fase en los cojinetes A y B son aproximadamente las mismas, lo que nos indica que vibran en fase como una sola unidad. De la misma manera, los cojinetes C y D también vibran en fase. Sin embargo, los cojine-

tes B y C están vibrando fuera de fase.

Ahora, si observamos una gran diferencia de fase entre dos cojinetes separados por un acople en cualquier equipo, como B y C del ejemplo de arriba, un desalineamiento entre acoples o acoples defectuosos es probablemente la causa. Si la diferencia de fase es entre dos cojinetes de una máquina, sin acople de por medio, debe ser chequeado el grado de torcedura del eje o un severo desalineamiento de cojinetes.

Si el análisis de fase revela que todos los cojinetes del sistema están vibrando en fase, el problema probablemente será desbalance, especialmente si tratamos con rotores en voladizo. También obtenemos lecturas de fase iguales en todos los cojinetes, cuando la vibración axial es debida a la fundación, la cual tiene una frecuencia natural de vibración en ese sentido, igual a los RPM de la máquina.

Vibraciones ocasionadas por chumaceras antifricción.-

Los rodamientos de las chumaceras antifricción que tienen defectos o imperfecciones en las pistas de rodamiento, bolas o rodillos, darán origen a vibraciones de alta frecuencia, que pueden ser en muchos casos mayores que la frecuencia de rotación de la parte afectada, sin que necesariamente, el múltiplo sea un número par.

El elemento rodante defectuoso del cojinete antifricción produce

las vibraciones a alta frecuencia cuando el elemento golpea a otro en vez de rodar.

Los defectos en estos cojinetes pueden deberse a un excesivo esfuerzo de contacto, cargas desalineadas, defectos en los materiales, lubricantes contaminados y descargas eléctricas entre las bolas y las superficies de rodadura (25).

El contacto con estas áreas defectuosas produce choques mecánicos, lo que trae consigo vibraciones transientes, que disminuyen con el amortiguamiento del sistema.

Estas vibraciones pueden ser medidas con el uso de un acelerómetro. Experimentos llevados a cabo con cuerpos que caen libremente contra una placa de acero, demuestran que el voltaje pico  $E$  dado por el acelerómetro varía directamente proporcional con el cuadrado de la velocidad de choque.

$$E = \alpha(V_S)^2 \quad (3.4)$$

donde  $E$  es el grado de impacto del pulso (shock pulse Rating),  $\alpha$  es una constante del material impactante y  $V_S$  es la velocidad de impacto.

A medida que el cojinete se deteriora, el valor de  $E$  se incrementa; vamos a desarrollar un modelo teórico, que confirma lo anteriormente expuesto. (Fig. 3.21)

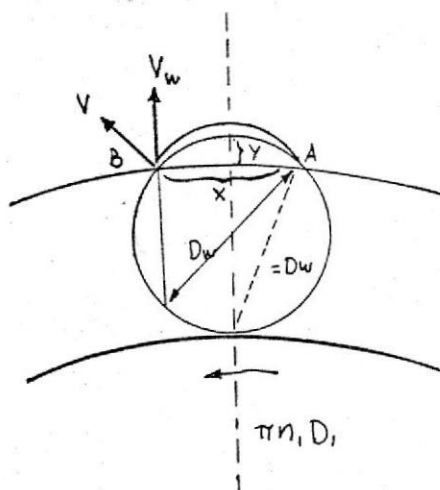


Fig. 3.21.- Modelo Teórico de un Cojinete con la Superficie Exterior defectuosa.

El impacto asumido es causado por el elemento rodante que rota alrededor del punto A y luego golpea el punto B con una velocidad cuya dirección forma un ángulo recto con la línea A-B. También asumimos que no hay deslizamiento entre la superficie interior del rodamiento y el elemento rodante de manera que las velocidades periféricas en el punto de contacto son iguales.

$D_i$  = Diámetro de la superficie de rodadura interior

$D_w$  = Diámetro del elemento rodante

$Y$  = profundidad de penetración del elemento rodante dentro del área defectuosa.

$X$  = Longitud de la cuerda A-B

$V_w$  = velocidad periférica del elemento rodante en el punto de impacto.

$V_S$  = Velocidad de impacto, componente de  $V_\omega$  en la dirección del radio del elemento rodante.

$n_i$  = velocidad de rotación de la superficie interior de rodadura.

A = Centro Instantáneo de rotación

B = punto de impacto sobre el anillo exterior

SPR = (Shock Pulse Rating) Valor del pulso de choque leído por el instrumento.

SPN = Valor calibrado del pulso de choque

N = Factor de calibración

Ahora; asumiendo el punto A como centro instantáneo de rotación, tenemos:

$$\frac{V_\omega}{x} = \frac{\pi n_i D_i}{D_\omega}$$

$$\text{De ahí : } V_\omega = \frac{x \pi n_i D_i}{D_\omega} \quad (3.5)$$

Si el ángulo entre  $V_S$  y  $V_\omega$  es muy pequeño, tenemos que  $V_S \approx V_\omega$

$$\text{luego, } V_S = \frac{x \pi n_i D_i}{D_\omega} \quad (3.6)$$

Por consideraciones geométricas tenemos:

$$y(D_\omega - y) = \frac{x^2}{4}$$

y si  $y$  es pequeña comparada con  $D_\omega$

$$y D_\omega = \frac{x^2}{4}$$

$$x^2 = 4y D_\omega \quad (3.7)$$

sustituyendo (3.7) en (3.6) tenemos:

$$V_s^2 = 4\pi^2 n i^2 y \frac{D i^2}{D \omega} \quad (3.8)$$

Sustituyendo (3.8) en (3.4) tenemos:

$$SPR = E = \alpha 4\pi^2 n i^2 y \frac{D i^2}{D \omega} \quad (3.9)$$

y si hacemos que:

$$\beta = 4\pi^2 \alpha \quad y \quad K = \frac{D i}{\sqrt{D \omega}} \quad (3.10)$$

Finalmente tenemos:

$$SPR = \beta n i^2 K^2 y \quad (3.11)$$

Donde  $\beta$  y  $K$ , son propiedades del material impactante.

El modelo presentado arriba muestra que el valor medido por el instrumento (SPR) es directamente proporcional a la profundidad de penetración del elemento rotante dentro de la falla. Para valores constantes de  $\beta$ ,  $n i$  y  $K$ , el valor de SPR sólo depende de la profundidad de penetración. Para poder comparar rápidamente los valores medidos de un mismo cojinete o diferentes cojinetes a diferentes velocidades de rotación, los resultados son calibrados usando el factor

$$N = \left( \frac{10000}{n i K} \right)^2 \quad (3.12)$$

$$\text{Luego } SPN = N * SPR \quad (3.13)$$

Lo anteriormente expuesto es el principio de operación de los medidores de pulsos de choque (Shock Pulse Meter) usados en la detección de fallas de cojinetes.

Cualquier tipo de desperfecto en un cojinete se manifiesta como un defecto en la superficie de rodadura o en las bolas (25).

Tales fallas pueden ser detectadas por un análisis de frecuencia de la señal obtenida del cojinete.

Vibraciones a frecuencias características son producidas por los elementos rodantes al pasar por una imperfección en la superficie interior o exterior de rodadura. Las frecuencias teóricas de estas vibraciones pueden ser calculadas teóricamente (25)(26)(6)(27)(28).

Las características importantes de los cojinetes de contacto rodante son las siguientes: (Fig. 3.22).

$r_1$  = radio de la superficie interior de rodadura

$r_2$  = radio de la superficie exterior de rodadura

$r_b$  = radio de los elementos rodantes

$r_t$  = radio del tren de los elementos rodantes

$n$  = número de elementos rodantes

$f_R$  = frecuencia fundamental de rotación de la flecha

$f_t$  = frecuencia fundamental de rotación del tren

$f_b$  = frecuencia fundamental de rotación de los elementos rodantes

$f_1$  = frecuencia debida a la superficie interior de rodadura

$f_2$  = frecuencia debida a la superficie exterior de rodadura

Las cinco frecuencias discretas más prominentes son: (28)

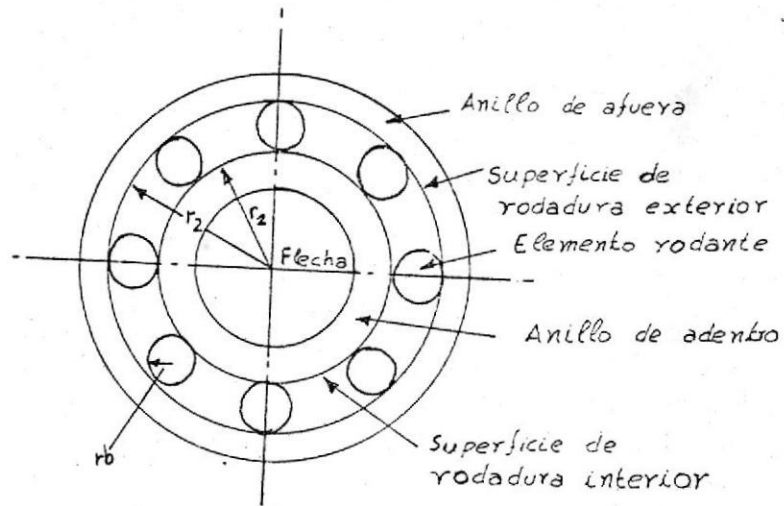


Fig. 3.22.- Diagrama Esquemático de un Cojinete de Bolas

- 1.- La frecuencia fundamental de rotación  $f_r$  aparece al más ligero desequilibrio o excentricidad de la flecha o de la superficie interior de rodadura.
- 2.- La frecuencia  $f_t$  debida a la rotación del tren de los elementos rodantes, indica cualquier irregularidad de un elemento o de la jaula. La frecuencia  $f_t$  se expresa por

$$f_t = f_r \left( \frac{r_1}{r_1 + r_2} \right) \quad (3.14)$$

- 3.- La frecuencia  $f_b$  es la frecuencia de giro de un elemento rodante, cualquier punto disparejo o muesca de un elemento produce una componente de frecuencia  $f'_b = 2f_b$  debido a que el punto golpea las superficies interior y exterior alternativamente. La frecuencia  $f_b$  se expresa por

$$f_b = \left( \frac{r_2}{r_b} \right) f_t \quad (3.15)$$

- 4.- La frecuencia  $f_1$  se presenta si hay alguna irregularidad (puntos sobresalientes o muescas) sobre la superficie interior de rodadura. En el caso de muchos puntos, la armónica de  $f_1$  será mas pronunciada. La frecuencia  $f_1$  se expresa por

$$f_1 = n(f_r - f_t) \quad (3.16)$$

- 5.- La frecuencia  $f_2$  resulta de irregularidades en la superficie exterior de rodadura. La frecuencia  $f_2$  se expresa por

$$f_2 = n f_1 \quad (3.17)$$

Las ecuaciones (3.14) a (3.17) no son más que las frecuencias relativas de rotación entre los elementos que forman el cojinete. La demostración teórica de estas frecuencias relativas la presento en el Apéndice E.

Así por ejemplo, para un rodamiento con las características dadas, las frecuencias probables de vibración para algún de-

fecto serán:

$$r_1 = 1.5 \text{ pulg.}$$

$$r_2 = 2 \text{ pulg.}$$

$$r_b = 0.25 \text{ pulg.}$$

$$n = 8$$

$$f_r = 66.7 \text{ Hz (4000 RPM)}$$

a) Frecuencia fundamental de rotación:  $f_r$

b) Frecuencia debida a la rotación del tren:  $f_t$

$$f_t = f_r \left( \frac{r_1}{r_1 + r_2} \right)$$

$$f_t = 66,7 \left( \frac{1,5}{1,5 + 2,0} \right) \text{ Hz}$$

$$f_t = 28,58 \text{ Hz}$$

c) Frecuencia de giro de un elemento rodante:  $f'_b$

$$f_b = \left( \frac{r_2}{r_b} \right) f_t$$

$$f_b = \left( \frac{2,0}{0,25} \right) (28,58) \text{ Hz}$$

$$f_b = 228,64 \text{ Hz}$$

$$f' = 2f_b = 2(228,64) \text{ Hz}$$

$$f' = 457,28 \text{ Hz}$$

$$d) f_1 = n(f_r - f_t)$$

$$f_1 = 8(66,7 - 28,58)\text{Hz}$$

$$f_1 = 686,16 \text{ Hz}$$

$$e) f_2 = nf_t$$

$$f_2 = 18(28,58)\text{Hz}$$

$$f_2 = 514,44 \text{ Hz}$$

Ray L. Martin (25), obtuvo gráficos de densidad espectral de potencia, para rodamientos de bolas con y sin defectos, en operación a 5000RPM con 100 lbs de carga. Figuras (3.24), (3.25), (3.26) y (3.27).

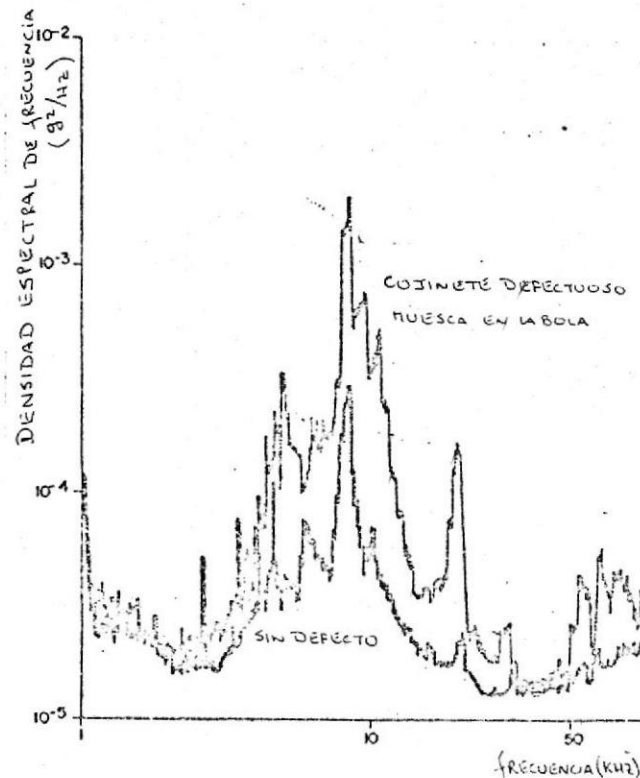


Fig. 3.24.- Rodamiento Defectuoso, Muesca en una Bola

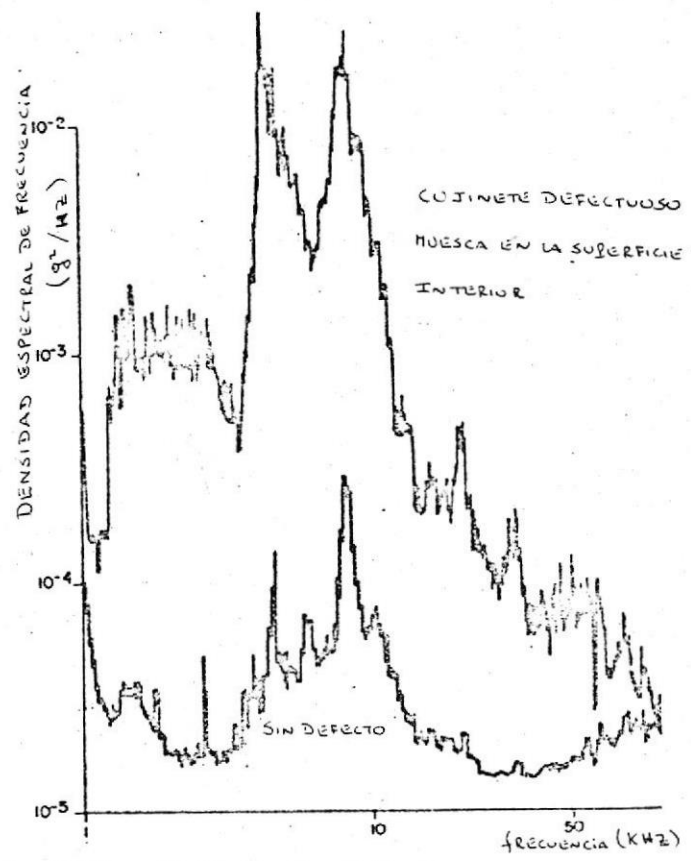


Fig. 3.25.- Rodamiento defectuoso, muesca en la superficie interior de rodadura

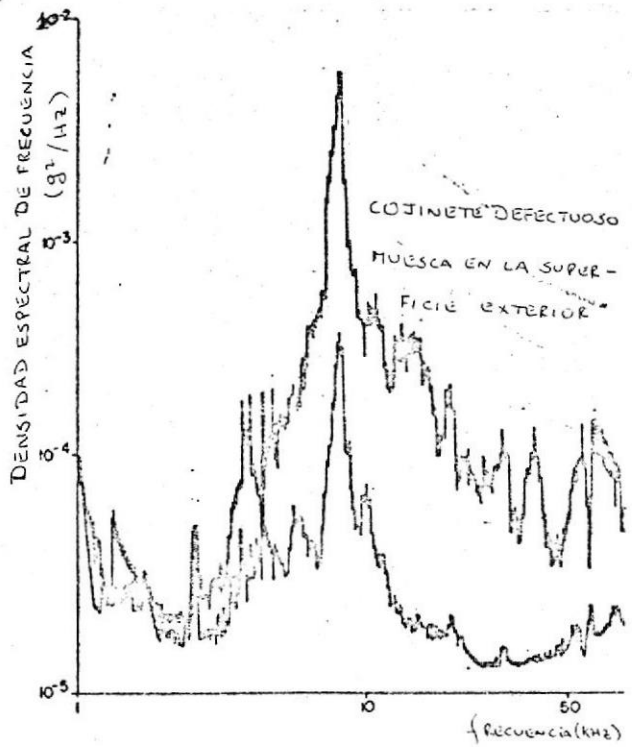


Fig.3.26.- Rodamiento defectuoso, muesca en la superficie exterior de rodadura.

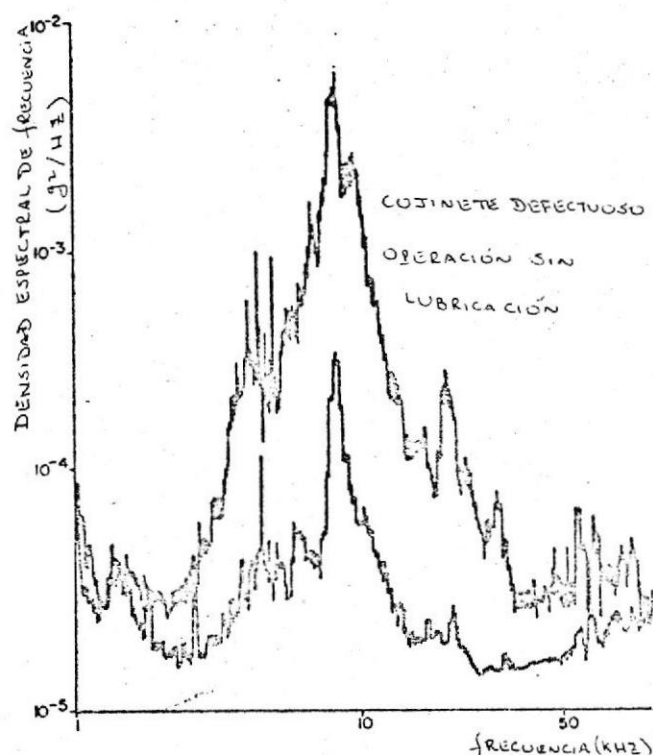


Fig. 3.27.- Rodamiento defectuoso, operación sin lubricación.

Notemos que el cojinete con la muesca en una de las bolas presenta indicaciones de falla a 8 KHz y 20 KHz que son frecuencias cercanas a las frecuencias del primero y segundo modo natural de vibración de la superficie exterior de rodadura. Hay aproximadamente 7 veces más energía a 8 KHz en el rodamiento defectuoso que en el normal.

Para un rodamiento con una muesca en la superficie interior de rodadura, presenta indicaciones de falla a 4KHz y 8 KHz. El pico de 4KHz no se lo identificó, el de 8KHz es nuevamente la frecuencia natural de vibración de la superficie exte-

rior y la amplitud de la señal a esta frecuencia para el cojinete defectuoso es de 53 veces mayor que la amplitud del cojinete en buen estado

Para un rodamiento con el defecto en la superficie exterior de rodadura, presenta indicaciones de falla a 8KHz, de nuevo la frecuencia natural de vibración de la superficie exterior y la amplitud de la señal a esta frecuencia para el cojinete defectuoso. es de 15 veces mayor que la amplitud del cojinete en buen estado.

Para un rodamiento puesto en operación luego de habersele removido el lubricante, presentó un indicativo de falla a 8KHz, con una señal de aproximadamente 19 veces más grande que la del cojinete en buen estado.

Las frecuencias de resonancia de los componentes de un rodamiento son excitadas por cargas de choque. Debido a las interacciones, una combinación de resonancias pueden ser excitadas por un defecto en cualquiera de los componentes del rodamiento. Las frecuencias de resonancia de los elementos rodantes y de las superficies de rodadura pueden ser calculadas usando las ecuaciones 3.18 y 3.19 respectivamente (25).

$$F_b = \frac{0.424}{r} \sqrt{\frac{E}{2\rho}} \quad (3.18)$$

$$F_r = \frac{\omega(\omega^2 - 1)}{2\pi\sqrt{\omega^2 + 1}} \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (3.19)$$

donde:

$F_b$  = frecuencia de resonancia de los elementos rodantes

$F_r$  = frecuencia de resonancia de las superficies de rodadura.

Nomenclatura:

$r$  = Radio del elemento rodante

$E$  = Módulo de elasticidad

$\rho$  = Densidad del elemento rodante

$\omega$  = Número de ondas alrededor de la circunferencia del anillo.

$a$  = radio de la superficie de rodadura desde el eje neutro

$I$  = Momento de inercia de la superficie de rodadura con respecto al eje neutro.

$m$  = masa del anillo por unidad de pie.

Los valores de las frecuencias de resonancia de los elementos rodantes y de las superficies de rodadura son del orden de kilo Hertz (KHz).

Para terminar, mencionemos que las vibraciones ocasionadas en un cojinete se transmiten en menor magnitud a otros puntos de la máquina. Luego, el cojinete defectuoso es aquel en el cual la lectura más alta de vibración se obtiene para la misma frecuencia.

Severos desalineamientos en equipos con rodamientos antifricción también producen altas frecuencias de vibración (usualmente: # de bolas \* RPM del eje), pero esta vibración no es

debida a una falla del rodamiento en sí, y puede desaparecer con un correcto alineamiento del equipo.

Debe tenerse siempre en cuenta que los rodamientos antifricción, pertenecen a los mecanismos ejecutados con la mayor precisión y que no sufren fallas ni averías prematuras, de no intervenir alguna fuerza extraña. Estas fuerzas son a menudo las mismas que dan origen a la vibración. La revisión cuidadosa de toda clase de fuerzas de perturbación, como son el desequilibrio dinámico y el desalineamiento, tiene que hacerse inmediatamente después de haber terminado el reemplazo de un cojinete averiado prematuramente.

Vibraciones ocasionadas por chumaceras de manguito (o chumaceras de chapa).-

A diferencia de los cojinetes antifricción, los cojinetes de chapa no generan vibraciones, salvo en contados casos y a un grado mínimo (29)(23).

Una chumacera de chapa con una luz de tolerancia excesiva, da lugar a la aparición de desequilibrio dinámico, desalineamiento o algún otro esfuerzo generador de vibraciones, que a su vez producen desajustes mecánicos o golpeteo. Sin embargo, la causa de la vibración no es la chumacera. Cuando se sospeche que una chumacera de chapa de un equipo esté defectuosa, pueden efectuarse medios convencionales de revisión más di-

rectos.

Un cojinete que esté sujeto a un pequeño desgaste puede ser detectado comparando las amplitudes de vibración horizontal y vertical. Puesto que las máquinas con una fundación rígida normalmente tienen una mayor amplitud de vibración en la dirección horizontal, cuando la amplitud de vibración en la dirección vertical aparece inusualmente alta, comparada con la horizontal, desgaste en el cojinete puede ser la causa.

A pesar de no haberse logrado conclusiones definitivas, hay evidencias suficientes que indican que la calidad de la película de aceite lubricante depositada en las superficies de las chumaceras, tiene mayor efecto en las vibraciones producidas en dicha chumacera, que cualquier otro de los demás factores. Una chumacera con escasez de lubricación al grado de estar casi seca, causó vibraciones a frecuencia de una, dos, tres, cuatro y más múltiplos de la velocidad de rotación (23). Una chumacera que está casi seca puede originar una amplitud de vibración oscilante que crece y decrece alternativamente. Estas vibraciones son causadas por una película lubricante insuficiente y es una clara indicación de que se tiene que inspeccionar con detenimiento todo el sistema de lubricación.

Un problema común de vibración asociado con cojinetes planos es la vibración conocida como "remolino de aceite" (oil whirl), que es un problema causado por ciertas propiedades de las películas de aceite en el forro de los cojinetes ge-

nerosamente lubricados, generalmente en máquinas que trabajan a velocidades muy altas, o mayores que su segunda velocidad crítica.

Como preámbulo a la explicación detallada de este problema, es necesario saber, que un eje horizontal, girando en sentido contrario al de las manecillas del reloj en un cojinete lubricado por una película de aceite, no adopta una posición central sino que es desviado ligeramente hacia la derecha (o viceversa si el sentido de giro es contrario). Fig. 3.28 (7)(30).

Como en este caso, la carga o peso  $W$  del eje es hacia abajo, como se lo indica en la figura, la resultante de las presiones de aceite  $P$  sobre el eje es igual y de sentido contrario a  $W$  y forma un ángulo con la recta  $OA$  que une el centro del cojinete con el centro del eje.

La distancia a la que la flecha se puede desplazar hacia uno de los lados de la chumacera dependerá de las RPM del eje, del peso del eje y de la presión desarrollada por el aceite (23)(30)(31).

Cuando la cara o la superficie de la flecha se mueve hacia arriba, siguiendo la dirección de la rotación, son bombeadas cantidades más grandes de aceite hacia el espacio evacuado. En caso de que el aceite forme turbulencias o remolinos, este

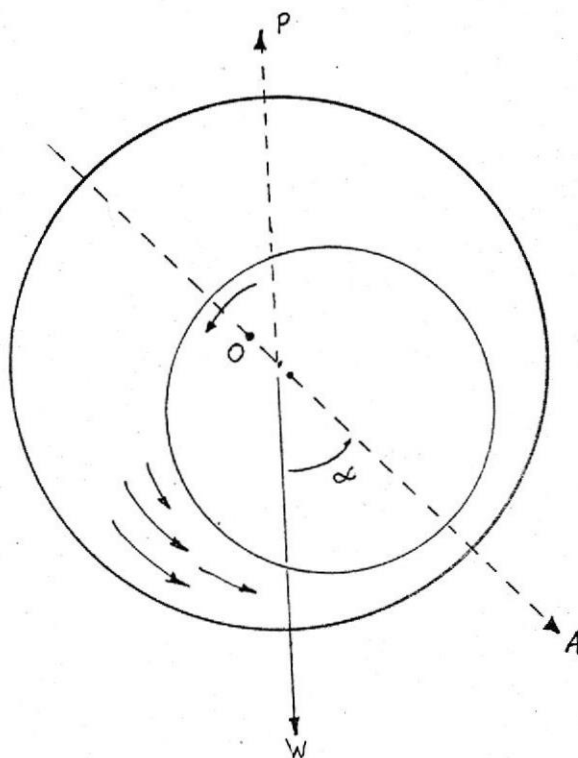


Fig. 3.28.- La lubricación a base de una película de aceite origina un vórtice porque el peso  $W$  no coincide con el eje de simetría  $OA$ .

proceso se convierte en una acción continua, lo que obliga a la flecha a efectuar pequeños movimientos oscilantes, alrededor del centro de la chumacera, con una frecuencia aproximada de la mitad del número de revoluciones.

Una explicación interesante de este resultado se debe a Hagg (7).

En la Fig. (3.29), sea  $E$  el claro radial y  $\delta$  el radio del vór-

tice, siendo  $D$  el diámetro de la flecha. En un vórtice lento, la distribución de velocidades al través de la película de aceite es lineal, y siendo  $V$  la velocidad periférica de la flecha, el volúmen de aceite (por unidad de longitud de la flecha) que es transportado hacia arriba en A es:  $\frac{V}{2} \times (\epsilon - \delta)$

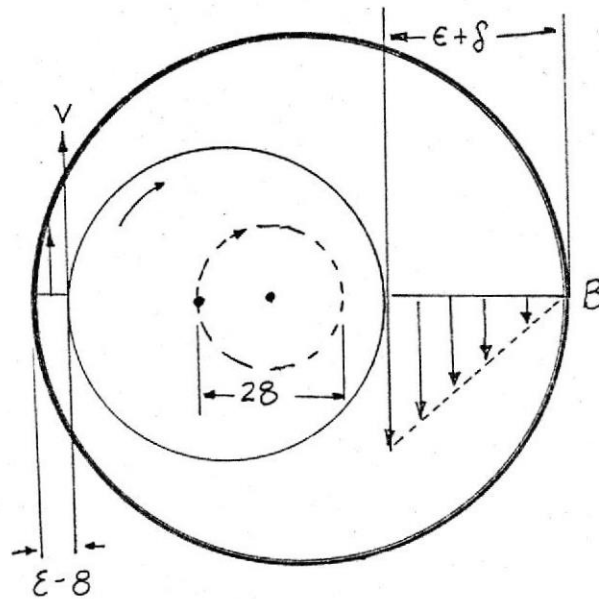


Fig. 3.29.- Demostración de la frecuencia del remolino de aceite, por Hagg.

mientras que el volumen que pasa hacia abajo por B es

$$\frac{V}{2} \times (\epsilon + \delta).$$

Así, si suponemos que no hay escape de aceite por los extremos, el transporte neto de aceite a la mitad inferior de la película es  $V\delta$ .

Ahora, el eje sufre un vórtice de frecuencia  $f$  y la velocidad

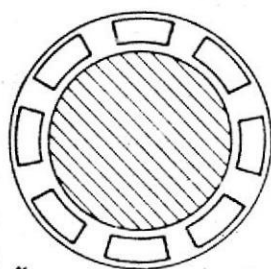
v del centro del eje será  $v = f 2\pi\delta$ . El área de la mitad inferior de la película del aceite crece a razón de  $vD = f2\pi\delta D$ . Si la frecuencia del vórtice es suficientemente baja, la rotación de la flecha impulsará aceite a la mitad inferior de la película en cantidad suficiente para llenar el vacío originado por el movimiento ascendente del vórtice; con un vórtice más rápido la rotación no transportará bastante aceite y la película se romperá. Esto ocurrirá por lo tanto, cuando  $v\delta = f2\pi\delta D$ . La velocidad periférica V está relacionada con la velocidad por  $V = \pi D(\text{r.p.s.})$ . Sustituyendo ésto, obtenemos:

$$f = \frac{\text{R.P.S.}}{2} \quad \text{ó 50\% de la frecuencia de rotación}$$

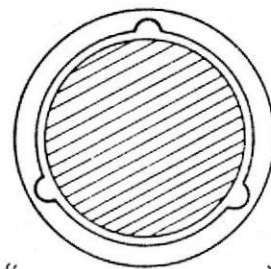
En la práctica la experiencia indica que este valor es de 42-44% de la frecuencia de rotación.

El problema de la vibración ocasionada por turbulencia de aceite es normalmente atribuido a un diseño impropio del cojinete, sin embargo, otros problemas tales como excesivo desgaste del cojinete o un cambio de la viscosidad del aceite pueden ser la causa. De cualquier manera, si se nos presenta el problema del "oil whirl", una solución temporal sería el cambiar la temperatura (y por ende la viscosidad) del aceite. Incrementar la carga en el cojinete al introducir un ligero desequilibrio o desalineamiento es algunas veces efectivo.

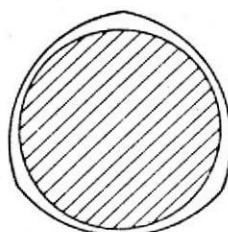
Hay disponibles algunas configuraciones especiales de cojinetes planos para reducir la posibilidad del "oil whirl". Algunos de esos diseños están ilustrados en la Fig. (3.30).



"TILTING PAD"



"AXIAL-GROOVE"



"LOBED"

Fig. 3.30.- Configuraciones especiales de cojinetes planos para reducir la posibilidad de "oil whirl".

El cojinete de ranuras axiales es normalmente limitado a cojinetes pequeños como los usados en turbinas a gas livianas. El cojinete de tres lóbulos nos provee de la mejor estabilidad del cojinete contra el "oil whirl".

Una propia selección de un cojinete plano para una silenciosa operación debe ser encontrada comparando los parámetros de cada tipo de cojinete (rigidez, amortiguamiento, etc.) para las condiciones dadas de operación (RPM, desbalance residual, peso del rotor, etc.) (29).

En algunas ocasiones, una máquina en buena condición de operación exhibe un problema de "oil whirl". Esto ocurre cuando una fuente externa transmite vibración a la máquina a través de la fundación o de tuberías. Si la frecuencia de estas vibraciones transmitidas es precisamente la mitad de la frecuencia de rotación de la máquina (la probable frecuencia de "oil whirl" de la máquina) es probable que se desarrolle el "oil whirl". Esta condición es conocida como "remolino de aceite excitado externamente".

De la misma manera, una máquina en buena condición de operación, puede ser excitada a una condición de "oil whirl" por la fundación o tuberías, las cuales están vibrando en resonancia a una frecuencia igual a la frecuencia probable de "oil whirl". El "oil whirl" resultante de esta condición es llamado "remolino de aceite por resonancia".

De cualquier manera, cuando encontremos las características de vibración del "oil whirl" se debe establecer un completo análisis de vibraciones de las instalaciones, incluyendo

fundaciones y tuberías.

Apoyos de los Cojinetes.- Se puede controlar mejor la vibración de un cojinete cuando se presta especial atención al diseño de los apoyos de los mismos. Un buen alineamiento de los cojinetes requiere de apoyos rígidos, lo cual trae como resultado altas frecuencias naturales de los elementos estructurales. El hierro colado, debido a su razonablemente buena amortiguación de histéresis es un material muy apropiado para tales estructuras, siempre que las consideraciones estructurales permitan su uso.

Las modernas aleaciones de cobre y manganeso (20% cobre, 80% Mn), proporcionan una amortiguación interna y resistencia estructural más alta que el acero suave; sin embargo, su precio elevado restringe su aplicación a casos especiales.

El aumento de la amortiguación con la selección de materiales apropiados o por la aplicación de dispositivos especiales de amortiguación, es útil si se desea un bajo nivel de vibración.

Por lo menos, la mitad de los problemas de vibración de los cojinetes están originados por deficiencias en su instalación, particularmente en el caso de los cojinetes de contacto rodante (28). Estos cojinetes tienen tolerancias menores que los cojinetes planos y no permiten la posibilidad de

ser "asentados". El alineamiento es, por lo tanto, de importancia suprema para evitar la carga asimétrica que conduce al sobre calentamiento local, al aumento de fricción y a la vibración.

En las plantas industriales, se usan flechas largas que requieren cojinetes a ciertos intervalos. Los soportes para estos cojinetes son fuentes de vibración con más frecuencia que los propios cojinetes.

Una práctica y a la vez una equivocación muy común se muestra en la Fig. (3.31)(a), donde un cojinete instalado sobre una viga I sencilla con flexibilidad en el plano del papel, en combinación con la fricción alta a un extremo del cojinete debida al desalineamiento, puede causar una vibración como lo indican las flechas. La fig. (3.31) (b) es un diseño más estable, menos susceptible a la vibración.

Vibraciones ocasionadas por desajustes.- El desajuste mecánico y el golpeteo derivado del mismo, dá lugar a la generación de vibraciones con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje o parte floja. Un ejemplo de desajuste puede presentarse cuando la base de una máquina puede oscilar libremente sobre su fundamento. Las variaciones en los momentos de torsión y otras fuerzas asociadas a la rotación, ocasionarán un golpe de impacto de la base contra la fundación que se repetirá dos veces por cada revolu -

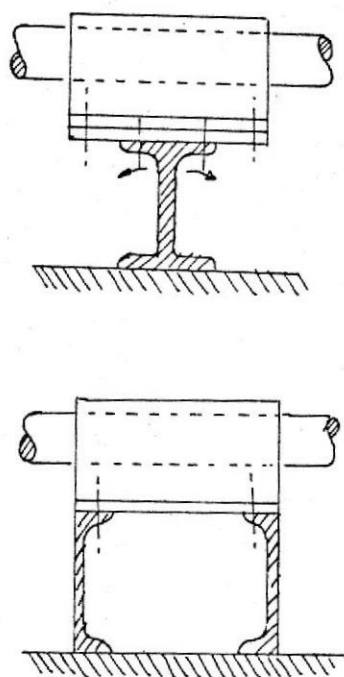


Fig. 3.31.- Estructura de Apoyo para Cojinetes

ción. Fig. 3.32 Una luz excesiva en cojinetes planos produce el mismo efecto. En la mayoría de los casos, tales vibraciones desaparecen cuando las fuerzas derivadas del desequilibrio dinámico o de un desalineamiento desaparecen al ejecutar las correcciones procedentes.

La naturaleza del desajuste mecánico y la razón de su característica de vibración a  $2 \times \text{RPM}$  puede ser explicada con la Fig. (3.32), la cual nos muestra un rotor desequilibrado montado en un cojinete, con sus pernos de anclaje flojos. En

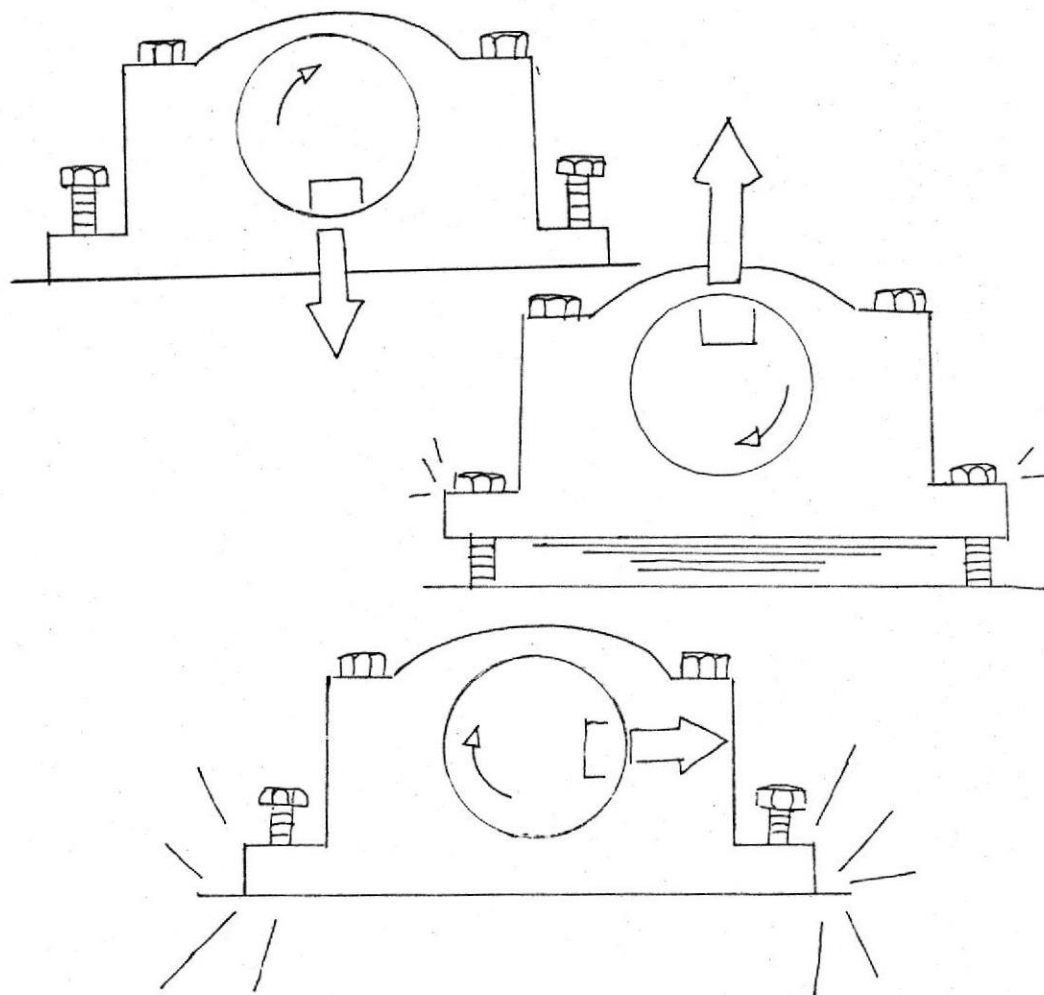


Fig. 3.32.- Mecanismo de Desajuste Mecánico

En la Fig. 3.32 (a) el punto pesado del desbalance se encuentra en una posición de 6:00 en punto, y la fuerza del desbalance es directamente hacia abajo, y tiende a apretar el cojinete contra el pedestal. En la Fig. 3.32(b), el punto pesado ha rotado hasta la posición de 12:00 en punto, y la fuerza del desbalance es directamente hacia arriba, y tiende a levantar el cojinete como lo muestra la figura. En la Fig.

3.32(c), el punto pesado ha rotado hasta la posición de 3:00 en punto, y en esta posición la fuerza de desbalance que levanta el cojinete es cero. Luego el cojinete cae sobre el pedestal.

Como podemos ver, la acción del desbalance sobre el cojinete flojo, produce dos fuerzas aplicadas por cada revolución del eje, una fuerza es aplicada por el desequilibrio y la segunda es aplicada cuando el cojinete cae sobre el pedestal; luego, la frecuencia de la vibración es del doble de la frecuencia de rotación.

Frecuentemente, el desajuste da lugar a la presencia de mayores vibraciones de las que habría en otras condiciones, especialmente en donde se emplean chumaceras antifricción. Cuando hay desajustes, por ejemplo, cualquier desequilibrio dinámico de pequeñas proporciones dará origen a vibraciones intensas de primero y segundo ordenes, de la velocidad de la flecha. Esto puede ser visualizado gráficamente en un osciloscopio que se adapta al analizador de vibraciones Fig.(3.33). La onda de forma irregular que aparece en la pantalla del instrumento es característica del desajuste mecánico y es la resultante de la superposición de dos ondas, una a la frecuencia de rotación y otra al doble de la frecuencia de rotación.

Por supuesto que habrá siempre alguna tolerancia de ajuste en

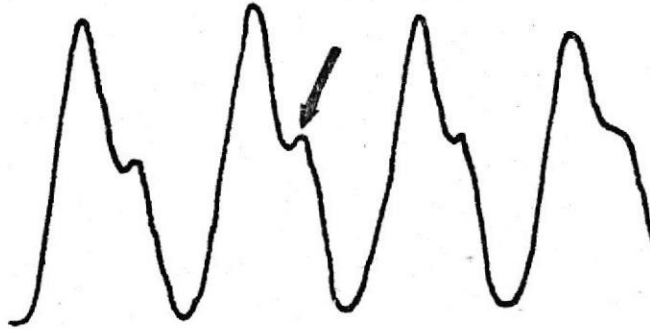


Fig. 3.33.- Forma de onda característica de desajuste mecánico.

cada máquina y por ello es normal el encontrar una vibración a una frecuencia del doble de la frecuencia de rotación cuando un desequilibrio o un desalineamiento esté presente. En general, el desajuste mecánico debe ser considerado como un problema cuando la severidad de la vibración al doble de la frecuencia de rotación ( $2 \times \text{RPM}$ ) sea mayor que la mitad de la severidad de vibración a la frecuencia de rotación ( $1 \times \text{RPM}$ ).

En plantas donde la seguridad es un factor primordial, como por ejemplo en plantas nucleares, hay sistemas de monitorización especializados como el AI-V&LPM desarrollado por la Atomics International Division of Rockwell International, que detecta frecuencias características de vibración asociadas con problemas mecánicos y específicamente con vibración

de partes con desajuste mecánico.

El diagrama de bloque de un sistema típico es mostrado en la Fig. (3.34) y el esquema ya en operación en la Fig. (3.35) (6).

Vibraciones Ocasionadas por Bandas de Transmisión Defectuosas.-

Las bandas de transmisión tipo "V" son populares para transmitir fuerza debido a que tienen buena capacidad para absorber choques y vibración. Además, las bandas de transmisión tipo "V" nos ofrecen una operación relativamente silenciosa comparada con las transmisiones con cadenas o cajas de engrajes.

Sin embargo, las bandas de transmisión defectuosas en maquinaria operada por este sistema de impulso, son la causa frecuente de vibraciones indeseables, especialmente en maquinarias herramientas donde un bajo nivel de vibración debe ser mantenido.

Los problemas de vibración asociados a bandas de transmisión en "V" defectuosas son de dos tipos: 1) Reacción de la banda a otras fuerzas disturbadoras del equipo y 2) Vibración debida a problemas de la banda.

Las bandas de transmisión en "V" son a menudo culpadas de ser la fuente de vibraciones en equipos, debido a que los cordo-

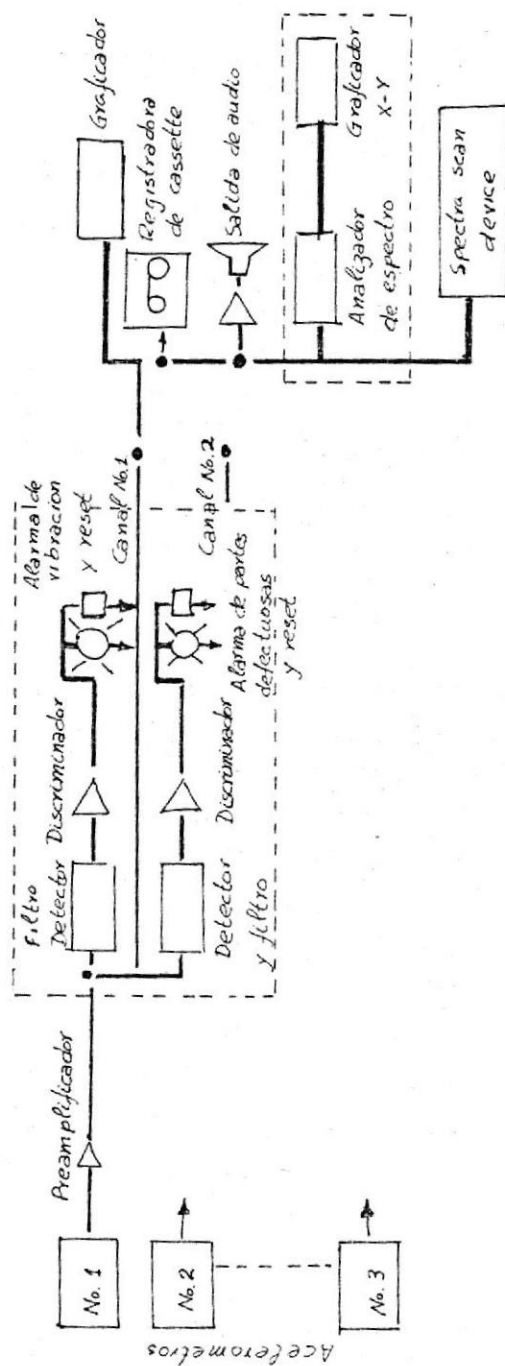


Fig. 3.34.- Diagrama de Bloque del Sistema AI-V&LPM

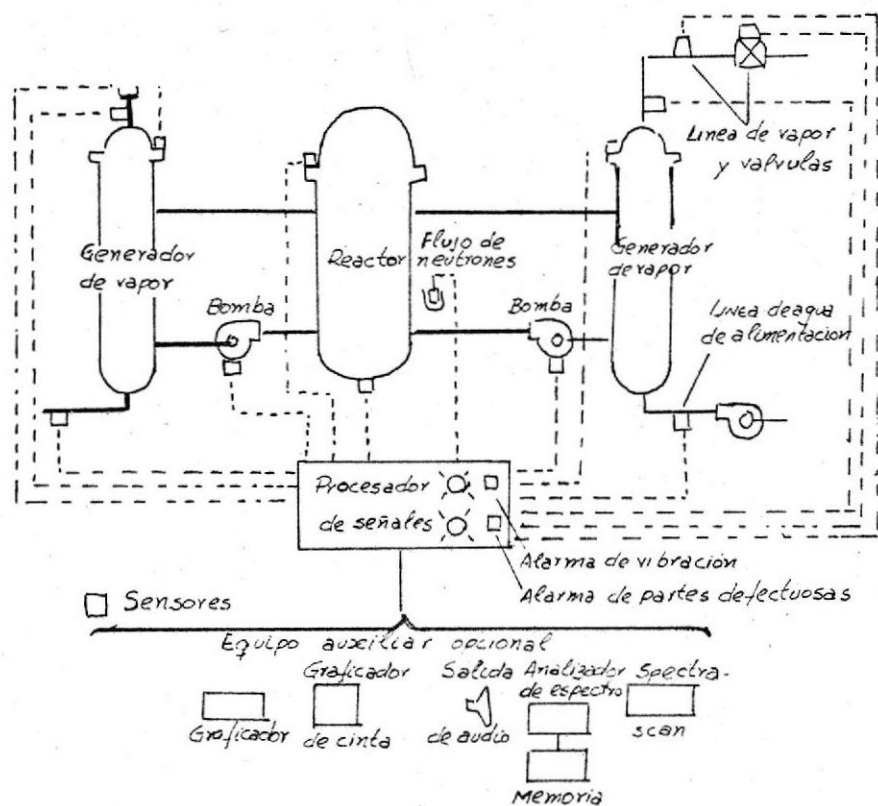


Fig. 3.35.- Esquema ya en operación del Sistema AI-V&LPM

nes flexibles que unen las poleas pueden a menudo ser fácilmente vistos azotar o vibrar. Como la vibración de la banda puede ser más fácilmente visible que la vibración de otras partes de la máquina, y como el cambio de una banda es una operación sencilla de llevar a cabo, el cambio de la banda es a menudo el primer intento de corrección del problema de vibración.

Sin embargo, puede ser que la banda esté reaccionando a otra fuerza perturbadora en el equipo. Por ejemplo, excesivo desequilibrio, poleas excéntricas, desalineamiento o desajustes mecánicos pueden conducir a una vibración en la banda fácilmente visible, convirtiéndose la banda en un simple indicador de otras perturbaciones en el equipo. Por ello, luego de reponer la banda de transmisión debe hacerse un completo análisis para determinar la verdadera naturaleza del problema.

La frecuencia de la vibración es el factor clave para determinar la naturaleza de la vibración. Si la banda está solamente reaccionando ante otra fuerza perturbadora, como un desequilibrio, la frecuencia a la que vibra la banda será la misma que la frecuencia de la parte perturbadora, la banda sólo amplifica la vibración proveniente de la fuerza perturbadora. Si disponemos de luz estroboscópica la parte del equipo que causa la fuerza perturbadora permanecerá

"quieta" sintonizando la luz a la frecuencia de vibración de la banda.

Con bandas de transmisión múltiples es importante que todas las bandas tengan la misma tensión. Si una o varias de las bandas está floja mientras que las otras tienen la tensión debida, las bandas flojas vibrarán aún con pequeñas fuerzas perturbadoras. Esta condición también causa deslizamiento en las bandas flojas lo que acelera el desgaste de la banda y de la polea.

Cuando el problema de vibración es debido a defectos en la propia banda, la frecuencia de estas vibraciones son usualmente múltiplos de los RPM de las bandas, normalmente 1,2,3, y 4 veces los RPM de las bandas. La frecuencia de vibración es proporcional al tipo de problema que tenga la banda y al número de poleas sobre las cuales pasa la banda.

Los RPM de la banda pueden ser fácilmente obtenidos por la ecuación:

$$\text{RPM}_{\text{banda}} = \frac{\text{Diámetro de la polea} * 3,14}{\text{Longitud de la banda}} * \text{RPM de la polea}$$

Los defectos en las bandas de transmisión que causan vibraciones a frecuencias que son múltiplos directos de los RPM de las bandas son: grietas en la banda; puntos duros u puntos suaves en las caras de las bandas, y partes irregulares.

Una banda de transmisión que ha sido torcida por su fabricante durante el proceso de empaquetamiento, puede causar inicialmente altos niveles de vibración hasta que recupere su forma original. Una banda también puede tener el defecto de fabricación, de no tener el ancho de la misma constante, lo cual trae como consecuencia que la tensión no sea también constante, lo que da origen a la vibración.

La mejor manera de detectar problemas de vibración en bandas es el colocar el sensor de vibraciones directamente perpendicular al cojinete, y en la dirección de la tensión de la polea, la frecuencia de la vibración será un múltiplo directo de los RPM de las bandas, luego ellas aparecerán "quietas" bajo la luz estroboscópica. Es necesario puntualizar que los defectos en las bandas producen la mayor amplitud de vibración en la dirección de tensión de la banda.

En algunos casos, la amplitud de vibración debida a fallas en bandas de transmisión no es estable, esto pasa generalmente en bandas de transmisión múltiple, donde una o varias bandas deslizan con respecto a las otras; como consecuencia de ésto, los efectos de los defectos en determinado momento se pueden sumar, y en determinado momento se pueden restar, trayendo como consecuencia que la amplitud de vibración se incremente y decremente de una manera cíclica.

El efecto de que una o varias bandas están desliziándose con

respecto a las otras puede ser visto con la luz estroboscópica, de la siguiente manera: Luego de parar el equipo, colocamos una marca con tiza a través de las bandas, y con el equipo en operación, sintonizamos la luz estroboscópica con la frecuencia de rotación de las bandas. Si una o varias de las bandas está deslizando con respecto a otras, se verá como la marca de esas bandas tiene movimiento relativo con respecto a las otras marcas.

Una tensión impropia de las bandas, poleas desalineadas o un exceso de carga transmitida puede ser causa de deslizamiento de las bandas y también pueden producir un sonido y una vibración de alta frecuencia ocasionada por la fricción entre la polea y la banda.

Finalmente, para obtener una suave operación de las bandas tipo "V" se deben seguir las siguientes precauciones:

- 1.- Asegurarse que la banda se encuentra en buena condición física.
- 2.- Asegurarse que el número y tamaño de la banda sea el apropiado para la potencia transmitida.
- 3.- Con instalaciones de bandas múltiples es preferible usar juegos de bandas completamente iguales, del mismo fabricante, para asegurarnos una misma tensión en todas las bandas.

- 4.- Asegurarse que las poleas no estén excéntricas y que estén completamente alineadas entre sí.
- 5.- Asegurarse que las poleas no estén desgastadas ni que tengan muescas en los canales por donde corran las bandas. Excesivo desgaste hace que la banda corra por el fondo de los canales, lo que podría causar deslizamiento y pobre eficiencia.
- 6.- Asegurarse que las poleas están bien instaladas y de que tengan la tensión debida, de acuerdo a las especificaciones dadas por el fabricante de la banda.
- 7.- Hay que tener cuidado de poner las otras fuerzas disturbadoras del equipo a un mínimo posible.

#### Vibraciones causadas por Engranajes defectuosos.-

La fricción es una de las principales causas de vibración en los engranajes. Debemos hacer una distinción entre la "fricción de raíz" o "acción de empuje" y la "fricción delantera" o "acción de tiro". El cambio de un tipo al otro se presenta repentinamente en la línea de paso y el efecto es llamado "choque en la línea de paso", (28).

En la Fig. (3.36) conforme los dientes a y b entran inicialmente en contacto, el deslizamiento de un diente sobre otro se produce en tal forma que la fuerza de fricción sobre cada

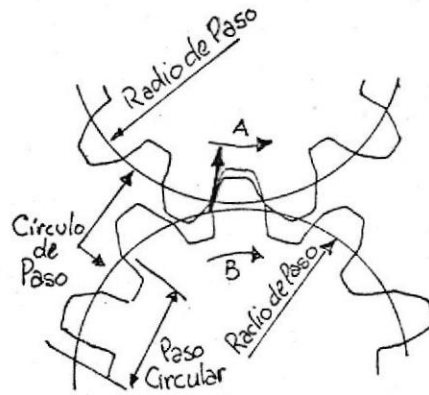
diente es hacia adentro. Luego, a medida que los dientes comienzan a salir del contacto, el sentido de las fuerzas de fricción cambia hacia afuera. Este cambio en el sentido de las fuerzas que actúan sobre los engranes es la que produce una vibración a una frecuencia de  $f_c$  de contacto de los dientes; es decir el número de dientes que se encuentran en contacto por segundo.

Un hecho importante de resaltar es que este tipo de excitación por fricción es independiente de la exactitud del acabado del engrane (28).

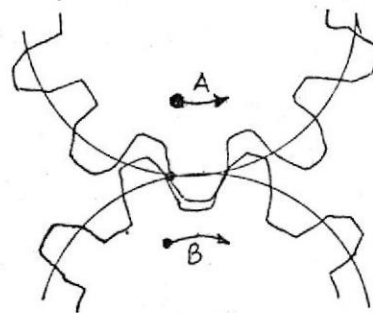
Así, un engrane perfecto de exactitud absoluta, de todas maneras está sujeto a la excitación de vibración por fricción.

Las principales componentes de frecuencia de vibración que normalmente se encuentran en un engranaje son la frecuencia de contacto de los dientes y sus armónicos, las frecuencias naturales de vibración de las ruedas de engranaje y las frecuencias naturales de vibración de los montajes rueda-eje.

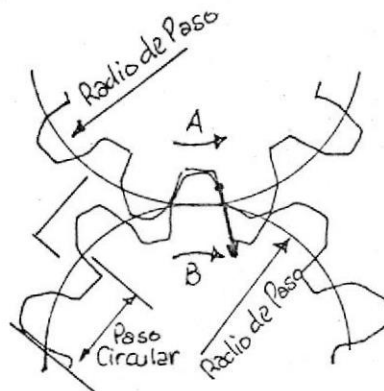
Problemas en engranajes que también pueden derivar en vibraciones a la frecuencia de contacto de los dientes son: excesivo desgaste del engranaje, inexactitudes en la forma del diente, mala lubricación o materiales extraños atrapados entre los dientes. También, las vibraciones características de engranajes pueden presentarse como resultado de la pre -



(a) FUERZA DE FRICCIÓN  
HACIA ADENTRO



(b) FUERZA DE FRICCIÓN  
CERO



(c) FUERZA DE FRICCIÓN  
HACIA AFUERA

Fig. 3.36.- Engranés Rectos

sencia de otras fuerzas perturbadoras en el equipo, tales como desequilibrio o ejes flexados.(12).

Algunas ocasiones, los problemas asociados con engranajes producen una vibración a una frecuencia que no es igual a la frecuencia de contacto del engranaje. Por ejemplo, si un engranaje tiene un diente roto o deforme, se producirá una vibración a  $1 \times \text{RPM}$  del engrane. Si observamos la forma de onda de este defecto en un osciloscopio, la podremos distinguir del desequilibrio, debido a la forma puntiaguda de la onda causada por el diente defectuoso. Por supuesto, si más de un diente está roto o deforme, se producirá una vibración con una frecuencia igual al número de dientes deformes multiplicado por las revoluciones del engranaje en cuestión.

Generación de bandas laterales de frecuencia.- Las frecuencias características de vibración en engranajes no siempre se desarrollan a las frecuencias de contacto de los dientes o las frecuencias de rotación de los ejes. También se desarrollan frecuencias discretas de vibración que resultan de sumas y diferencias de estas frecuencias fundamentales (26).

La intensidad de la vibración causada por el contacto de los dientes depende de con cuánta exactitud los dientes de los engranajes están espaciados. Si los diámetros de paso no están dispuestos correctamente, la acción de engrane es imperfecta. Por consiguiente, para cualquier carga, la vibra-

ción es mínima cuando los diámetros de paso están correctamente dispuestos.

Ahora, si uno de los engranajes actúa excéntricamente, el diámetro de paso tendrá un error que variará sinusoidalmente con la excentricidad  $y$ , como consecuencia, la amplitud de la frecuencia fundamental de contacto del engranaje aumentará y disminuirá periódicamente en su proceso de modulación de amplitud (Fig. 3.37). En el caso más sencillo (100% modulación) la componente  $f_r$  de rotación del eje desaparece y dos bandas laterales de frecuencia son generadas como resultado de la excentricidad (26). Así, si  $f_r$  es la frecuencia de rotación del engranaje y  $f_c$  es la frecuencia de contacto de los dientes del mismo, tenemos que las bandas laterales de frecuencia se presentan a:  $f_c + f_r$  y  $f_c - f_r$ .

Trabajos efectuados por Shipley y Provenzano (32)(33), confirman que un número infinito de bandas laterales son posibles de generarse en engranajes como resultado de defectos en los mismos, en los cuales, la frecuencia de contacto del engrane sea la frecuencia portadora y la frecuencia de rotación del mismo (o un múltiplo cualquiera) sea la frecuencia moduladora.

La amplitud y frecuencia de vibración de señales provenientes de engranajes puede en algunos casos ser de tipo errática. Esta vibración errática, normalmente ocurre con engra-

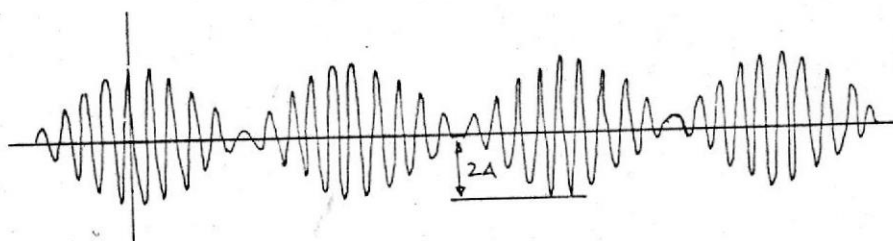


Fig. 3.37.- Proceso de Modulación de Amplitud

najes los cuales operan bajo muy bajas condiciones de carga donde la carga puede ser cambiada al azar de un engranaje a otro (12). Los impactos que ocurren cuando la carga es trasladada excitan la frecuencia natural de vibración de los engranajes, de los soportes y de otros componentes de la máquina. Sin embargo, esta vibración puede ser fácilmente detectada en dos o más puntos de la máquina y, así, puede ser distinguida de vibraciones producidas por cojinetes defectuosos, la cual predomina en el punto donde se encuentra el cojinete defectuoso.

Finalmente, es algo digno de destacar que entre los primeros ordenes de la frecuencia de rotación y la frecuencia de contacto de los dientes hay una banda de frecuencias inter-

medias las cuales pueden ser algunas veces imposible de definir. Las frecuencias de los elementos auxiliares de los engranajes, la fundación y los soportes de los engranajes a menudo se encuentran en este rango. Por ello, un modelo de un plan para monitorizar cajas de engranajes con acelerómetros descrito por John Mitchell (en Deuco (20)), sostiene que el equipo monitor debe cubrir cuatro bandas de frecuencia a saber: 1) baja o a la frecuencia de rotación del engranaje, 2) intermedia, 3) alta o a la frecuencia de contacto y 4) muy alta o a frecuencias de emisión acústica. Cada rango de frecuencia es seleccionado de un panel con un selector de cinco posiciones, la quinta es la medida total o sin filtrar.

Severidad.- La Fig. 3.38 muestra las normas de severidad de vibración de la industria de engranajes de alta velocidad (44). Esta norma es útil en ausencia de normas específicas de los fabricantes de determinado equipo.

Una norma de severidad más general para engranajes la da Jackson (20).

Para medidas de vibración total en los cojinetes:

<u>Suave</u>	<u>Aceptable</u>	<u>Poco Severo</u>
0.2 Pulg/seg.(pico)	0,2 pulg/seg.(pico)	0,3 pulg/seg.(pico)
y	a	a
menos	0,3 pulg/seg.(pico)	0,4 pulg/seg.(pico)

Tabla 3.1.- Severidad para engranajes (continúa)

Parada Próxima para reparaciones	Parada Inmediata
0,4 pulg/seg.(pico)	0,6 pulg/seg.(pico)
a	o más
0,6 pulg/seg.(pico)	

Tabla 3.1.- Severidad para Engranajes (Jackson)

También, debemos mencionar finalmente, que siendo las vibraciones características de engranajes, vibraciones de alta frecuencia, éstas son fuente común de ruido. Por esta razón al corregir las fallas en los engranajes y reducir la vibración del mismo, normalmente resulta en una substancial reducción del nivel de ruido. Mayor información sobre vibraciones en engranajes, ver referencia (52).

#### Vibraciones Inherentes

Vibraciones producidas por la electricidad.- Algunos tipos de máquinas como los motores eléctricos vibran a consecuencia de la forma en que tienen que operar. Por ejemplo, los motores eléctricos tendrán vibraciones causadas por los impulsos de torsión. La frecuencia de estas vibraciones es del doble de la frecuencia sincrónica, que es la frecuencia a la que se genera la energía eléctrica.- En el Ecuador, la frecuencia sincrónica es usualmente de 60 ciclos/seg. equivalente a 3600 CPM. Consecuentemente, la frecuencia de los

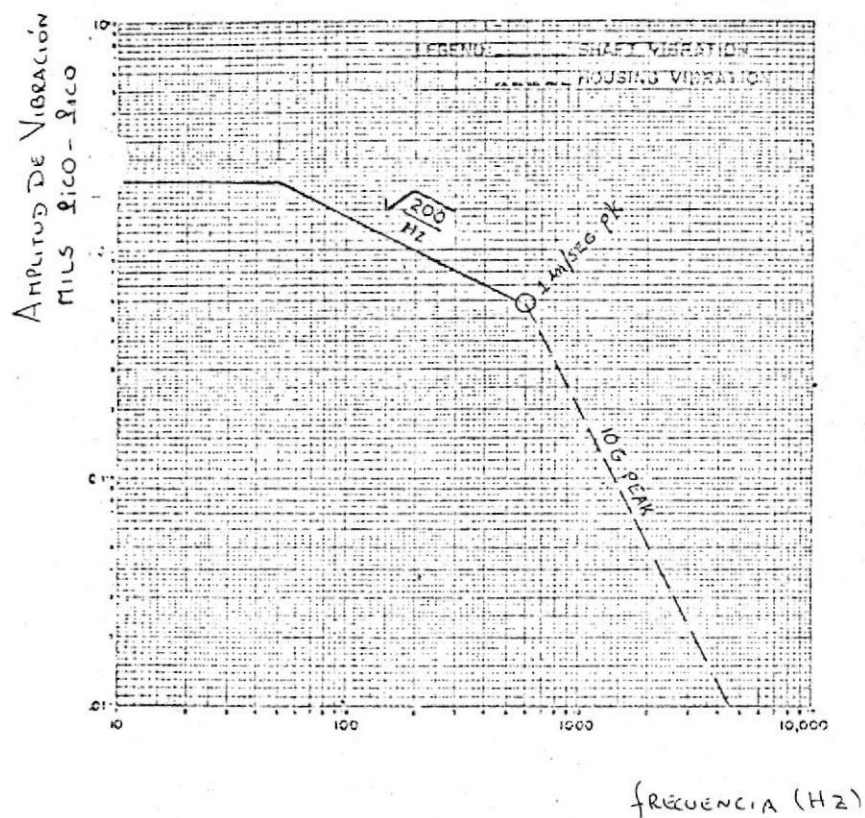


Fig. 3.38.- Niveles aceptables de vibración extraídos de AGMA Standard Specification para medidas de vibración lateral en engranajes helicoidales y doble helicoidales de alta velocidad. (AGMA 426.01).

impulsos de torsión será de 7200 CPM.

Este tipo de vibraciones rara vez llegan a ser perjudiciales, excepto en casos especiales de equipos de mucha precisión, como las esmeriladoras, en donde se buscan niveles de vibración extremadamente bajos.

Finalmente, los problemas provenientes de la excitación eléctrica, como la que se produce a consecuencia de los impulsos de torsión, muñones excéntricos del rotor y otros similares, son localizados con relativa facilidad, puesto que si una vibración desaparece instantáneamente al desconectar el motor, ésta es una evidencia positiva de que la causa de tal vibración es ante todo de origen eléctrico.

Siempre que tengamos vibraciones de origen eléctrico, técnicas de revisión eléctricas del motor deben ser llevadas a cabo para determinar la verdadera causa del problema.

Mayor información sobre vibraciones producidas por causas eléctricas en transformadores y motores eléctricos, las podemos encontrar en las referencias (28) y (34).

Fuerzas Recíprocas.- Las máquinas recíprocas sufrirán el efecto de las vibraciones resultantes del movimiento recíproco de los elementos correspondientes. Las fuerzas que provocan las vibraciones provienen de la inercia de las partes, así como de la presión del vapor o gas sobre los pistones ,

están destinados a promover variaciones del momento de torsión. En las máquinas del tipo de pistones y en los compresores, el monto de la intensidad y la frecuencia de las vibraciones serán dependientes del número de pistones y las relaciones de masas entre los mismos.

Un análisis de vibraciones de una máquina recíproca puede ser, algunas veces, un poco complejo debido a las muchas frecuencias a menudo encontradas.

Las frecuencias normalmente encontradas son las de 1 y 2 veces los RPM del equipo. Sin embargo, también es común el encontrar frecuencias de vibración de más alto orden en algunos diseños, dependiendo del número de pistones y de la relación entre ellos. Por ejemplo, un motor de 6 cilindros y 4 tiempos, tendrá tres impulsos de fuerza por cada vuelta del cigüeñal y esto redundará en una vibración a  $3 \times \text{RPM}$ .

En general, las frecuencias de orden superior encontradas en máquinas recíprocas son inherentes de las mismas y raramente serán causa de problemas a menos, por supuesto que ellas exciten alguna condición de resonancia en la estructura de la máquina.

Los problemas de excesiva vibración en las máquinas recíprocas pueden ser problemas mecánicos y problemas operacionales. Los problemas mecánicos, los cuales ya hemos discutido,

incluyen desequilibrio, desalineamiento, eje flexado, desajustes, fallas en cojinetes, etc. Los problemas operacionales que causan vibración incluyen golpeteo de válvulas, o problemas de ignición. En muchos casos, las características de vibración producidas por problemas operacionales y mecánicos son bastante parecidos; luego, es necesario el llevar a cabo pruebas adicionales para determinar la naturaleza exacta del problema.

Hay muchas maneras de distinguir entre un problema de vibración causado por problemas operacionales y uno causado por problemas mecánicos. Así, por ejemplo, si tenemos el problema de una mala ignición en un motor, ésta vendrá acompañada de un decremento en la eficiencia del mismo y de un aumento en el nivel de vibración; por otro lado, si el problema es mecánico y es causado por desbalance, se registra un aumento en el nivel de vibración, pero el cambio en la eficiencia es mínimo. Además, los problemas operacionales tienden a crear fuerzas reciprocantes desiguales y así pueden mostrar un significativo aumento en la vibración en la dirección paralela al movimiento reciprocante y sólo un pequeño aumento en la dirección perpendicular a este movimiento. Por otro lado, los problemas mecánicos, como los antes descritos, normalmente presentan un aumento sustancial en la vibración en 2 ó más direcciones.

Niveles aceptables de vibración para máquinas reciprocantes, así como para bombas, turbinas, compresores centrífugos y engranajes formulados por Erskine serán cubiertos en el Apéndice F.

La referencia (51) es recomendada para vibraciones de compresores reciprocantes.

Fuerzas Hidráulicas.- En las máquinas que manejan fluidos, tales como aire, agua, gas, etc, se producen vibraciones derivadas de las reacciones de las paletas o álabes, al golpear el fluido durante la operación contra estos elementos. Por ejemplo, consideremos un ventilador de tiro inducido de aspas múltiples, que sufre vibraciones con una frecuencia igual a su velocidad de rotación multiplicada por el número de aspas. Estas vibraciones son sólo muy rara vez perjudiciales, salvo que sean capaces de excitar una reacción resonante en alguna otra parte de la máquina, normalmente tuberías o ductos.

Cuando una vibración de este tipo es encontrada, pruebas de resonancia deben ser llevadas a cabo para determinar cuál parte del equipo es causante del problema.

Si la vibración causada es excesiva y no hay condiciones de resonancia, el problema puede ser debido a un diseño impropio de la máquina o de sus tuberías, como por ejemplo obstruccio-

nes en el paso del gas o líquido (12).

Otros problemas de vibración asociados al movimiento de líquidos y gases incluyen: cavitación, recirculación del fluido y flujo turbulento del fluido.

Las características de vibración de los problemas últimamente nombrados son muy similares y normalmente de naturaleza aleatoria. Contrariamente a las características estables de vibraciones causadas por desequilibrio o desalineamiento, las vibraciones aleatorias no tienen una frecuencia y/o amplitud característica, sino que cubren un ancho rango de frecuencias donde las amplitudes a distintas frecuencias cambian constantemente. Puede también presentarse el caso especial de una vibración aleatoria o al azar, pero que tiene una envolvente que si es periódica. Fig. 3.39.

La cavitación se desarrolla normalmente en bombas que operan con exceso de capacidad o baja presión de succión y la forman pequeñas cavidades de vacío casi perfecto las cuales poseen gran inestabilidad y explotan muy rápidamente, esto conlleva que se exciten las frecuencias naturales de vibración de los soportes de la bomba, del impeler y de otros equipos asociados a la bomba. Puesto que estas explosiones ocurren a intervalos al azar en varios puntos de la bomba o de la tubería, la vibración resultante también será de naturaleza aleatoria, tanto en amplitud como en su frecuencia.

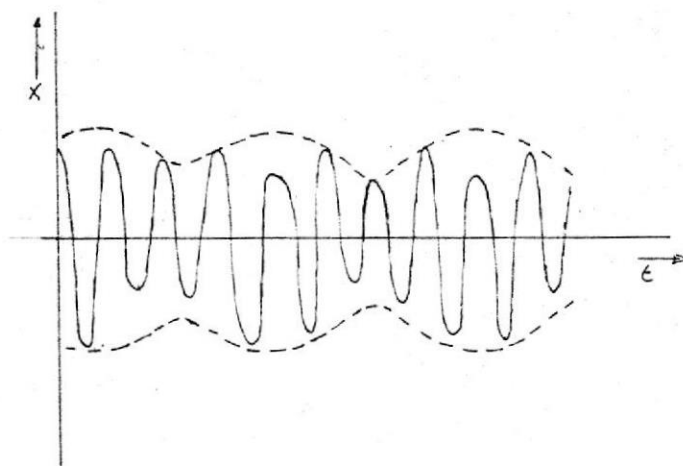


Fig. 3.39.- Vibración Aleatoria con envolvente periódica.

La recirculación de fluido en cambio ocurre en bombas que operan a baja capacidad o alta presión de succión, en otras palabras, restringir la capacidad de marcha de la bomba causa que el fluido en exceso retorne al impeler. Este flujo recirculante y su encuentro con el flujo que se desplaza en dirección opuesta causa una vibración al azar similar a la cavitación.

El Flujo Turbulento es debido a la resistencia que encuentra

el fluido para desplazarse. Estas resistencias pueden ser causadas por obstrucciones o simplemente por fricción entre el fluido y el ducto o tubería.

Otra causa de turbulencia es la mezcla de flujo de alta velocidad con flujo de baja velocidad.

Algunas vibraciones al azar debidas a flujo turbulento son inherentes al funcionamiento normal de bombas, ventiladores, compresores, turbinas a gas, etc. Cuando el nivel de vibración se incrementa debe hacerse una inspección total del sistema con lecturas de vibración y sonido a lo largo de la máquina y de sus tuberías, para determinar la verdadera naturaleza del problema.

En algunos casos, debe hacerse un rediseño de sistema como el mostrado en la Fig. 3.40. En el diseño original el ángulo recto del ducto provoca una turbulencia en el fluido lo que resulta en una excesiva vibración del mismo. Rediseñando el ducto, usando dos secciones de 45, reduce la turbulencia y consecuentemente la vibración.

Fricción.- La fricción puede dar origen a que la vibración producida en un equipo tenga, además de una componente de amplitud a la frecuencia de rotación, una componente de amplitud al doble de la frecuencia de rotación (23). Si la fricción es continua, es muy improbable que encontremos otras

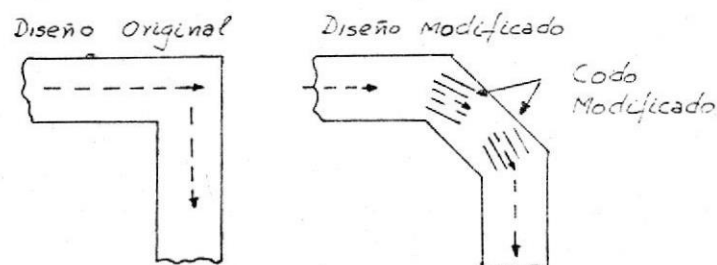


Fig. 3.40.- La vibración excesiva en un ducto debido a flujo turbulento en el mismo, puede requerir un rediseño del mismo.

componentes a otras frecuencias. Puede aparecer en algún momento una frecuencia excepcionalmente alta, causada porque la fricción ha excitado la frecuencia natural de vibración de algún componente del sistema.

Hay que tener mucho cuidado cuando haya alguna fricción y se pretenda efectuar un equilibrio dinámico, puesto que pruebas efectuadas por la IRD (12), confirman que en estos casos, la fase y el nivel de vibración cambia de una puesta en marcha a otra, debido a que el punto en el que se produce el frotamiento varía de un ciclo de trabajo a otro.

Resonancia.- Las fuerzas que dan origen a las vibraciones sufren cambios en sus intensidades, en sus direcciones, o en ambos factores.

La frecuencia en la que la fuerza varía, es llamada frecuencia excitatriz y es la que determina la frecuencia dentro de la que se han de desarrollar las vibraciones.

Cada parte de una máquina tiene una frecuencia natural de vibración. Esta es la frecuencia con la cual vibra esta pieza con facilidad. La resonancia ocurre cuando la frecuencia excitante es igual a la frecuencia natural de un cuerpo (Sección 2.1.1). La parte vibrará con mayor amplitud que en ninguna otra frecuencia, y con una pequeña fuerza excitatriz es suficiente para ocasionar vibraciones de considerable intensidad.

Hay algunas maneras de confirmar si una parte o equipo está vibrando en resonancia, una de ellas es la "prueba del golpe" que consiste simplemente en golpear la parte o equipo en cuestión, al cual previamente le hemos sujetado un transductor de vibraciones, y conectar la salida de amplitud vs tiempo del analizador (puesto el filtro en posición out) a un osciloscopio, en el cual podremos determinar con mucha exactitud cual es la frecuencia natural de vibración de la parte analizada.

Otra manera de determinar condiciones de resonancia especialmente cuando son producidas por velocidades críticas de ejes rotatorios, es la de trazar simultáneamente un gráfico de amplitud y fase vs velocidad de rotación de la máquina, puesto que sabemos que en resonancia la fase debe cambiar  $180^\circ$  (Sección 2.1.1) (44). Esto es posible hacerlo con un analizador un poco sofisticado (por ejemplo IRD 360), y un graficador x-yy'. En caso de no poder graficar la fase, podemos ayudarnos con la luz estroboscópica.

Ahora, ¿cómo podemos corregir problemas de resonancia?. Sencillamente cambiando la frecuencia de la fuerza excitatriz y ésto se lo logra casi siempre cambiando la frecuencia de rotación (RPM) de la parte o del equipo que vibra en resonancia.

Si no es posible el cambiar la frecuencia de la fuerza excitatriz cuando ésta es una vibración inherente, por ejemplo debida a fuerzas hidráulicas ( $\#$  de alabes  $\times$  RPM), lo mejor es cambiar la frecuencia natural del sistema. Hay dos parámetros a los que es proporcional la frecuencia natural de vibración de un sistema; la masa y la rigidez, luego cambiando cualquiera de ellos, la frecuencia natural de vibración del cuerpo variará.

Ahora, si no podemos cambiar ni la frecuencia de la fuerza excitatriz ni la frecuencia natural de vibración del cuerpo,

lo mejor es reducir la fuerza excitatriz al mínimo, pero está probado que es el camino menos aconsejado.

### 3.2 EL PROCEDIMIENTO DE ANALISIS

El procedimiento para determinar las características de las vibraciones es llamado Análisis de Vibraciones. Este análisis consiste en la medición de las vibraciones existentes y las características de las mismas. Si se comparan los resultados obtenidos por este medio con los datos conocidos de la máquina, como son su velocidad o velocidades de trabajo, la clase de trabajo que ejecuta y las diferentes causas posibles de sus vibraciones, puede determinarse claramente el problema y prescribir las correcciones que procedan.

#### 3.2.1 Obtención de Datos

Para ejecutar la medición de las vibraciones, el sensor de las mismas tiene que ser colocado en diferentes puntos de la máquina, seleccionando aquellos de los que se debe obtener la información más útil.

Las lecturas de las vibraciones axiales son aquellas que se toman colocando el receptor paralelamente al eje de la flecha principal de la máquina. El receptor o sensor debe colocárselo en la caja de las chumaceras, tan cerca de la flecha principal como sea posible. Las lecturas verti-

cales y horizontales se toman colocando el perceptor o sensor perpendicular al eje de la flecha y reciben comunmente el nombre de medidas de vibración radial.

Las mediciones en la base de la máquina se deben tomar en los puntos convenientes, colocando el sensor en posición perpendicular, de preferencia.

Con frecuencia son la forma real y la construcción de la máquina las que dictan la posición del perceptor de vibraciones. Por lo general, el perceptor se debe colocar sobre las chumaceras o tan cerca de ellas como sea posible.

Como ya lo hemos mencionado, la toma de lecturas de vibración en plantas industriales se ha tornado en una práctica muy común en países más desarrollados que el nuestro, para evaluar la condición de las maquinarias, algunas veces por medio de instalaciones electrónicas permanentes asociadas a sistemas de alarma (Sec.2.2.2) o simplemente tomando lecturas periódicas de vibración con un equipo portátil.

Sin embargo, el criterio utilizado en cuanto a severidad de vibración, para evaluar la performance de un determinado equipo es extremadamente general en concepto y está totalmente basado en opiniones subjetivas tomando poca consideración de la respuesta dinámica particular de cada máquina. Por tanto, la toma de lecturas de vibración y su

correspondiente evaluación debe de considerar el sistema dinámico del cual provienen.

El problema puede ser apreciado mejor, examinando el siguiente modelo matemático de un equipo sencillo. Fig. 3.41 (14).

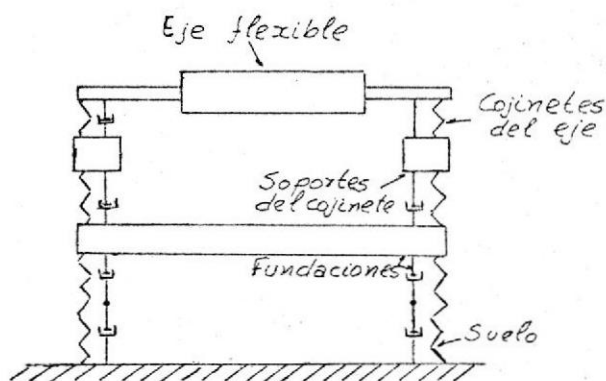


Fig. 3.41.- Modelo simplificado de una máquina rotatoria.

Por simplicidad, consideremos sólo las vibraciones verticales, ignoraremos los acoplamientos que puedan haber entre las vibraciones verticales y horizontales, la película de aceite es representada por un resorte lineal y los modos

de vibración de la carcasa son ignorados; por ejemplo, acoplamientos entre las vibraciones de los cojinetes son despreciados.

Entonces, el sistema queda reducido a un sistema vibratorio con siete grados de libertad si ignoramos las inercias rotacionales y consideramos solo movimientos lineales de las masas.

El evaluar la carga y los esfuerzos vibratorios en tal sistema con lecturas en solo dos puntos (por ejemplo los soportes de los cojinetes) es insensato a menos de que se disponga de información adicional que complemente las lecturas.

Idealmente, si son conocidas la rigidez, amortiguamiento y la masa de un sistema, sería posible el calcular la carga y esfuerzo en cada punto del equipo. Pero como lo anterior no es práctico, se considera una vía más aceptable el estudiar las cargas dinámicas que se producen en las máquinas y el investigar cómo tales cargas podrían afectar los niveles de vibración en los distintos puntos de medida o monitoreo de la máquina. ¿cómo efectuamos lo último?, haciendo estudios de impedancia mecánica en estos puntos.

Los estudios de impedancia mecánica consisten en aplicar, por medio de una "cabeza de impedancia", una fuerza vibratoria excitadora de magnitud conocida a la máquina y medir

la correspondiente salida de vibración en el punto de la máquina de interés.

La medida de la impedancia mecánica, se emplea mucho para determinar las frecuencias naturales, las formas de los modos, la determinación de propiedades de los materiales y la predicción del comportamiento de un sistema por el estudio de sus componentes singulares. El esquema de la Fig. 3.42 representa un sistema típico para la medida de dichas respuestas dinámicas (35).

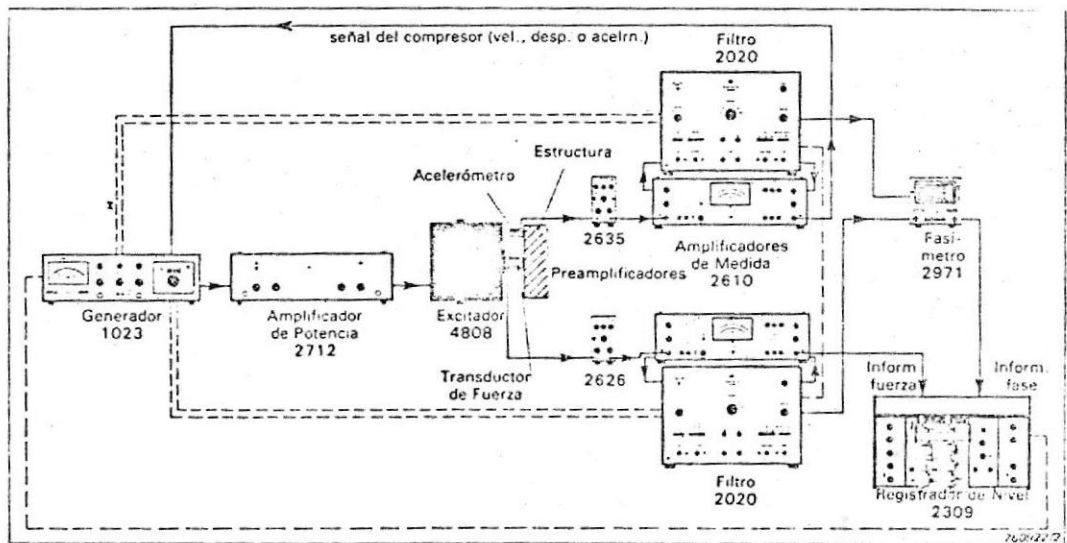


Fig. 3.42.- Esquema de un sistema típico para la medida de respuestas dinámicas.

La fuerza excitadora puede ser armónica o transiente. El uso de fuerzas excitadoras armónicas es un poco limitado puesto que los aparatos que las producen trabajan con fuentes de voltaje elevadas, siendo peligroso su uso en equipos que trabajan con materiales inflamables. Por ello, el uso de excitaciones transientes es lo más desarrollado y puesto que de las funciones de vibración de entrada y salida, podemos calcular la impedancia mecánica sobre una ancha banda de frecuencia.

Los resultados de las pruebas efectuadas en cuarenta máquinas similares (turbina/compresor) en la Shell Chemicals Plant en Carrington (14), se muestran resumidos en la Fig. 3.43, la cual nos muestra valores totales de impedancia mecánica sobre un rango de frecuencia de 20-500 Hz para esos equipos en particular, junto con resultados obtenidos por otros autores en otros tipos de equipos (14). En (14) también se mencionan las siguientes referencias (36)(37)(38)(39)(40) y (41).

El gráfico de la Fig. 3.43 nos muestra claramente que no es aconsejable el tomar sólo lecturas de vibración como medida para evaluar la condición de un equipo, puesto que en ella observamos que para equipos similares en forma y tamaño, las impedancias de los cojinetes varían en algunos casos en una relación de hasta 1000-1; sin embargo, si es conocida la

impedancia del punto de interés, es posible el interpretar cambios en el nivel de vibración de una manera más realista.

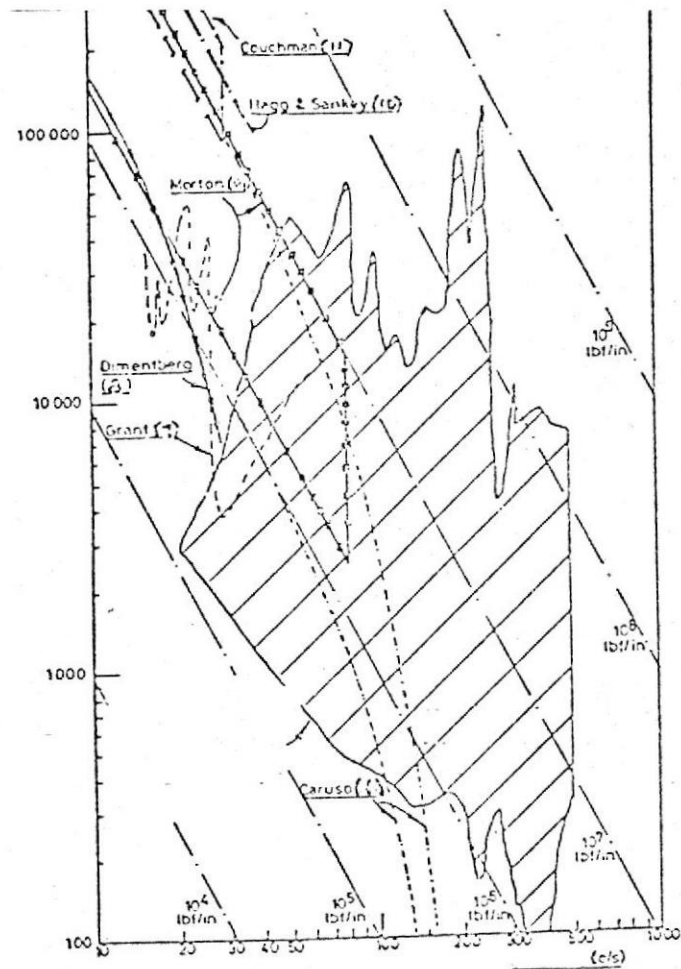


Fig. 3.43.- Impedancias Mecánicas de Soportes de Cojinetes de diferentes tipos de máquinas.

Registro de Datos.- Los datos obtenidos del analizador de vibraciones, sea éste de banda continua o de octavo de banda, los anotamos en tarjetas como la de la Fig. 3.44. En esta tarjeta se dispone inclusive de un espacio para la ejecución de un esquema de la máquina afectada, habiéndose previsto la posibilidad de cifrar las mediciones anotadas,

señalando el punto de la máquina en donde se tomó la vibración y disponiendo de un amplio espacio para anotar lecturas captadas en muchas frecuencias.

**REGISTRO DE VIBRACIONES**

Fecha
Máquina
Localización
Nombre
Modelo de instrumento
Número de serie
Operador
Clave

Simbolo	Significado
→	Punto de entrada
X	Chumacera plana
⊗	Chumacera de balero
— —	Cople

ESQUEMA DE LA MAQUINA

Posición de entrada	SIN FILTRO		CON FILTRO			
	c/min	c/min	c/min	c/min	c/min	c/min
A	H	V	A			
B	H	V	A			
C	H	V	A			
D	H	V	A			
E	H	V	A			
F	H	V	A			
G	H	V	A			
H	H	V	A			

H Horizontal V Vertical A Axial

Fig. 3.44.- Hoja de Registro de Vibraciones

Para cada una de las posiciones de interés el operario tendrá que observar y anotar los datos siguientes:

1.- a) Desplazamiento o velocidad pico, b) frecuencia domi-

nante (si la hay), c) fase.

2.- Con el analizador y el filtro sintonizado a la frecuencia de rotación o a la frecuencia dominante, anótese:  
a) desplazamiento o velocidad pico, b) frecuencia, y  
c) fase.

3.- Con el analizador y con el filtro sintonizado con cada una de las frecuencias en que es posible obtener una clara lectura de amplitud, anótese: a) desplazamiento o velocidad pico, b) frecuencia, c) fase.

Deben hacerse anotaciones sobre cualquier peculiaridad que se descubra. Después de cumplido todo el procedimiento en cada uno de los puntos de interés, tendremos un registro completo de las vibraciones en la máquina. Durante estas pruebas la máquina debe hacerse funcionar dentro de su condición normal de trabajo.

Mediciones Base.- o Línea Base (Base Line) (42)(43), son las lecturas de vibración tomadas a un equipo que conocemos está en buenas condiciones de operación, en su estado normal de trabajo y en su configuración final, tomadas como referencia para futuras mediciones de vibración del mismo equipo o de otros similares, en cuanto a identificar la causa de una posible anomalía.

Para implementar un programa de mantenimiento a partir de

lecturas base, no es necesario para una industria en particular el adquirir nuevos equipos de medición de vibraciones sobre los que ya posean.

Hay tres métodos básicos para establecer un programa de "medidas base": 1) Medidas de vibración totales; 2) análisis de frecuencia, método tabular y 3) análisis de frecuencia, método gráfico.

Las lecturas de vibración totales son las tomadas con un simple vibrómetro, son las más fáciles de obtener y ocupan poco espacio de registro de datos.

Debido a que las lecturas de vibración totales nos proveen sólo de una información limitada de la naturaleza de la vibración, las lecturas bases de vibración total, son usadas generalmente sólo como complemento a las lecturas bases obtenidas por análisis de frecuencia.

Un ejemplo de lecturas base en la forma de análisis de frecuencia con registro tabular es mostrado en la Fig. 3.45.

Así como las lecturas base totales, este tipo de línea base también tiene una forma compacta, lo que facilita su archivo.

Quizás la forma más útil de Línea Base es el análisis de frecuencia en forma gráfica. Su mayor ventaja es que nos

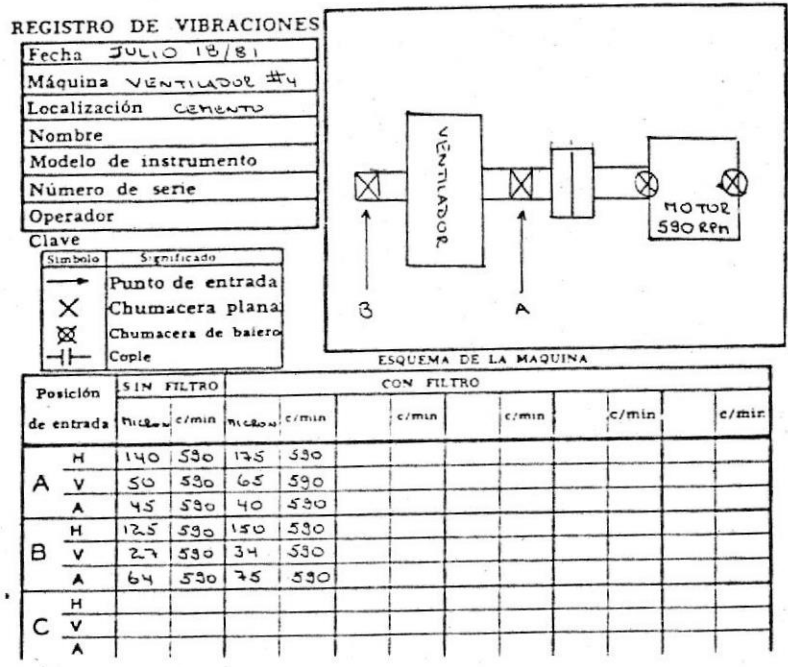


Fig. 3.45.- Lecturas Base, Método Tabular del Análisis de Frecuencia.

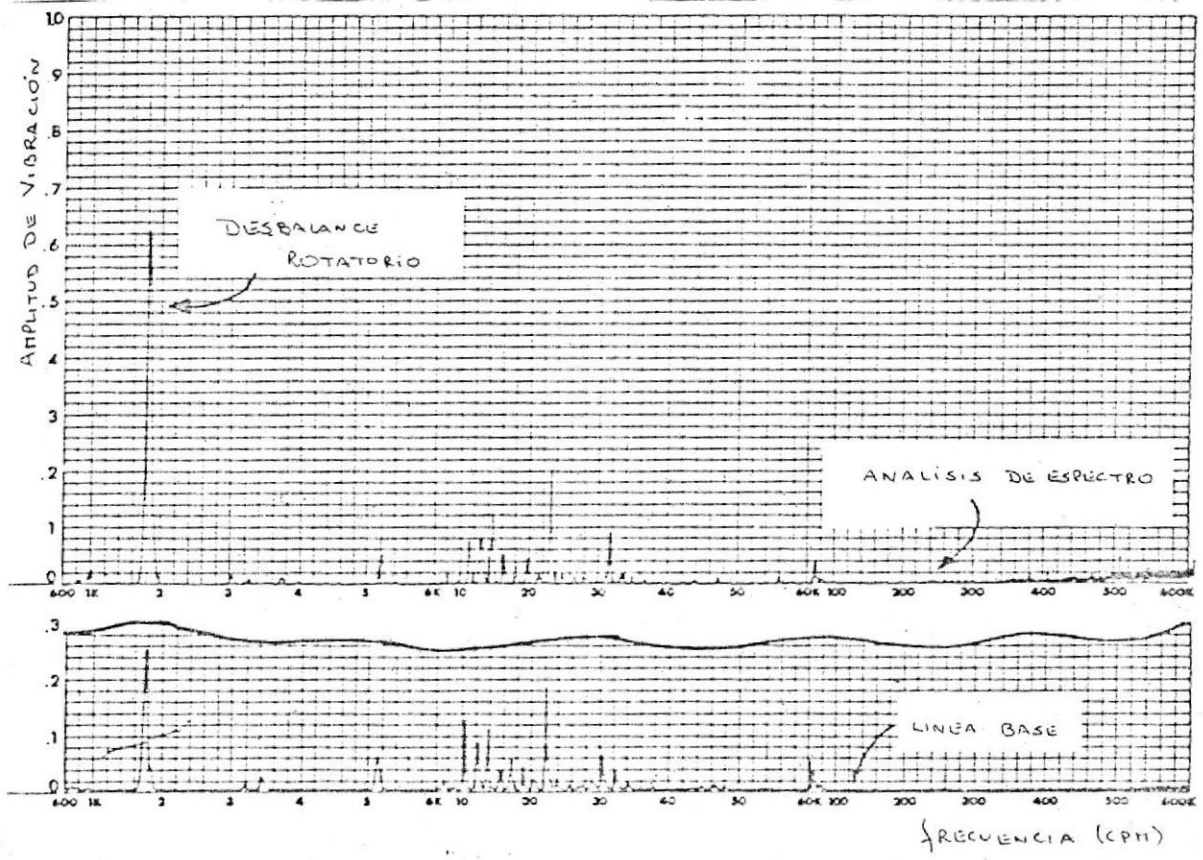


Fig. 3.46.- Lecturas Base, Método Gráfico del Análisis de Frecuencia.

da una información más detallada de las componentes de la vibración y nos provee de un gráfico continuo de amplitud de vibración versus frecuencia. La Fig. 3.46 nos muestra un ejemplo típico de datos de Línea Base usando el método gráfico. Para obtener estos gráficos debemos usar preferiblemente métodos semi-automáticos y automáticos de registro (Sec.2.2.3) formados por un analizador de vibraciones y su correspondiente graficador x-y.

Es muy común que las personas que usan este último tipo de registro, tienen impresa una hoja con la Línea Base de cada punto de interés de la máquina o máquinas, y efectúan el registro periódico de análisis de frecuencia sobreponiéndolo a éste, lo cual facilita su interpretación.

### 3.2.2 Interpretación de Datos

Una vez que se han establecido las características de la vibración, el próximo paso a dar es la comparación de las mediciones obtenidas con las características de vibración de los distintos tipos de defectos mecánicos (Sec. 3.1). La clave de estas comparaciones es la frecuencia, y en casos más complicados, la fase, y la comparación sobre las características de este factor se basa en las velocidades de rotación de las partes de la máquina.

A continuación en la referencia 45, esta la mejor tabula-

ción de síntomas de defectos en maquinarias (20), cuyo autor es John S. Sohre

Del estudio de la tabla, podemos observar que el análisis de vibraciones no es algo rápido y de resultados absolutos. Puede ser que el análisis lleve a resultados fáciles y rápidos de interpretar, pero no a menudo.

Los datos en cada una de las categorías presentan probabilidades de ocurrencia en tanto por ciento (%) basados en la experiencia del señor Sohre.

### 3.2.3 Determinación de Fallas

Con la determinación teórica de las características típicas de ciertas fallas en maquinarias que producen vibración (Sec. 3.1), con los datos obtenidos por un análisis completo de vibraciones del equipo, con la ayuda que nos puede prestar la tabla de síntomas del Apéndice G (Sec.3.2.2) y con medidas de impedancia mecánica en cada uno de los puntos de interés, podremos identificar y evaluar la severidad de las vibraciones provenientes de una máquina y si es el caso prescribir las correcciones debidas.

### 3.3 DEMOSTRACION DE LA EFICACIA DEL METODO DE ANALISIS DE VIBRACIONES EN EL DIAGNOSTICO DE PROBLEMAS INDUSTRIALES A TRAVES DE CASOS DE ESTUDIO.-

Caso INECEL.- A solicitud del Ing. Juan Saavedra, Ingeniero Consultor de la Central Térmica del Estero Salado de INECEL, procedí a efectuar la inspección de las condiciones de funcionamiento de los siguientes equipos: (Fig. 3.47)

- Motor de Bomba de Alimentación 2B sin carga
- Motor y Bomba de Alimentación 2B con carga
- Motor de Bomba de Alimentación 2A sin carga
- Motor y Bomba de Alimentación 2A con carga
- Motor de Bomba de Transferencia de condensado 2A sin carga

Para evaluar la condición de funcionamiento de cada uno de estos equipos, procedí a efectuar un análisis de vibraciones de cada uno de ellos.

El análisis fue realizado con el analizador de vibraciones IRD350 Vibration Analyzer and Dinamic Balancer, Fig. 3.48.

Las características técnicas de este equipo son:

Rango de frecuencia: 50 cpm-500000cpm

Rango de amplitud: 0-3000 micrones

0-3000 mm/seg

Filtro de porcentaje de ancho de banda constante: Broad  $\pm 5\%$

Sharp  $\pm 2.5\%$

Los resultados del análisis los presento a continuación:

- Motor de Bomba de Alimentación 2B sin carga (Fig. 3.49)

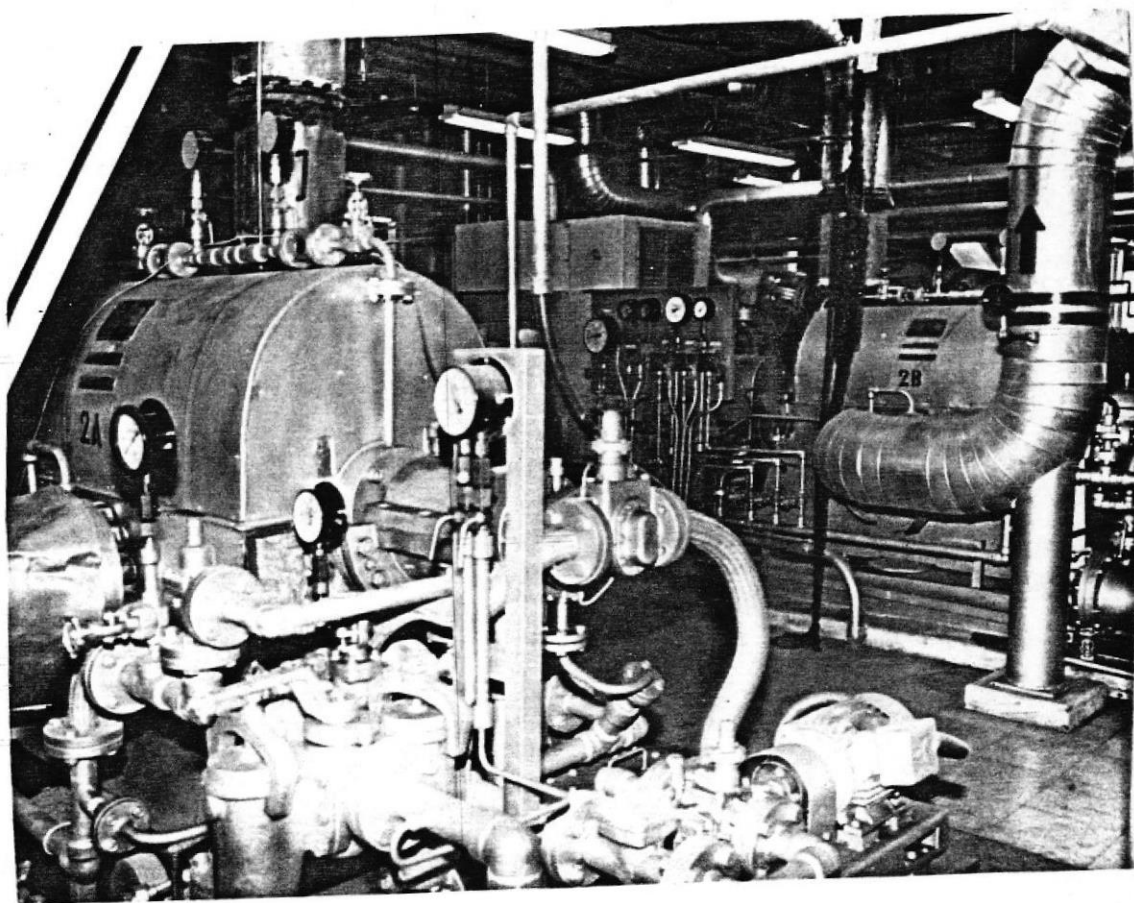


Fig. 3.47.- Motores y Bombas de Alimentación 2A y 2B

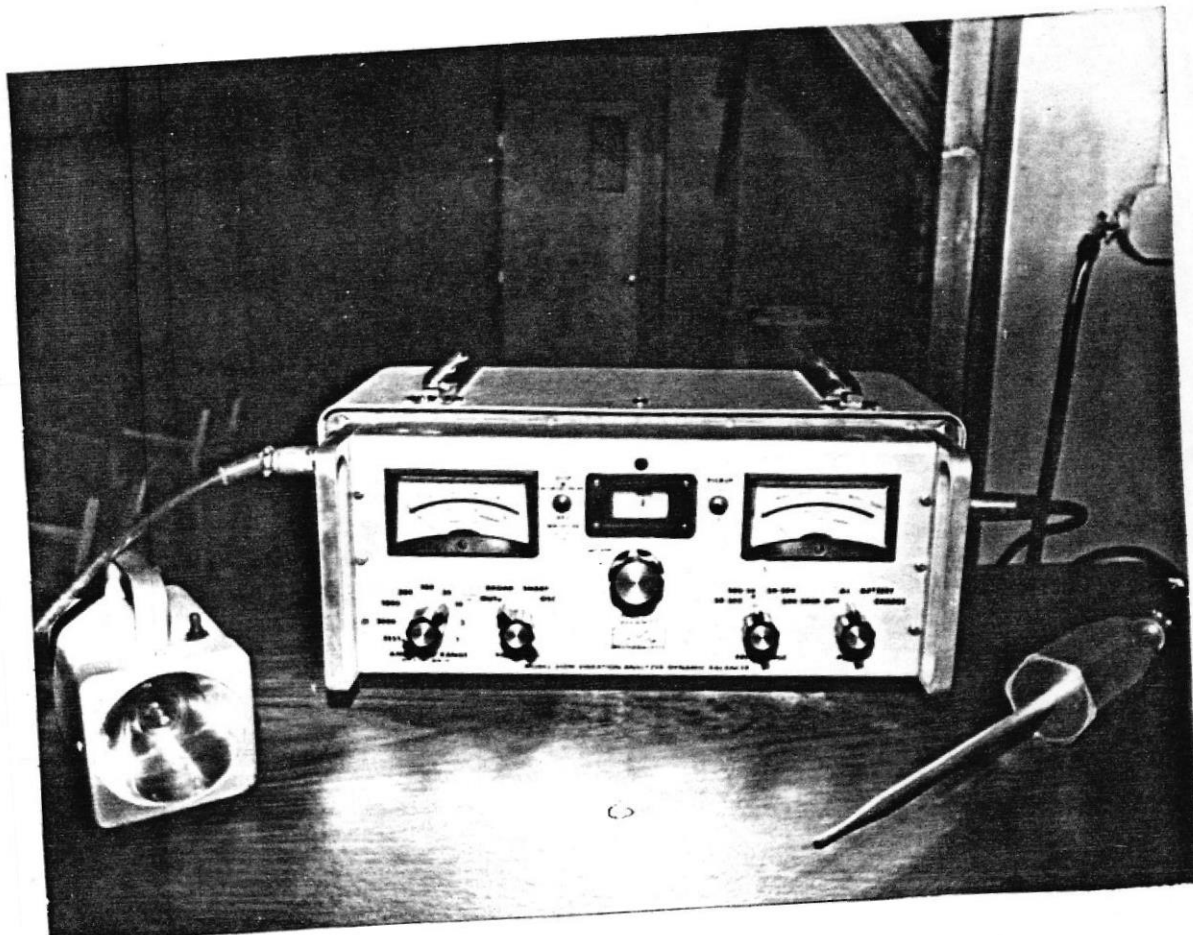


Fig. 3.48.- Analizador de Vibraciones IRD 350

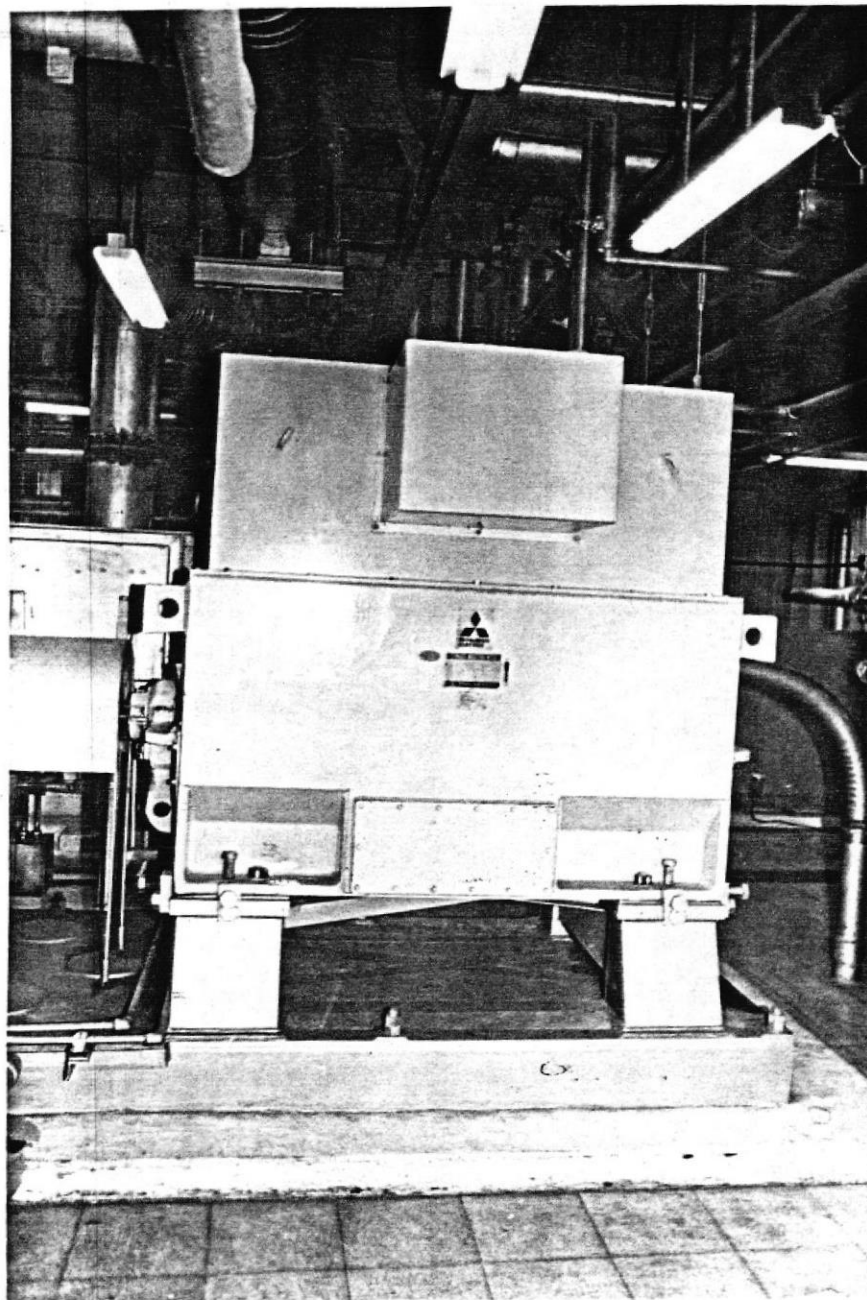


Fig. 3.49.- Motor de Bomba de Alimentación 2B

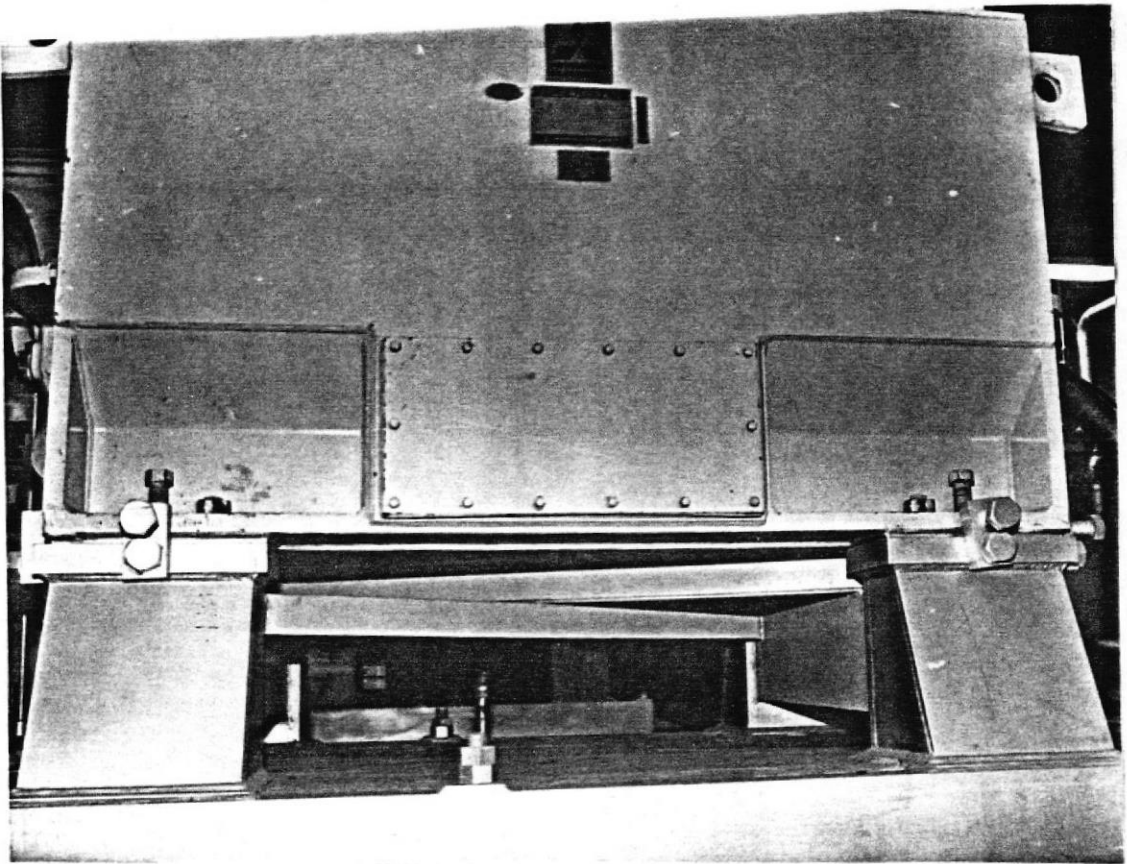


Fig.3.50.- Estructura de Apoyo de Motor de Bomba de Alimentación 2B.

A solicitud de la parte interesada (INECEL), primero procedí a chequear el grado de desequilibrio del rotor del motor, puesto que este motor en las pruebas inmediatamente posteriores a su montaje mostró una gran severidad de vibración, apreciación tomada al tacto en comparación con otro motor igual (motor de bomba de alimentación 2A).

Los técnicos japoneses de la Mitsubishi estuvieron de acuerdo que la severidad de la vibración era superior a lo normal, pero en lugar de buscar la causa de la excesiva vibración y corregirla, procedieron a rigidizar la estructura de apoyo del motor, Fig. 3.50, con lo que aparentemente disminuyeron un poco el nivel de vibración al aumentar la impedancia de los apoyos.

Efectué la toma de lecturas pertinentes para determinar el grado de desequilibrio del rotor del motor, es decir, la componente horizontal de la vibración filtrada a la frecuencia de rotación (3560RPM). Estas lecturas fueron: (Fig. (3.51)

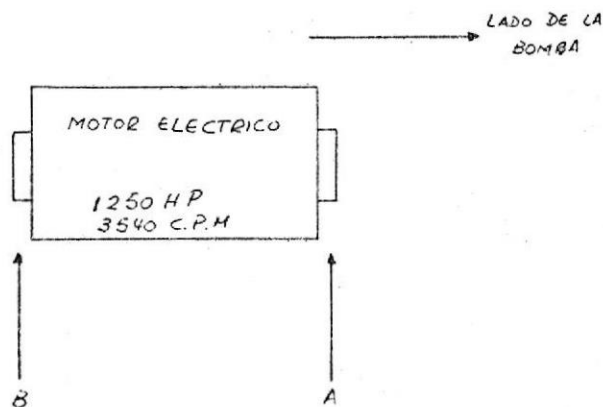


Fig. 3.51.- Esquema del Motor de Bomba de Alimentación 2B.

Vibración total en la dirección horizontal con el filtro del analizador a 3560 RPM.

Lado A.- 44 micrones de amplitud pico-pico

Lado B.- 30 micrones de amplitud pico-pico

Si tomamos la mayor de ambas lecturas, osea la correspondiente a 44 micrones en el punto A, y vamos a una tabla general de severidad de vibraciones como la propuesta por la IRD (Fig. 3.52) o la VDI 2056 (Fig. 3.53), tenemos que esta lectura de vibración a su frecuencia de 3560 RPM, le corresponde el rango de las vibraciones "severas" o "inadmisibles" respectivamente.

Las lecturas de vibración las tomamos en Amplitud Pico-Pico a pesar de no ser esto lo más aconsejado dada la frecuencia de la vibración (3560 CPM) y el tipo de transductor (sensor de velocidad), (Sección 2.1.2; 2.1.3 y 2.2.1; puesto que disponía de una tabla de severidad específica para este equipo, proporcionada por el mismo fabricante (Mitsubishi Electric Corporation), la cual trabaja con amplitudes pico-pico de vibración en función de la frecuencia (Fig. 3.54 y 3.55) para motores horizontales y verticales respectivamente.

Al buscar en estas tablas el tipo de severidad para los valores de vibración tomados, encontramos que para la fre-

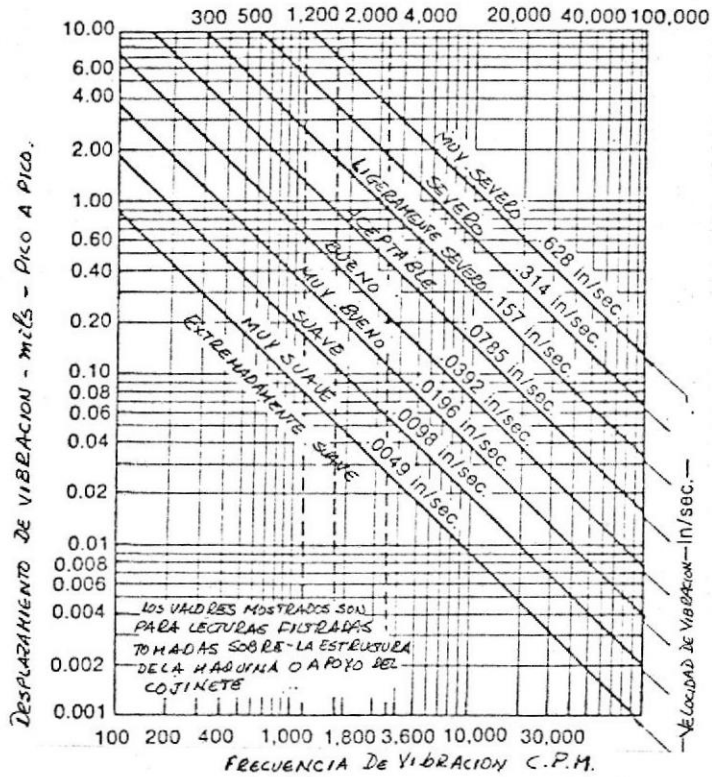


Fig. 3.52.- Carta General de Severidad Propuesta por la IRD

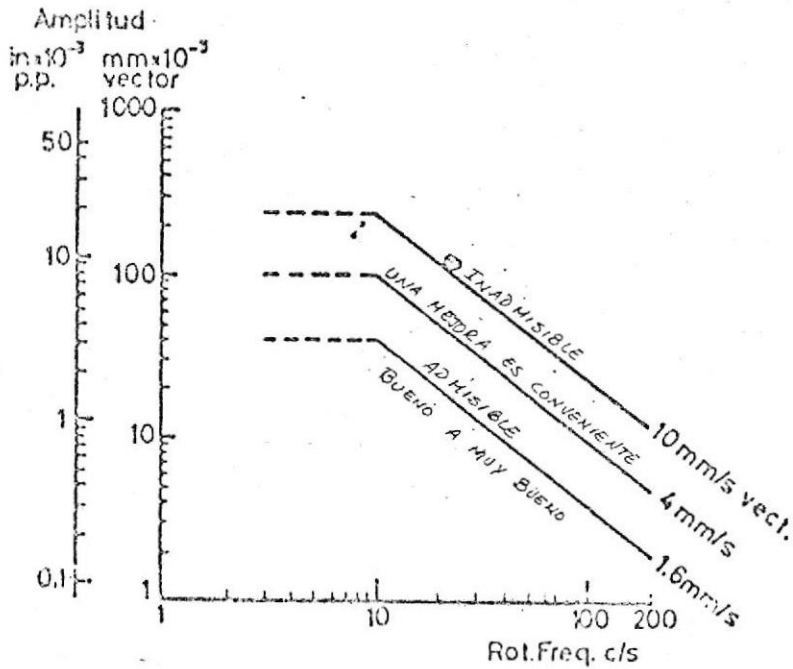


Fig. 3.53.- Carta de Severidad V.D.I. 2056

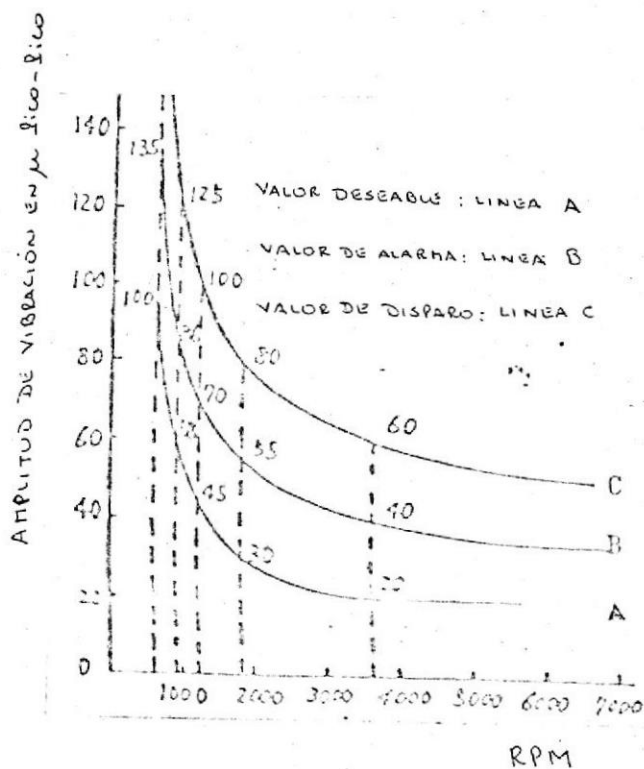


Fig. 3.54.- Carta de Severidad de Vibración para Motores Horizontales.

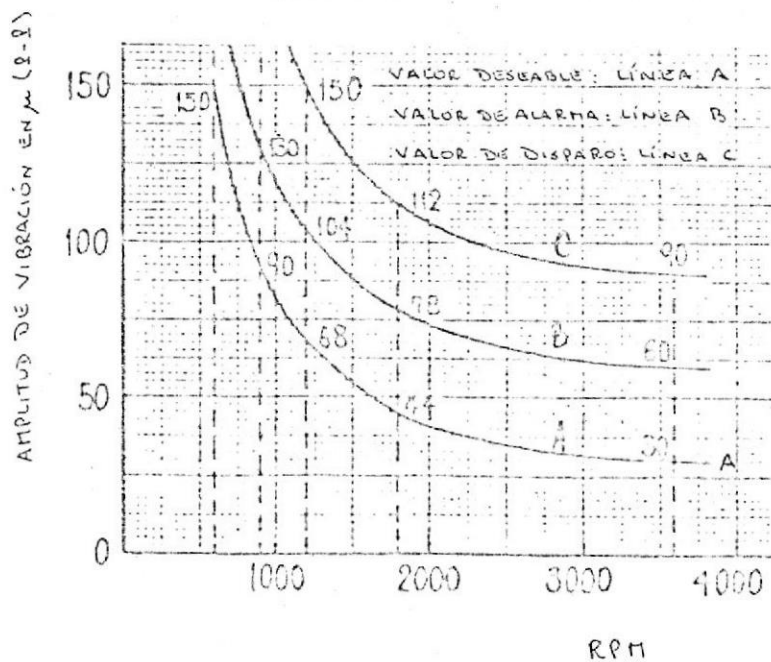


Fig. 3.55.- Carta de Severidad de Vibración para Motores Verticales.

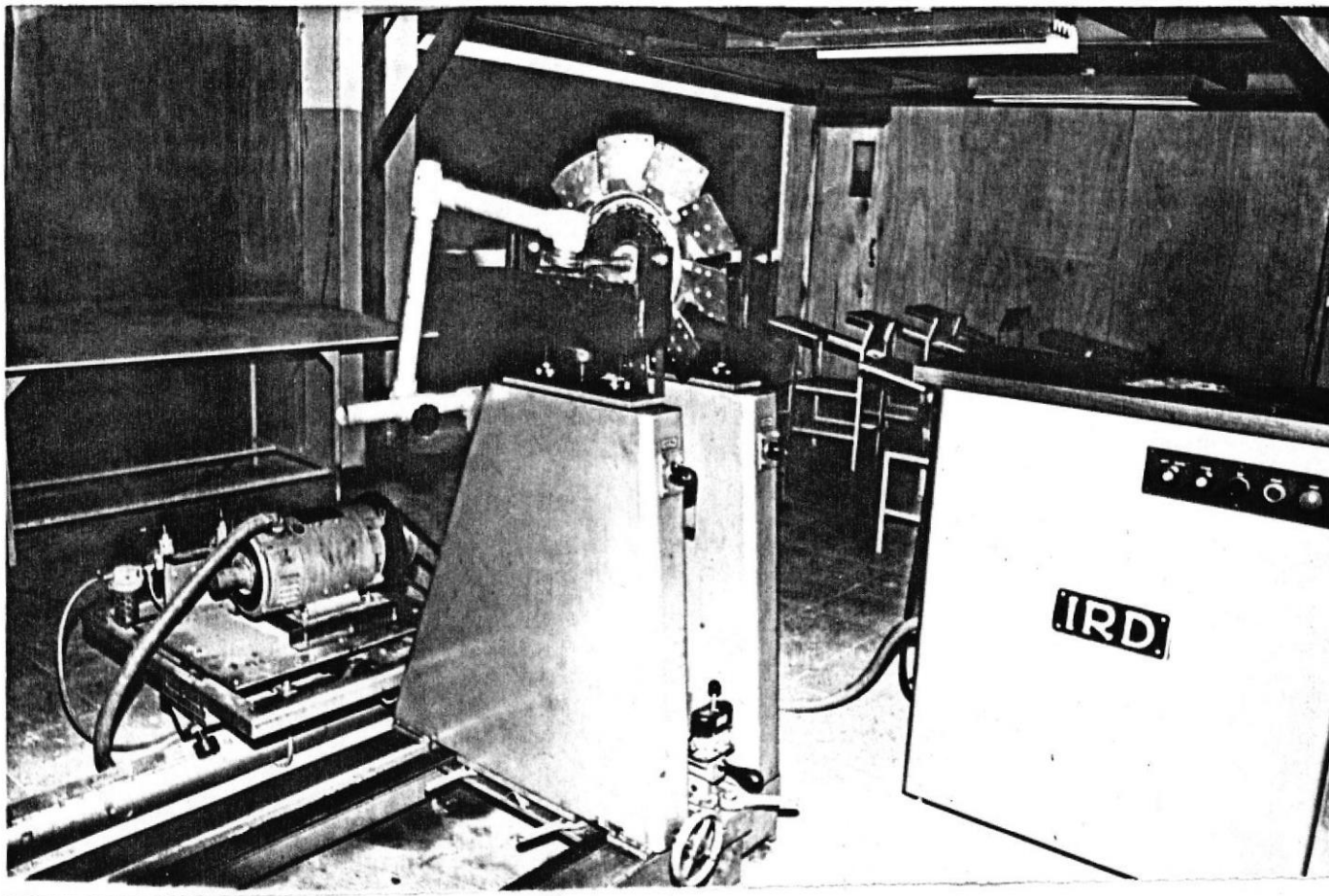


Fig. 3.56.- Máquina Balanceadora IRD de la ESPOL.

cuencia correspondiente, la lectura de 30 micrones ha pasado la línea del valor máximo deseable o conveniente y la lectura de 44 micrones la línea del valor de alarma. Por lo que se resolvió equilibrar dinámicamente el rotor.

Puesto que no podía equilibrar el rotor "in situ" porque no tenía acceso a colocar los pesos equilibradores, se tuvo que desmontar el rotor y llevarlo a la máquina balanceadora IRD de la ESPOL (Fig. 3.56).

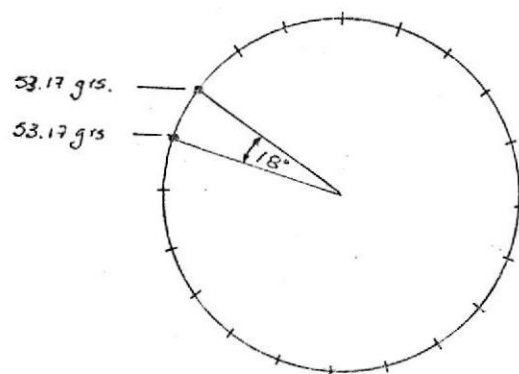
En la máquina balanceadora, a soporte suelto, las lecturas de vibración en la dirección horizontal filtradas a la frecuencia de rotación (~1200 RPM) fueron:

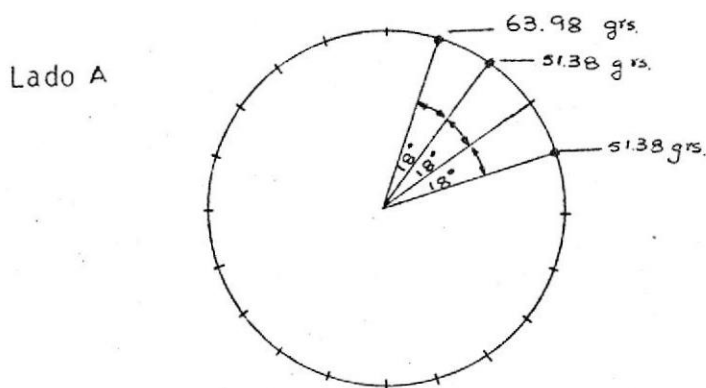
Lado A.- 210 micrones de amplitud pico-pico

Lado B.- 32 micrones de amplitud picó-pico

Al efectuar el proceso de equilibrado, obtuve que tenía que colocar tres pesos balanceadores en el lado A y 2 pesos en el Lado B, con la siguiente disposición:

Lado B





Luego de colocados los pesos balanceadores, las lecturas finales de vibración obtenidas con el rotor en la máquina balanceadora fueron:

Lado A.- 35 micrones de amplitud pico-pico

Lado B.- 12 micrones de amplitud pico-pico

Las que consideré lecturas correspondientes a niveles aceptables de vibración (ver Figs. 3.52 y 3.53) dadas las condiciones (soporte suelto).

Una vez vuelto a colocar el rotor en el motor eléctrico en la planta de Salitral, volví a tomar las mismas lecturas originales (Ver Fig. 3.51) de vibración en la dirección horizontal y filtrada a 3560 RPM. Los resultados fueron:

Lecturas finales:

Lado A.- 9 micrones de Amplitud pico-pico

Lado B.- 3 micrones de Amplitud pico-pico

Valores de vibración que se encuentran muy por debajo de los valores máximos permisibles de la tabla de severidad

de la Mitsubishi (Fig. 3.54) y en el rango de buena operación en las tablas de severidad de la IRD (Fig. 3.52) y la VDI 2056 (Fig. 3.53).

Luego de equilibrado el rotor del motor de la bomba 2B, procedí a efectuar el análisis completo de vibraciones del motor. Este análisis lo presento en la Fig. (3.57).

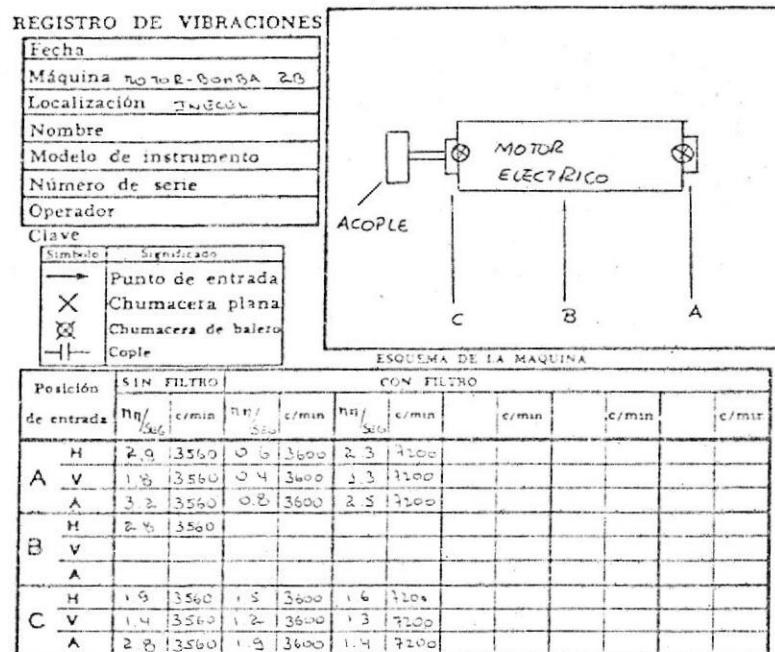


Fig. 3.57.- Análisis de Vibraciones de Motor de Bomba de Alimentación 2B.

De los datos de la Fig. (3.57) podemos observar que todas

sus lecturas filtradas, a 3600 CPM y a 7200 CPM, están en un rango de operación normal según las cartas de severidad de las Fig.s (3.52) (3.53) y (3.54). Por tanto podemos concluir que el equipo se encuentra en buenas condiciones de operación.

Motor de Bomba de Alimentación 2A (Fig. 3.58).- Los resultados del análisis de vibraciones los presento a continuación (Fig. 3.59).

De los datos del análisis de la Fig. (3.59) podemos observar que todas sus lecturas se encuentran en un rango de operación normal, según las cartas de severidad de las figuras (3.52), (3.53) y (3.54); a pesar de estar en un nivel de vibración superior que las lecturas del motor de la bomba 2B, pero todavía no pasan el valor máximo "conveniente" de la carta de severidad de la Fig. (3.54).

A continuación, una vez comprobada la buena condición de cada uno de los motores, procedí a efectuar un análisis de los motores y las bombas de alimentación acoplados. Los resultados los presento a continuación.

Motor y Bomba de Alimentación 2B. (Fig. (3.60)).- Efectué un análisis de vibraciones al motor y bomba de alimentación 2B, cuyos resultados los presento en la Fig. (3.61). Los resultados de este análisis muestra que la única medida

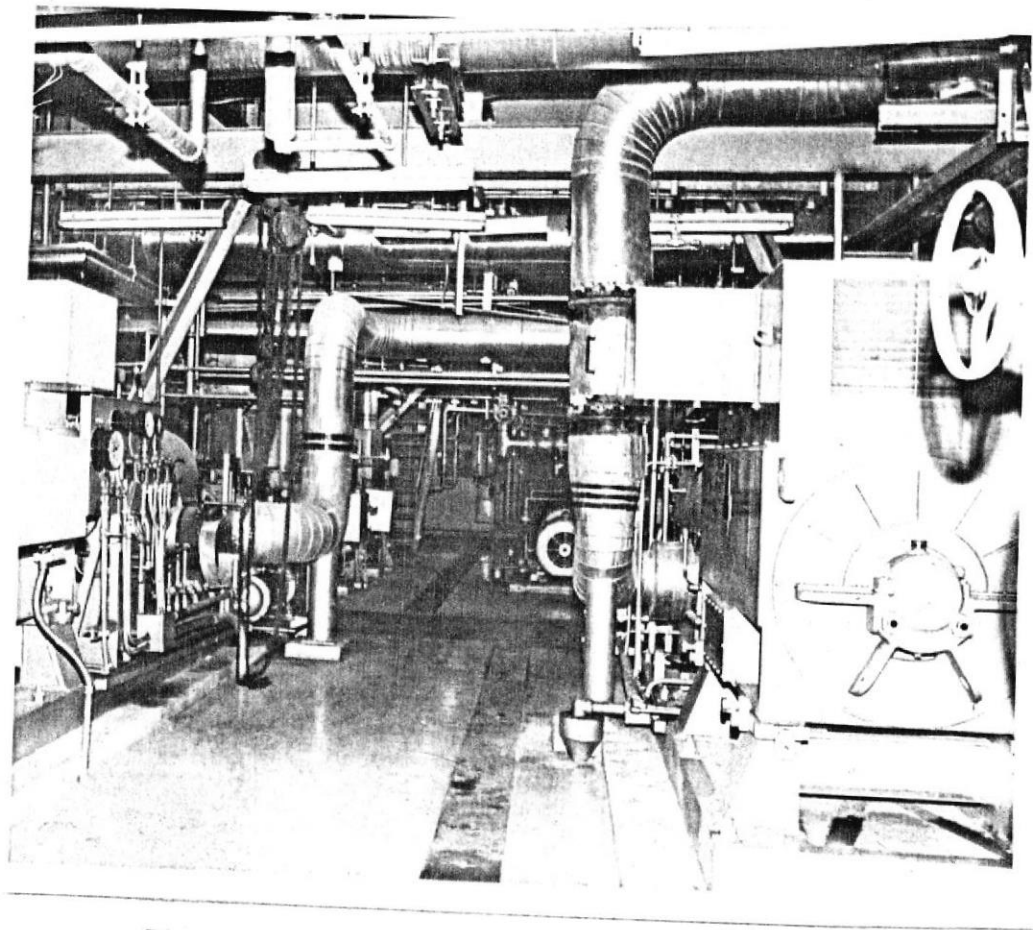


Fig. 3.58.- Motor de Bomba de Alimentación 2A

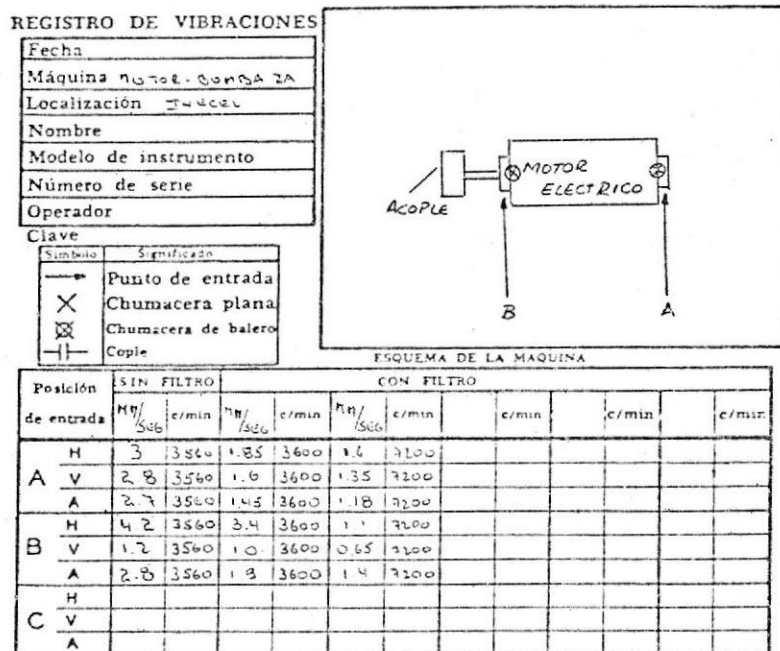


Fig. 3.59.- Análisis de Vibraciones de Motor de Bomba de Alimentación 2A.

fuera de especificación es una de 8.2 mm/seg a una frecuencia de 14250 CPM en el punto 3 en la dirección vertical.

Al efectuarse una inspección del equipo, se encontró que esta vibración era producida por la resonancia de la tubería de salida de la bomba, Fig. (3.62), la misma que vibraba a 14250 CPM, afectando esta vibración al suelo adyacente

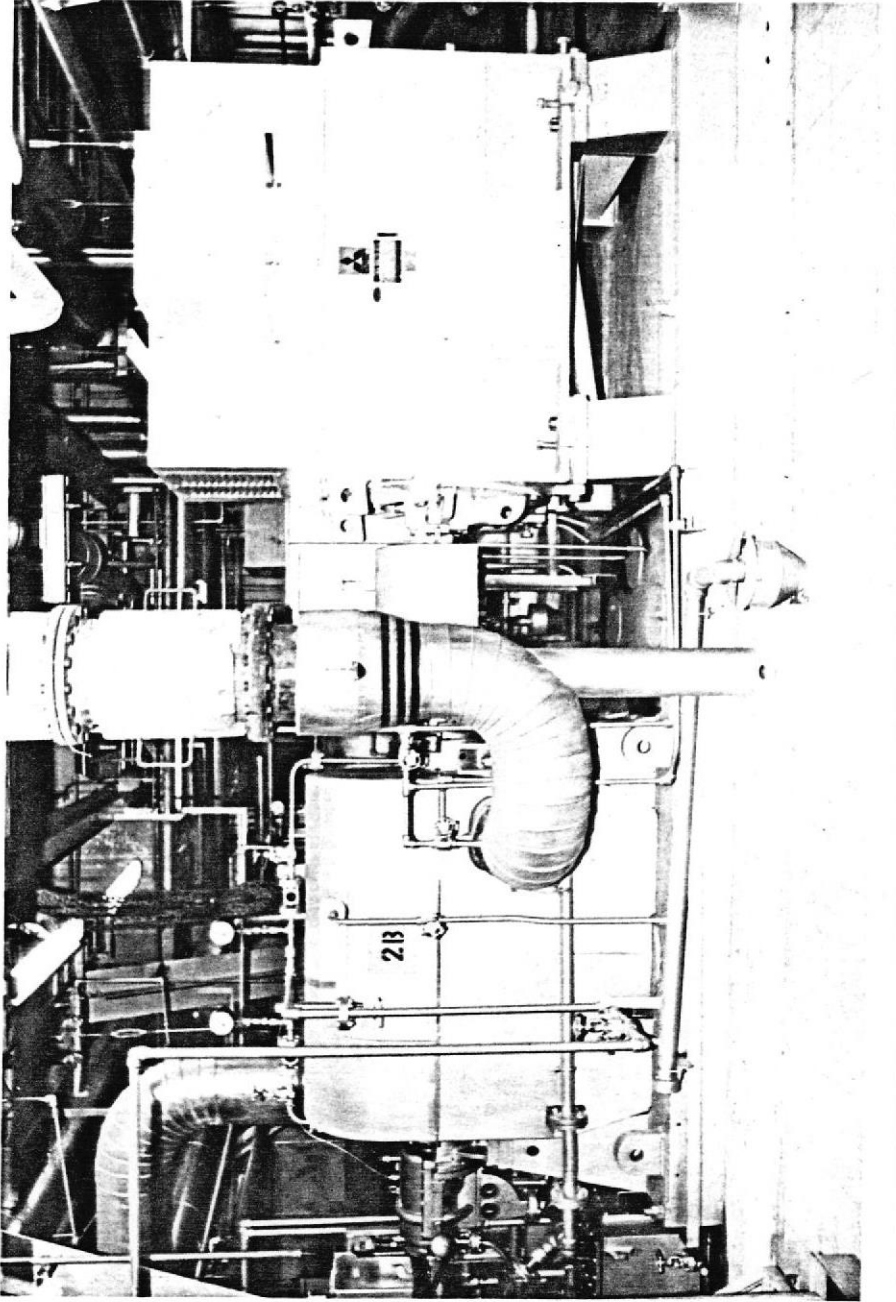


Fig. 3.60.- Motor y Bomba de Alimentación 2B .

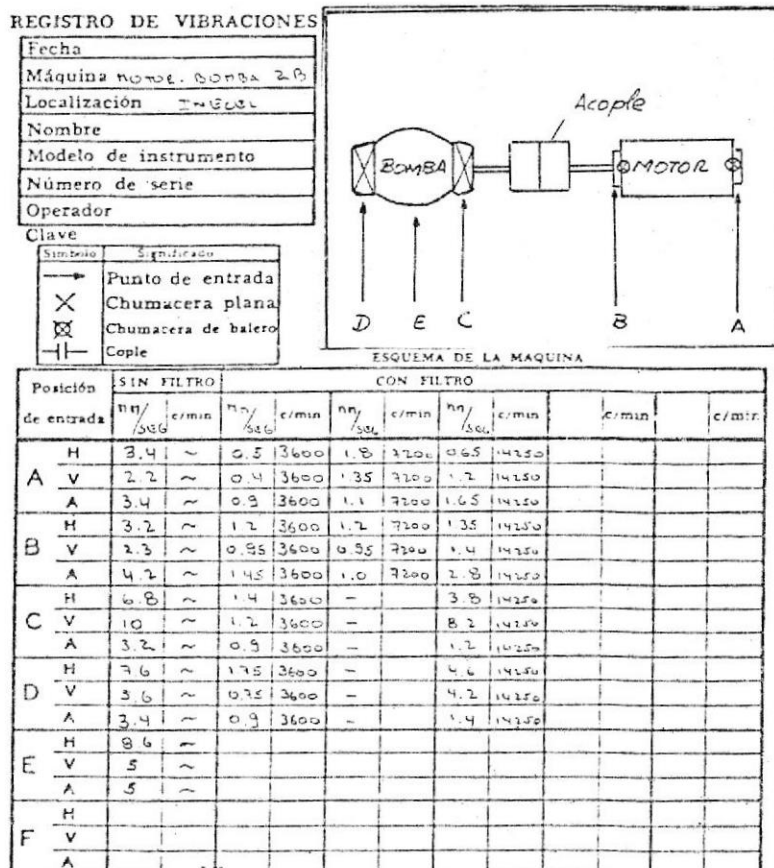


Fig. 3.61.- Análisis de Vibraciones de Motor y Bomba de Alimentación 2B.

el cual también estaba vibrando a 14.250 CPM y a la bomba (de ahí la persistencia de esta componente a a 14250 CPM en todos los puntos del equipo.

Ante la presencia de esta resonancia, procedí a investigar otros parámetros de operación del equipo, como la presión.

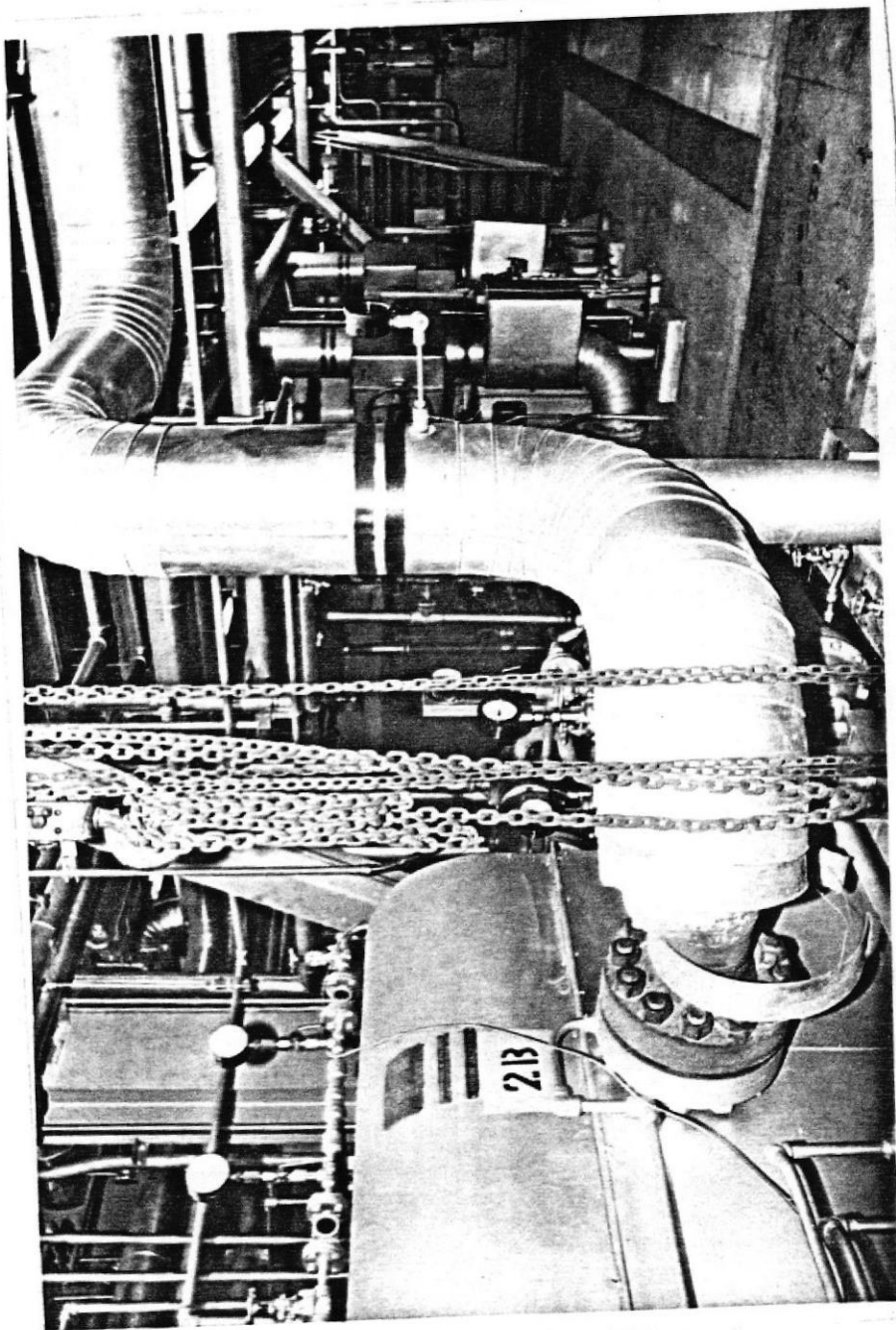
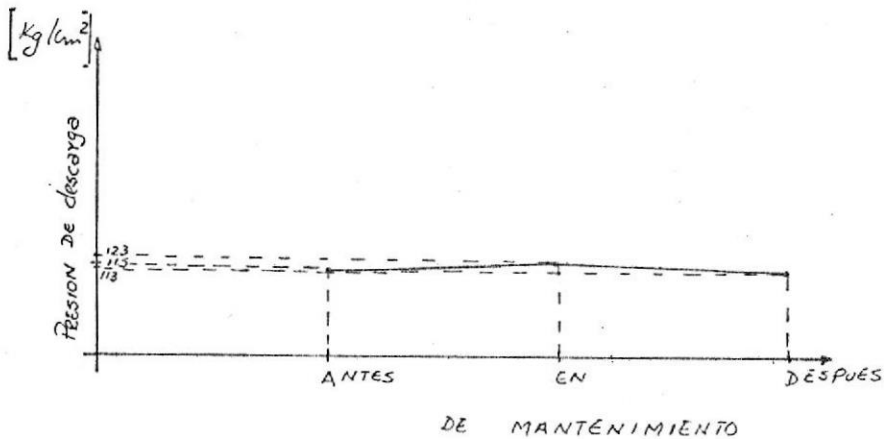
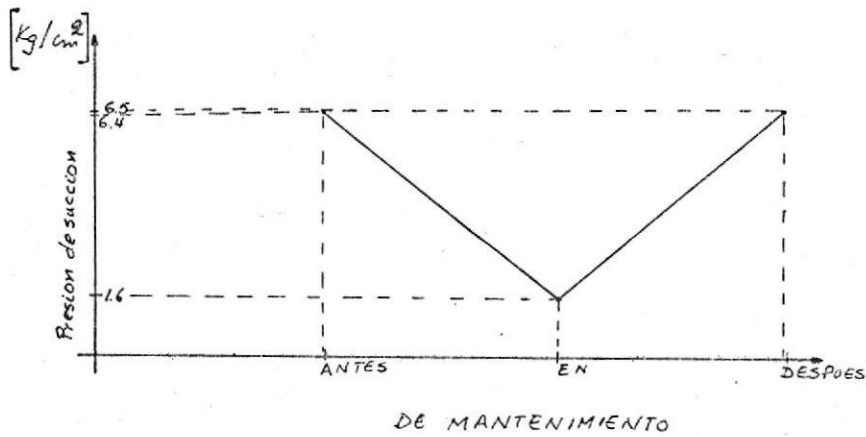
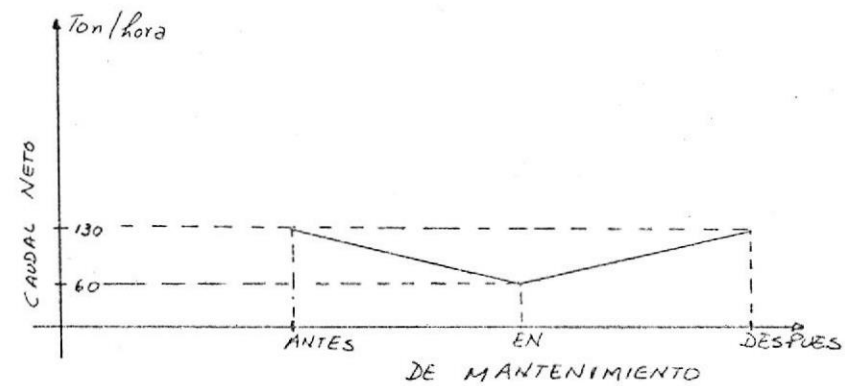
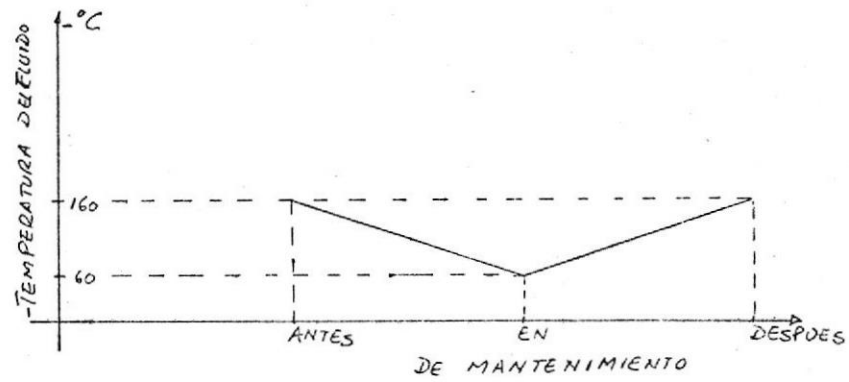
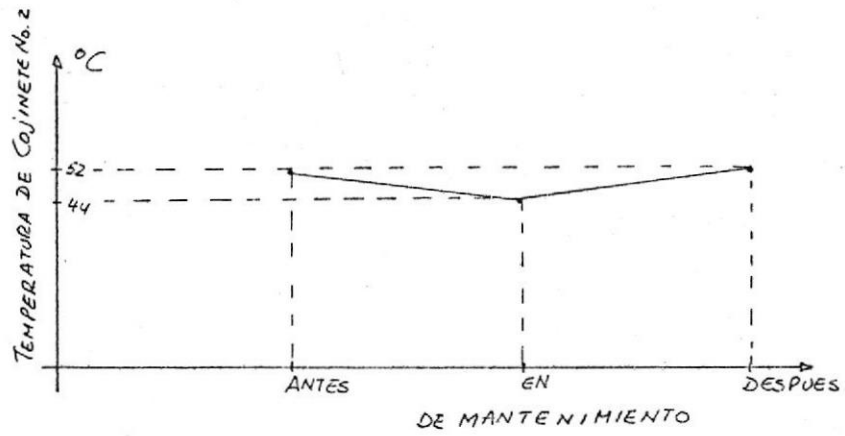
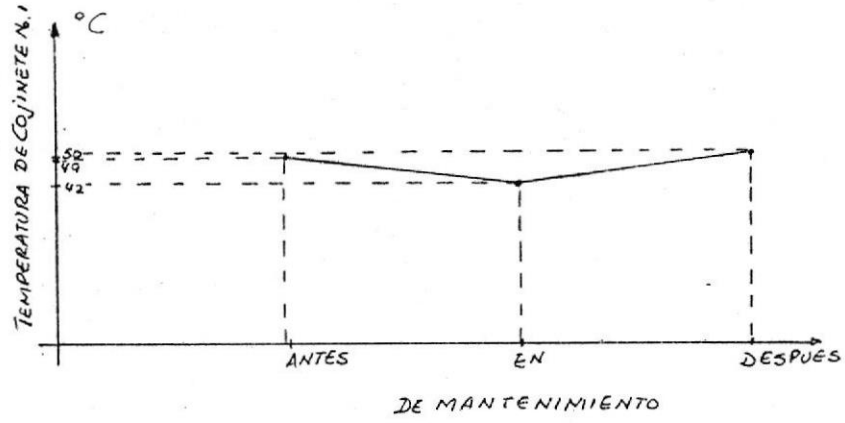


Fig. 3.62.- Tubería de Salida de Bomba de Alimentación 2B

de admisión de la bomba, la presión de descarga, su caudal, la temperatura del fluido de trabajo y la temperatura de los cojinetes. Obtuve datos de los parámetros antes mencionados para fechas anteriores y posteriores al período de mantenimiento (mayo 1981), estos datos los presento a continuación, todos de la bomba 2B:





De los últimos datos podemos observar que los únicos parámetros con marcada diferencia para las distintas fechas de inspección, son la presión de succión y descarga, el caudal neto y la temperatura del fluido de trabajo. Antes de continuar, es preciso recalcar que la excesiva vibración producida por la resonancia de la tubería no produce un significativo aumento en la temperatura de los cojinetes, ya que éstos se mantienen muy por debajo de su temperatura normal de trabajo.

Investigué que la presión de succión y descarga, y el caudal neto eran inferiores a lo normal, porque para la prueba, el fluido de trabajo lo estaba haciendo recircular, Fig. (3.63); no habiendo razón aparente de que esto produzca la excesiva vibración en la tubería. Por el contrario, el cambio en la temperatura del fluido de trabajo (de 160°C a 60°C en el mantenimiento), producía que el soporte de la tubería de salida, Fig. (3.64), no estuviese dilatado como cuando la temperatura era 160°C, lo que trae como consecuencia un cambio en la rigidez vertical del soporte, y por tanto un cambio en la frecuencia natural de vibración de la tubería de salida, siendo ésta a mi entender la causa más probable de la gran vibración observada, y a su vez de la gran vibración vertical observada en el cojinete # 3 del equipo.

En operación normal, esta resonancia desapareció (Ver datos de la Fig. 3.69).

Motor y Bomba de Alimentación 2A. (Fig. 3.65).-

Diagrama de funcionamiento en operacion normal

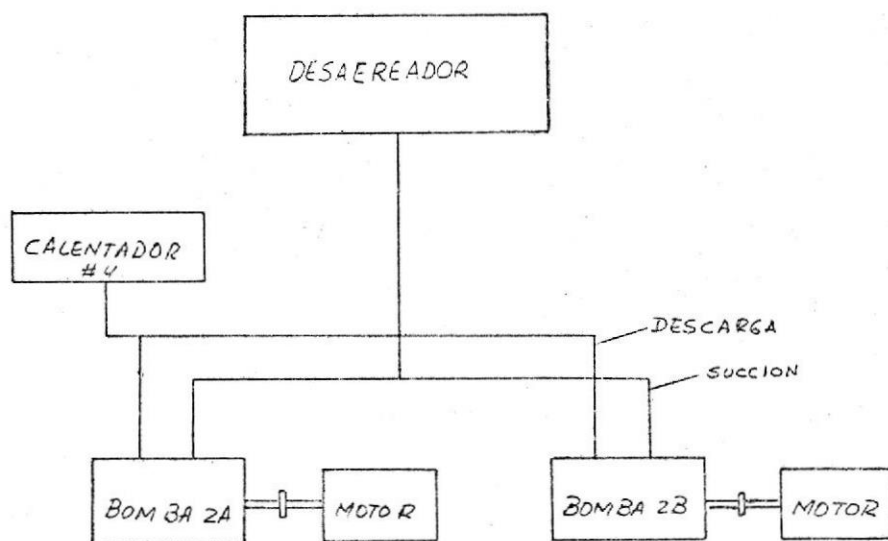


Diagrama de funcionamiento en mantenimiento

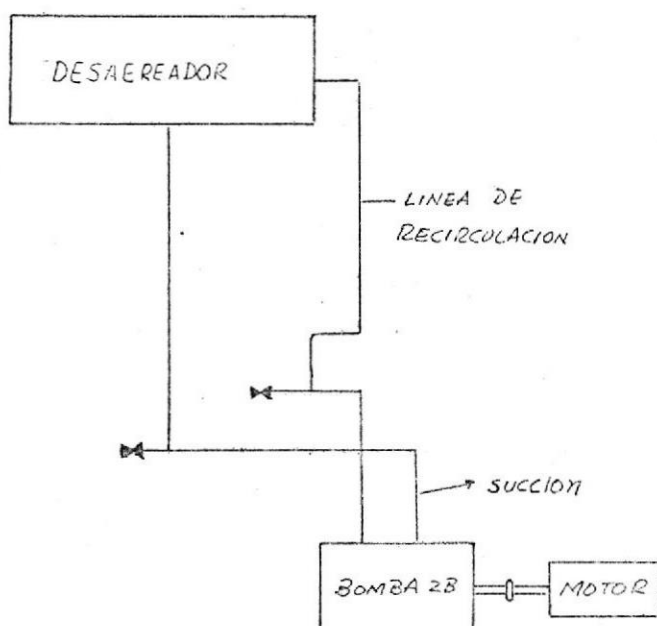


Fig. 3.63.- Esquema del funcionamiento de Bombas de Agua de Alimentación 2A y 2B durante las pruebas.

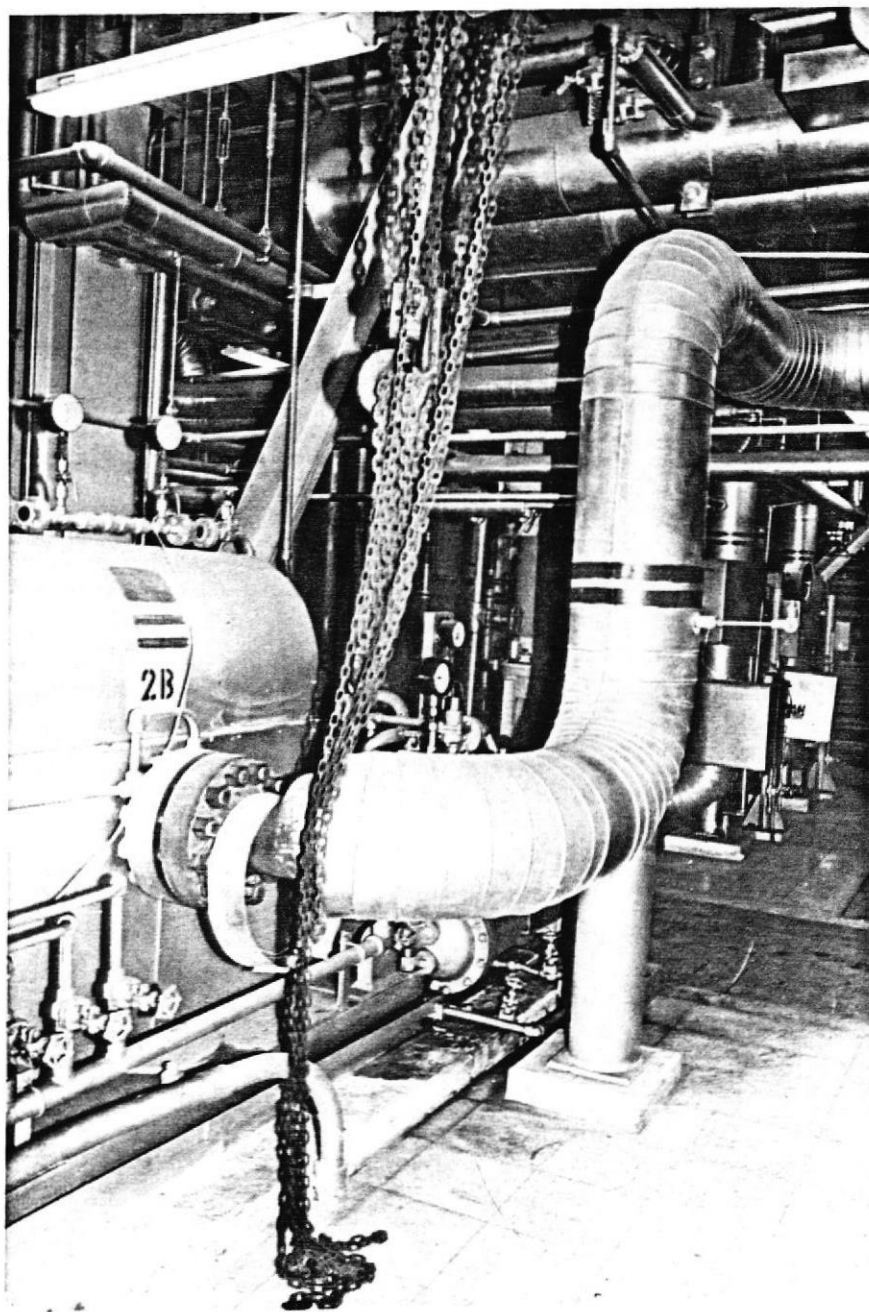


Fig. 3.64.- Soporte de la Tubería de Salida 2B

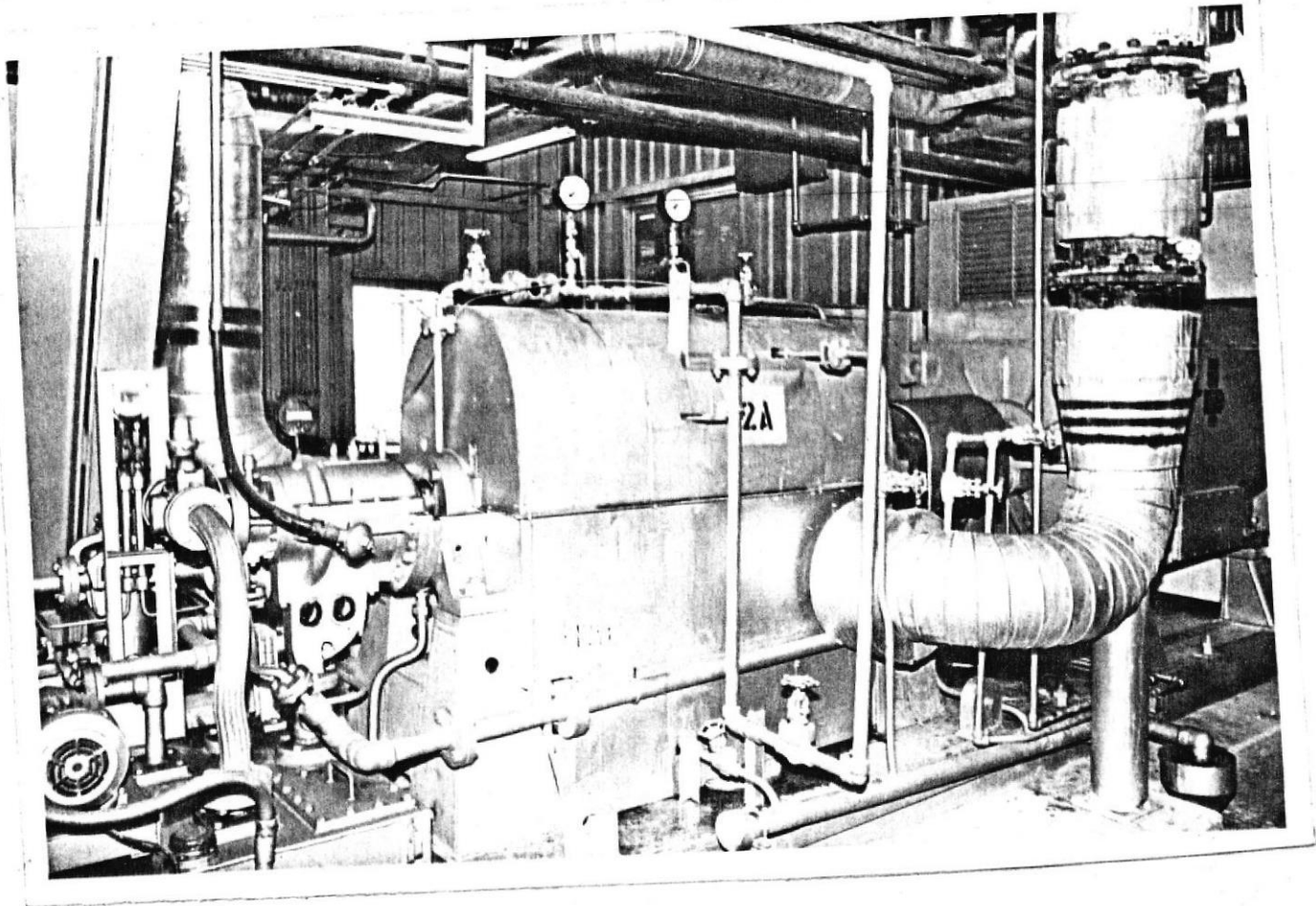


Fig. 3.65.- Motor y Bomba de Alimentación 2A

Motor y Bomba de Alimentación 2A Fig. (3.65).- Los resultados del Análisis de Vibraciones los presento a continuación, Fig. (3.66)

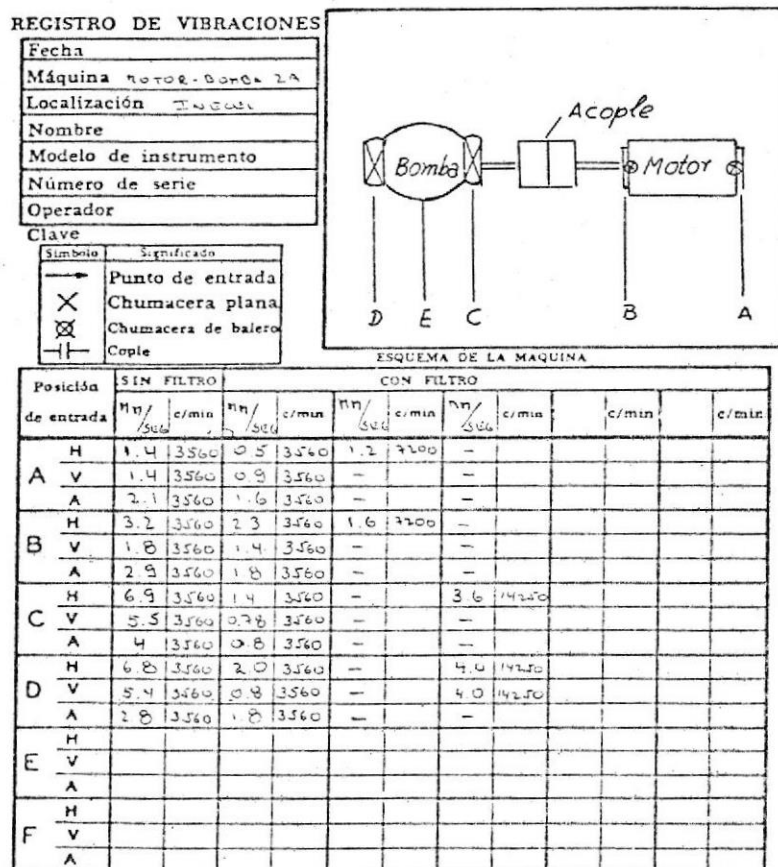


Fig. 3.66.- Análisis de Vibraciones de Motor y Bomba de Alimentación 2A

De los datos del Análisis de la Fig. (3.66) podemos observar que todas sus lecturas se encuentran en un rango de operación normal según las cartas de severidad de las figuras (3.52), (3.53) y (3.54). Nótese la presencia de la componente a 14250 CPM.

Motor de Bomba de Transferencia de Condensado 2A, Fig. (3.67).-  
Efectué el análisis y los resultados los presento en la Fig. (3.68).

Los resultados no muestran ninguna anomalía en el equipo y todas sus componentes de vibración filtradas están en un rango de buena operación según normas VDI2056, carta de severidad IRD y carta de severidad para motores verticales de la Mitsubishi; Figs. (3.53), (3.52) y (3.55), respectivamente.

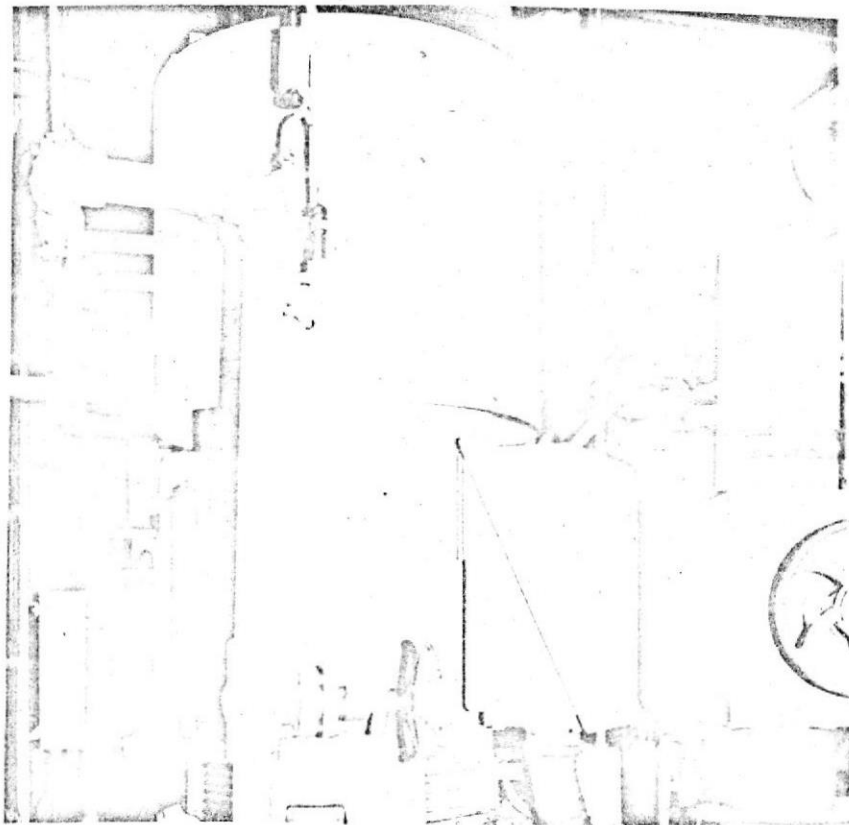


Fig. 3.67.- Motor de Bomba de Transferencia de Condensado 2A.

Ya en operación normal, en agosto de 1981, procedí a tomar medidas totales de vibración en el equipo 2B que es el que había presenta-

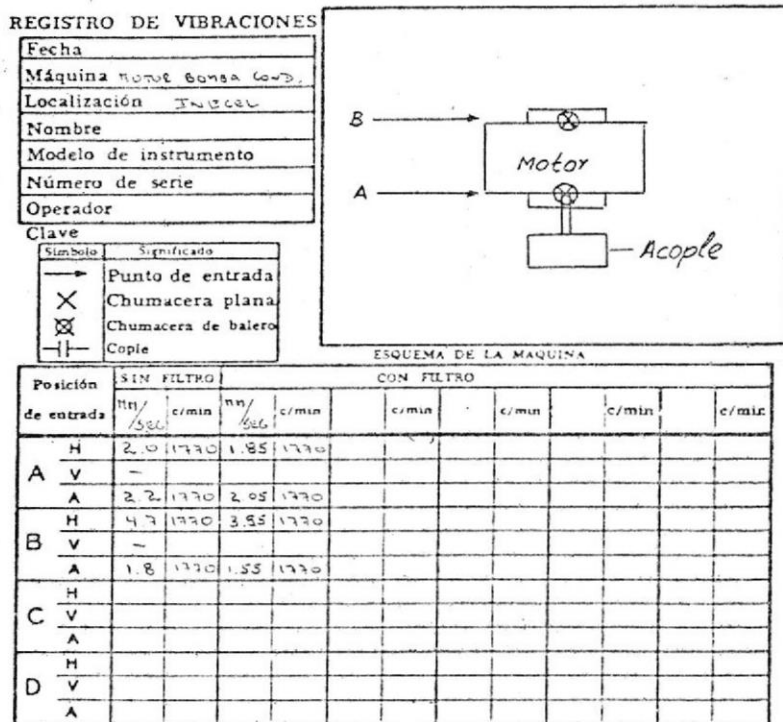


Fig. 3.68.- Análisis de Vibraciones de Bomba de Transferencia de Condensado 2A.

do mayores problemas (desequilibrio del rotor del motor y resonancia de tubería de salida), los resultados los presento en la figura (3.69) y me muestran un equipo en excelentes condiciones de operación.

Caso Cemento Nacional- A solicitud del Ing. Alcívar, Jefe de Man-

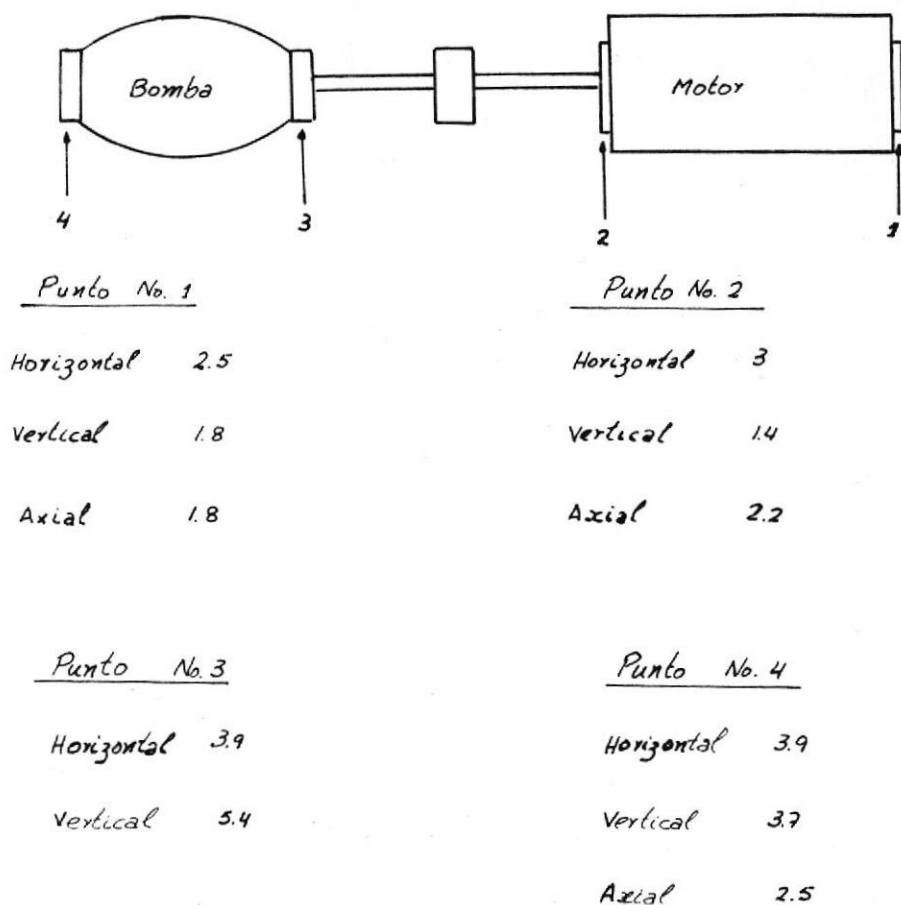


Fig. 3.69.- Lecturas de Vibración de Motor y Bomba de Alimentación 2B en operación normal luego del mantenimiento (agosto 1981).

tenimiento de la Planta de Cemento "Cerro Blanco", se procedió a efectuar un análisis de vibraciones de los ventiladores del horno N° 2 de la Planta, para investigar su condición de operación.

El análisis fue realizado con el analizador de vibraciones IRD 350.

Los resultados del análisis los presento a continuación:

Motor y Ventilador N° 2 (Fig. 3.70).- Los resultados del Análisis de Vibraciones los presento en la Fig. (3.71).

Se tomaron lecturas de vibración total (Filter Out) en los 4 cojinetes del equipo y en las 3 direcciones (horizontal, vertical y axial), tanto en desplazamiento (micrones) como en velocidad pico (mm/seg) de vibración.

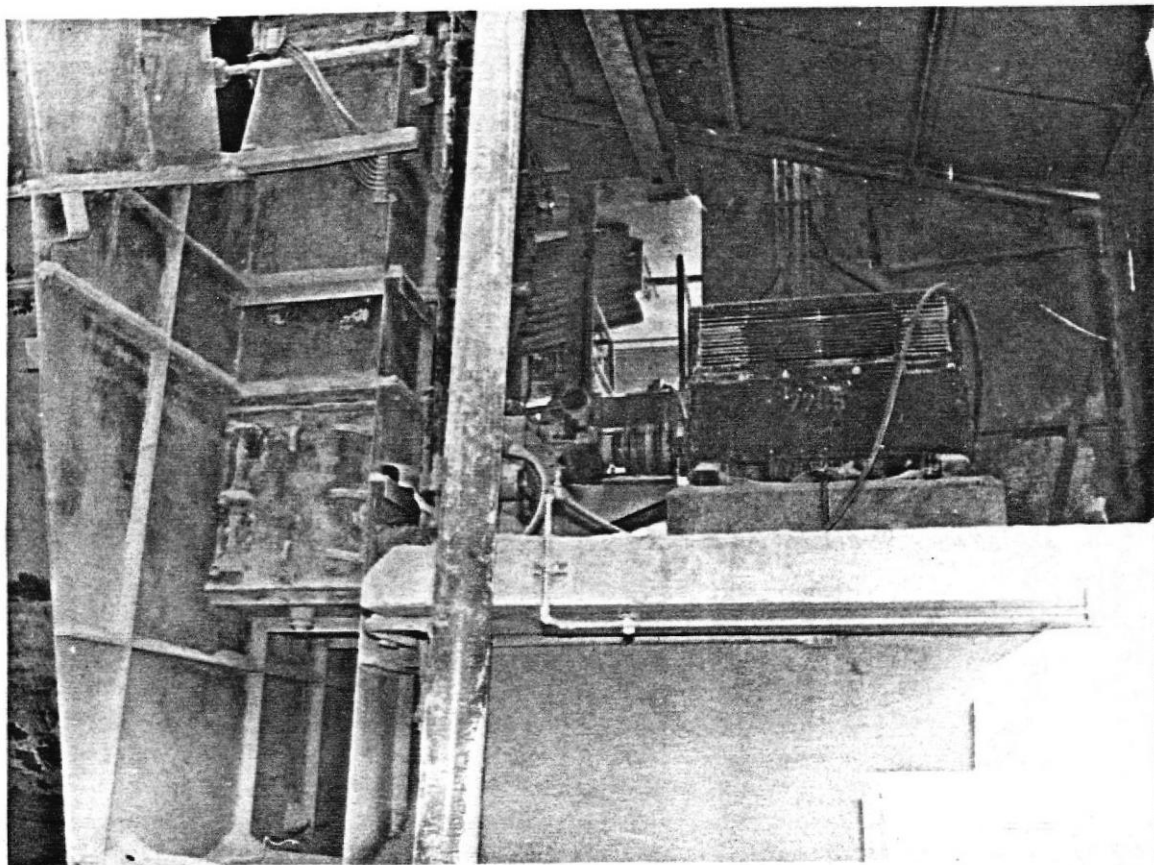


Fig. 3.70.- Motor y Ventilador N° 2.

Se tomaron también lecturas de vibración filtradas a las frecuencias de 720 cpm (frecuencia de rotación), 1440, 2160, 2880. 3600 7200 y 14400 cpm.

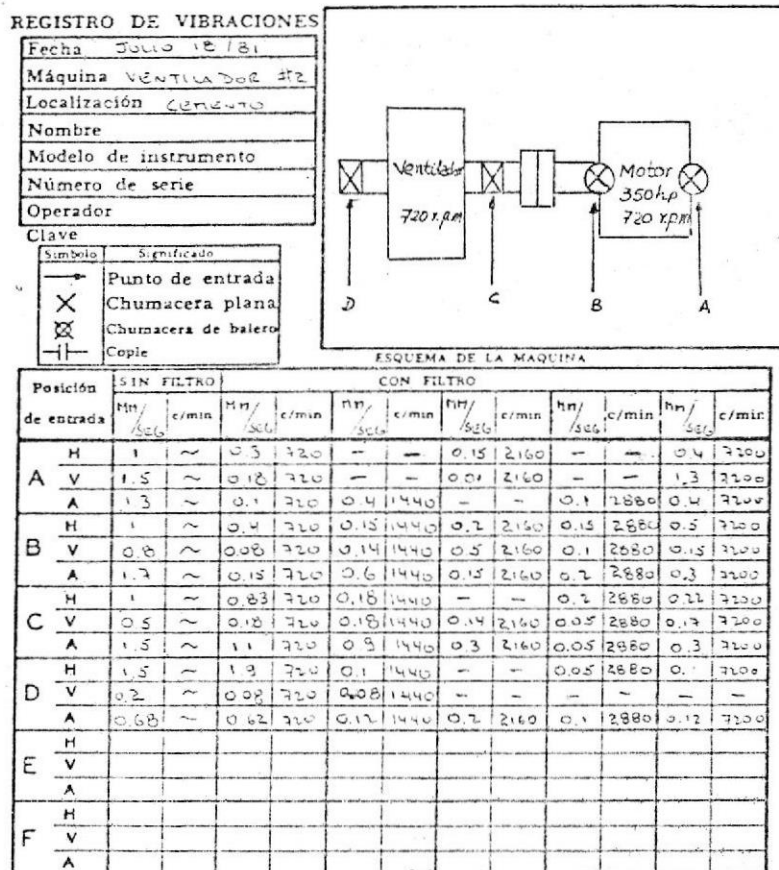


Fig. 3.71.- Análisis de Vibraciones de Motor y Ventilador N° 2

Comparando los datos de la Fig. (3.71) con tablas de severidad como las de las figuras (3.52) y (3.53), vemos que están en el rango de buena operación y por lo tanto, se puede considerar que no hay la presencia de ningún problema mecánico, ni en el motor, ni en el ventilador.

Motor y Ventilador N° 4.- (Fig. 3.72).- Los resultados del Análi-

sis de Vibraciones los presento en la Fig. (3.73). Debido a la premura del tiempo no se pudo tomar lecturas completas de vibraciones en los 4 cojinetes, sino solamente en los cojinetes del ventilador.

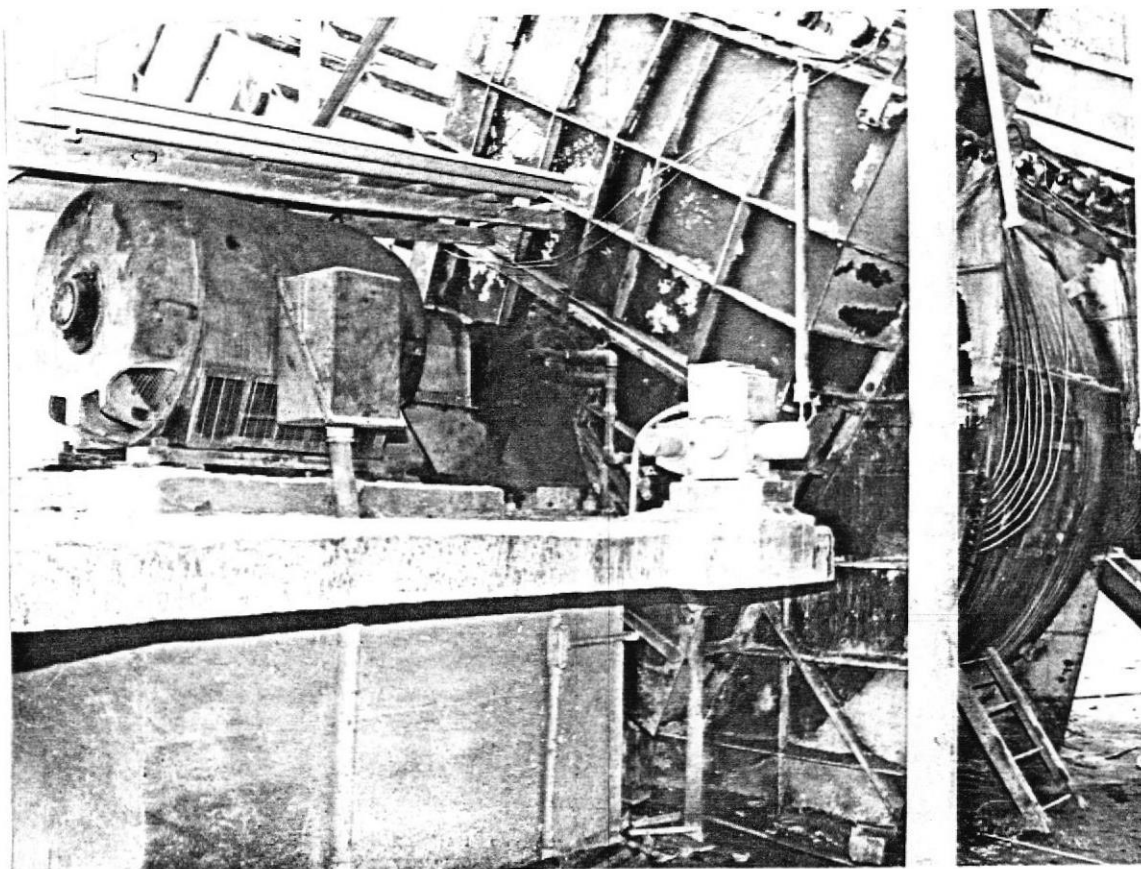


Fig. 3.72.- Motor y Ventilador N° 4.

De los resultados del Análisis se encontró, que estas lecturas eran excesivas, comparadas tanto con las lecturas obtenidas en el ventilador N° 2 que era un equipo parecido, como con una tabla general de severidad como la de la Fig. (3.52), puesto que en esta última, la lectura de 175 micrones a una frecuencia de 590 cpm es-

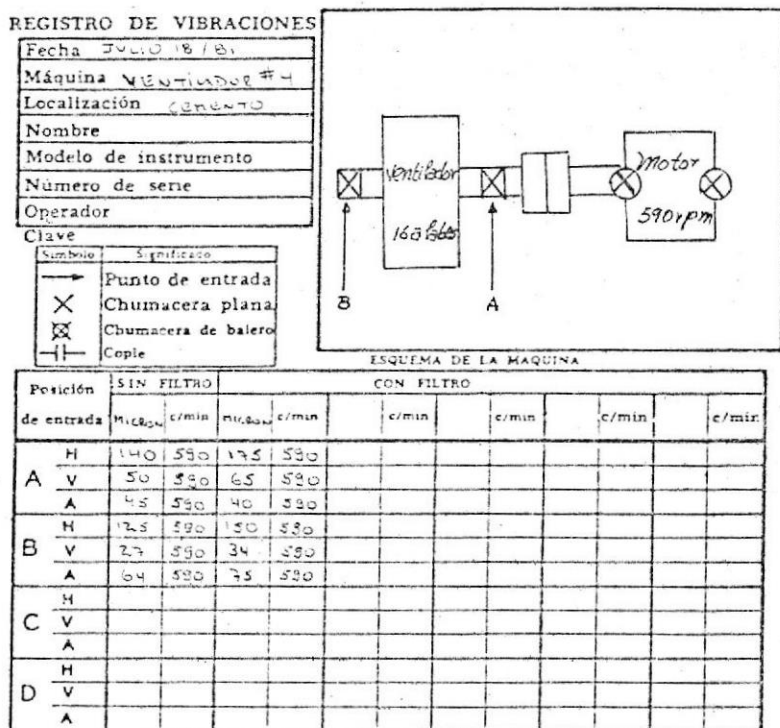


Fig. N°3.73.- Análisis de Vibraciones de Motor y Ventilador N° 4  
tá en el rango "severo".

Puesto que las altas lecturas de vibración, corresponden a vibraciones a la frecuencia de rotación y en la dirección radial, tuvimos que proceder a equilibrar el equipo.

Las lecturas originales de vibración y ángulo de fase fueron:

$0 = 175\mu$  (micrones) y  $\phi_1 = 356^\circ$  en el cojinete # 3 y  $0 = 155\mu$ ,  
 $\phi_1 = 30^\circ$  en el cojinete N° 4, ambas en la dirección horizontal.

Estas lecturas demuestran que ambos cojinetes están vibrando en fase, por lo que se decidió balancear en el plano central del rotor.

Se colocó un peso de prueba ( $T_w$ ) de 3520 grs. Con este peso de prueba se obtuvieron lecturas de vibración de :  $0 + T = 98\mu$  y un ángulo de fase de  $\phi_2 = 330^\circ$  en el cojinete # 3; y  $0 + T = 91\mu$ ,  $\phi_2 = 60^\circ$  para el # 4.

Con los datos así obtenidos podemos construir el triángulo vectorial para encontrar, la masa y la posición de los pesos equilibradores (Ver Apéndice D). Figs. (3.74) y (3.75).

Con estos datos se pudo calcular un peso balanceador de 6351 grs. colocado a  $26,3^\circ$  de la posición del peso de prueba en sentido horario mirando desde el cojinete # 3 hacia el ventilador. Como este peso era muy grande, hubo que dividirlo en 4 pesos, uno de 2165 grs y en la posición que estaba el peso de prueba, y luego, a intervalos de  $22,5^\circ$ , los tres pesos restantes de 2438 grs, 1158grs y 1172 grs.

Una vez realizadas las correcciones, la vibración residual fue pequeña y del mismo orden que la del ventilador # 2, por lo que no se intentó hacer otra corrección, y se puede considerar que el ventilador está en buenas condiciones de operación.

Motor y Ventilador N° 3.- (Fig. (3.76)).- Los resultados del Análisis de este equipo los presento en la Fig. (3.77) y podemos observar que no se encontró ninguna vibración excesiva, excepto por

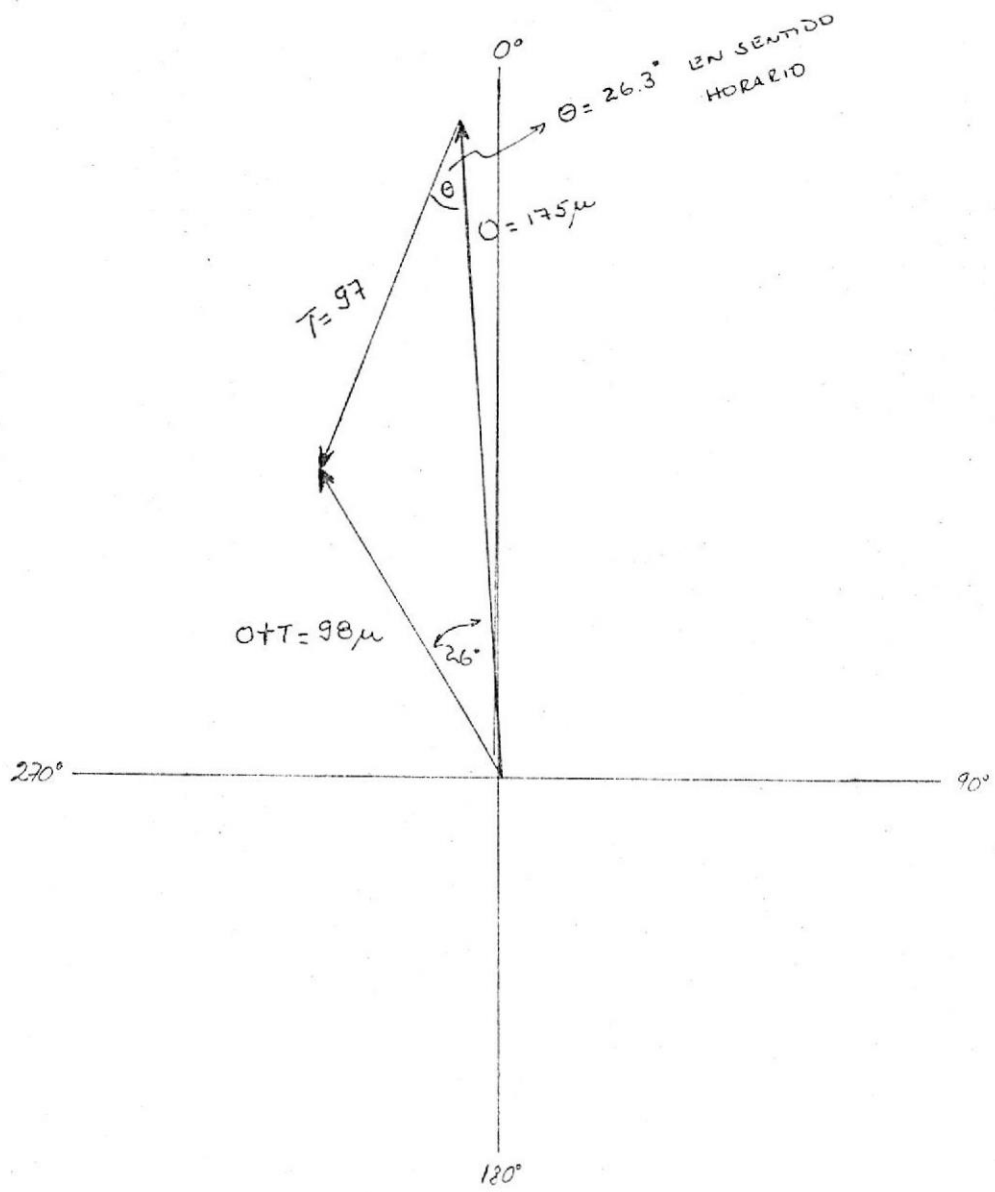


Fig. N° 3.74.- Diagrama Vectorial para Cojinete # 3

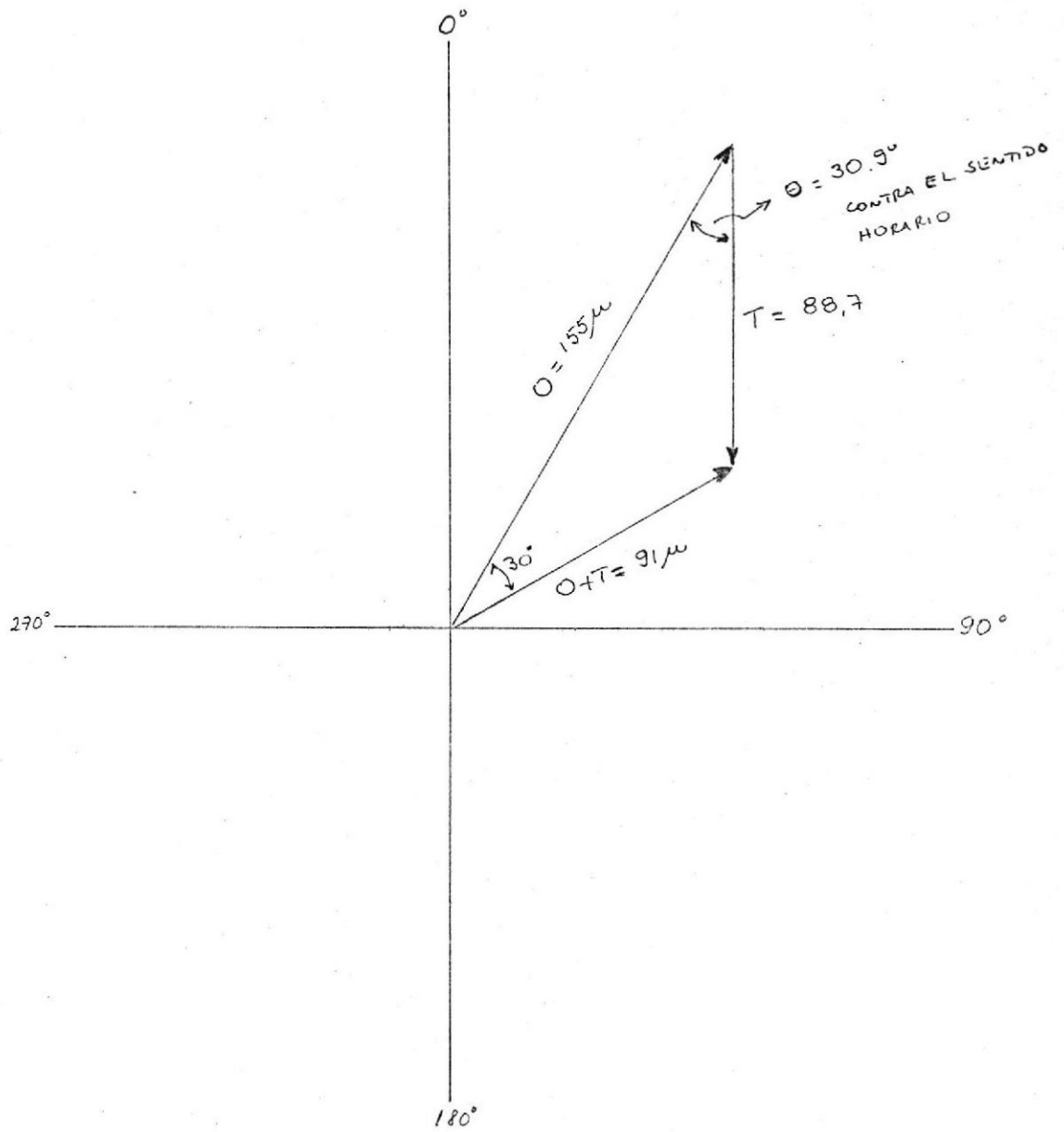


Fig. N° 3.75.- Diagrama Vectorial para el Cojinete # 4

una componente a 79000 cpm más severa en los cojinetes del motor, y que a su vez es la frecuencia dominante de la vibración total. Antes de hacer un análisis de los posibles desperfectos mecánicos causantes de esta vibración (por ejemplo, cojinetes defectuosos), procedí a hacer una prueba para cubrir la posibilidad de que el origen del problema sea de naturaleza eléctrica. Tal prueba consistió: Con el analizador de vibraciones en la posición out y con el transductor colocado en el cojinete donde se encontró la mayor severidad de la componente a 79000 cpm, se desconectó la

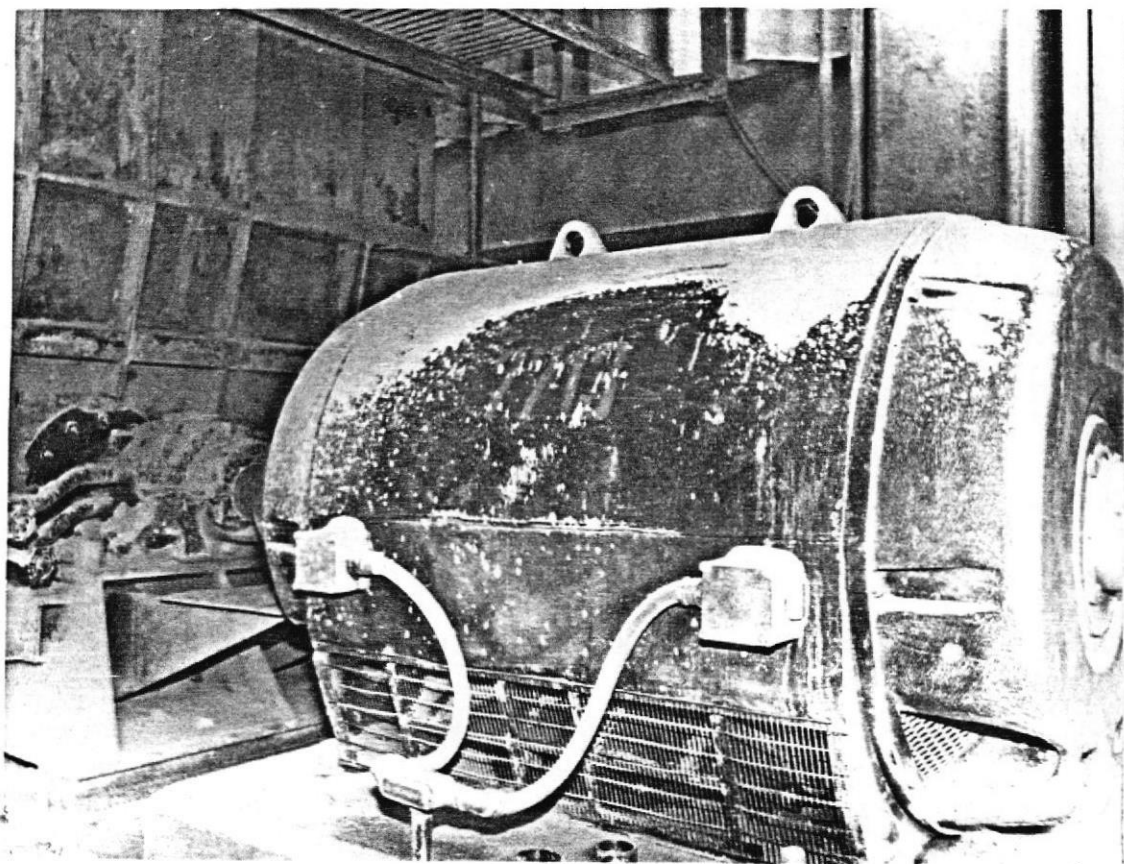


Fig. 3.76.- Motor y Ventilador N° 3

tensión de alimentación del motor, y la aguja que marcaba la amplitud de vibración en el analizador cayó a cero instantáneamente; prueba evidente de que el problema era de naturaleza eléctrica y no mecánica, puesto que si hubiera sido el problema de naturaleza

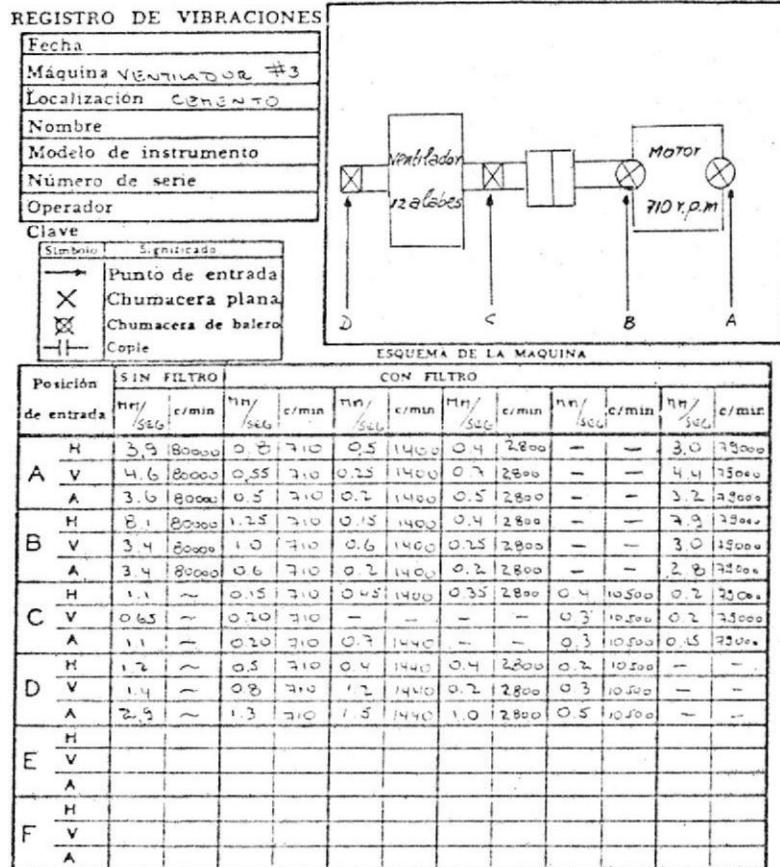


Fig. 3.77.- Análisis de Vibraciones de Motor y Ventilador # 3

mecánica, la aguja que marcaba la amplitud de vibración, hubiera caído paulatinamente a medida que el rotor se detenía (lo que demora ~ 2 minutos) porque las vibraciones producto de desperfectos mecánicos siempre son proporcionales a la frecuencia de rotación.

Se recomendó, por tanto, que se lleven a efecto pruebas de carácter eléctrico para ver si esta vibración era producto de algún desperfecto en el motor.

Caso EMAP-Guayaquil.- En la Planta de Bombeo # 2 de la EMAP (Empresa Municipal de Agua P0table), Fig. (3.78), se detectó, por parte del Departamento de Mantenimiento de dicha planta, una excesiva vibración en el grupo motor-bomba # 5, Fig. (3.79).

La Planta de Bombeo # 2, al momento de presentarse el problema (octubre de 1981), la conformaban los grupos motores-bombas # 5, # 6 y # 7; marca Worthington, motores General Electric de 1250HP, 885 RPM.

Puesto que los equipos eran completamente iguales (Figs. (3.79), (3.80) y (3.81), y el problema de vibraciones se presentaba en sólo uno de ellos, efectué un análisis de vibraciones a cada uno de ellos, para que las lecturas de los equipos en buena condición me sirvan de referencia, (Noviembre de 1981).

El análisis fue realizado con un analizador de vibraciones marca Vibra-Metrics, tipo Nova 100, con filtro de octavo de banda.

Los resultados del análisis los presento en las tablas de las Figuras (3.82), (3.83) y (3.84).

Los análisis presentan tanto los valores de vibración total (sin filtro), como los valores de vibración en cada uno de los niveles

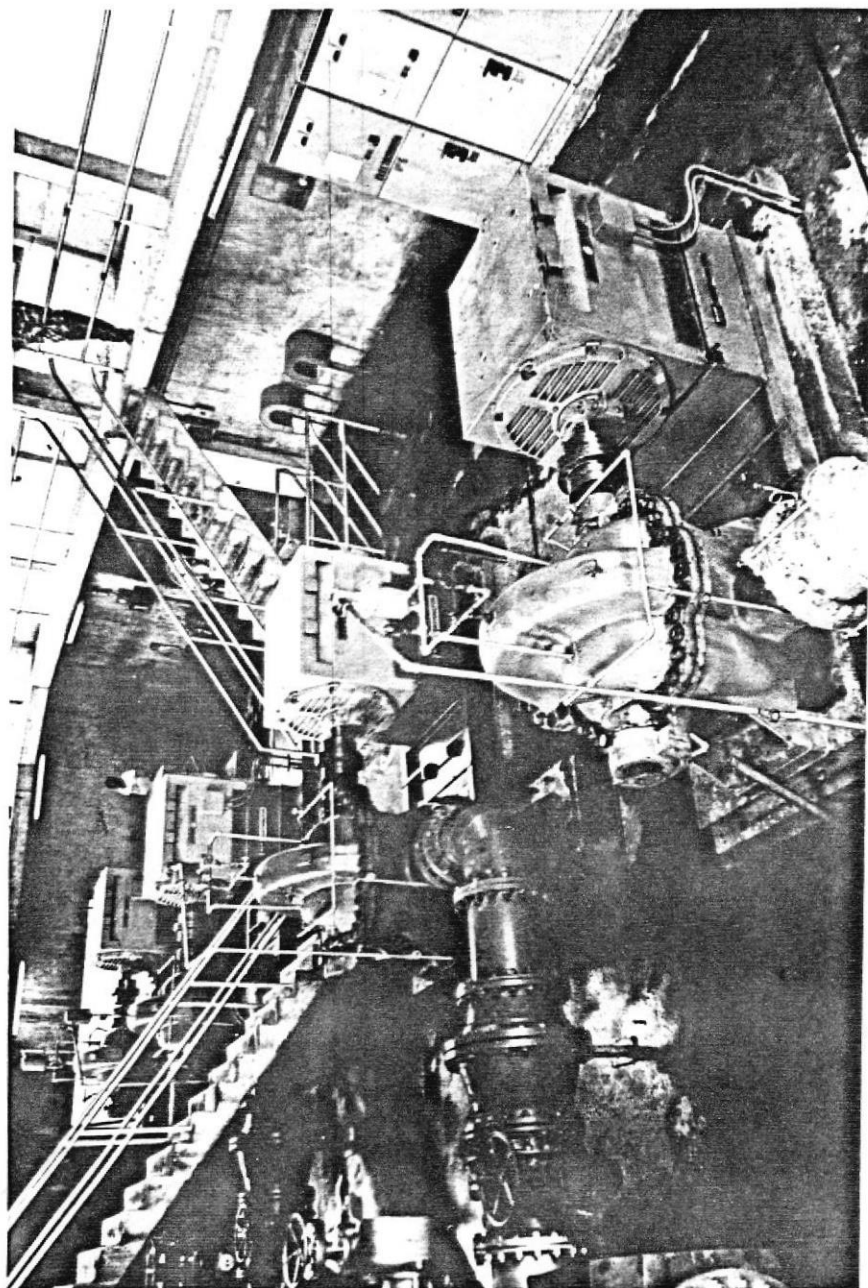


Fig. 3.78.- Planta de Bombeo # 2 de EMAP-G



Fig. 3.79.- Grupo Motor-Bomba # 5

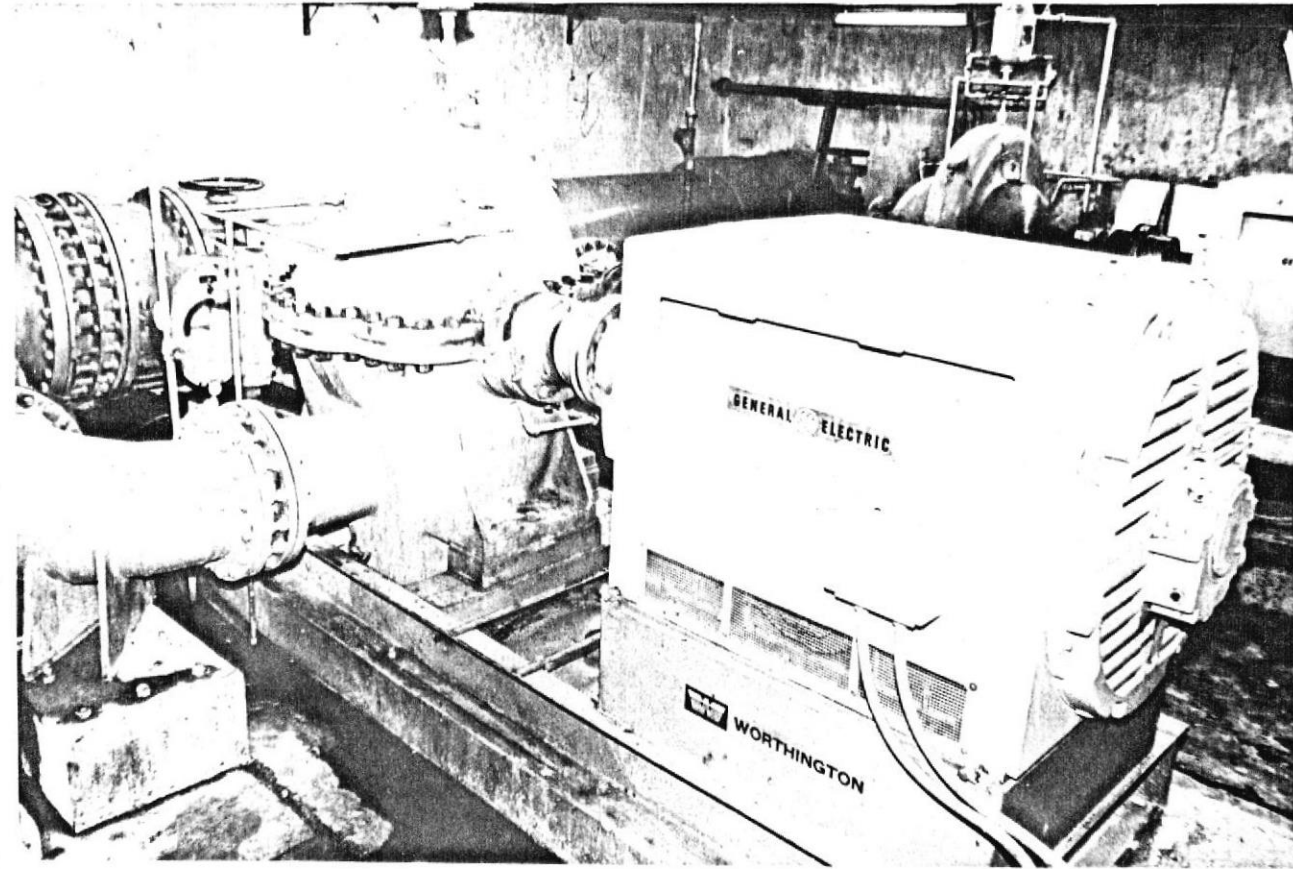


Fig. 3.80.- Grupo Motor-Bomba # 6

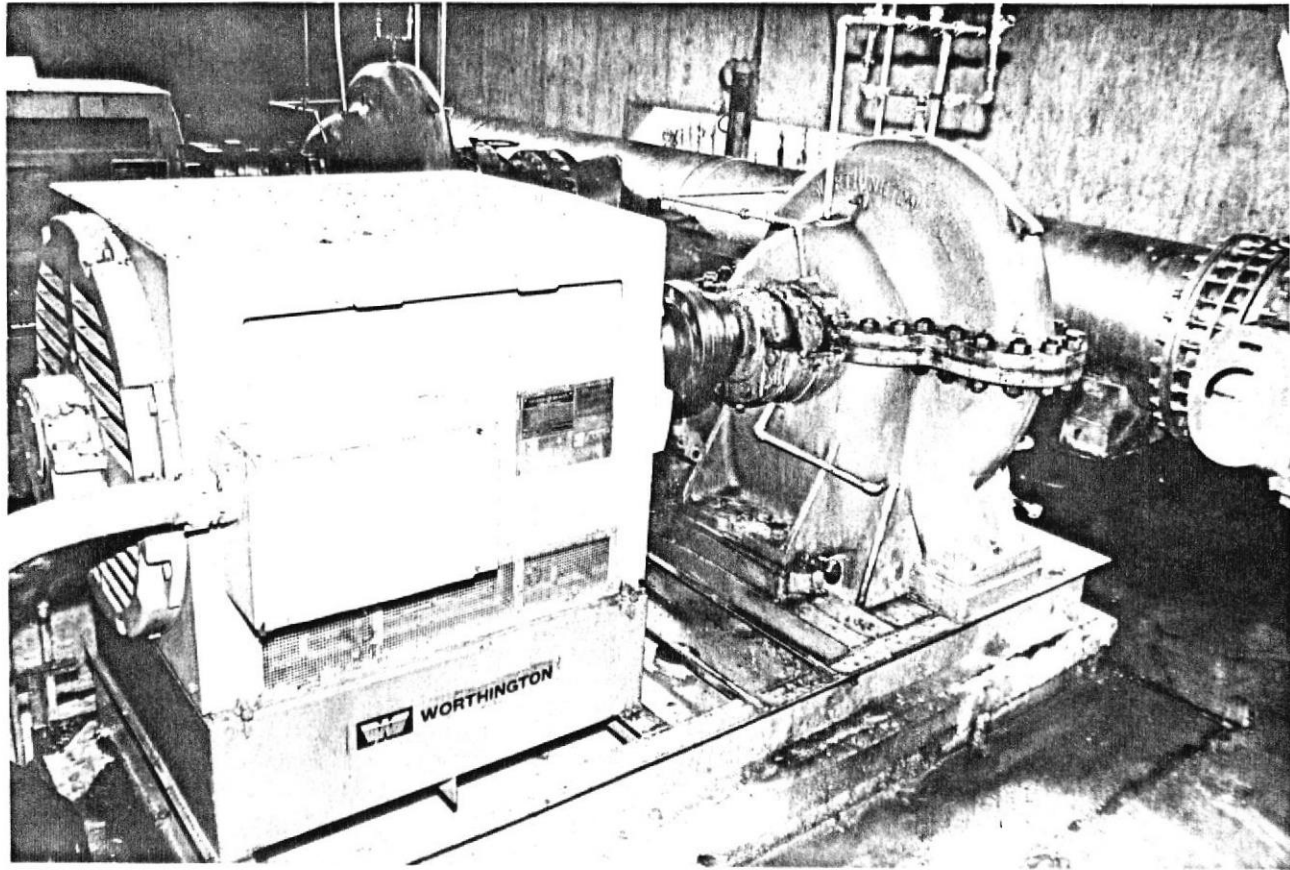


Fig. 3.81.- Grupo Motor-Bomba # 7

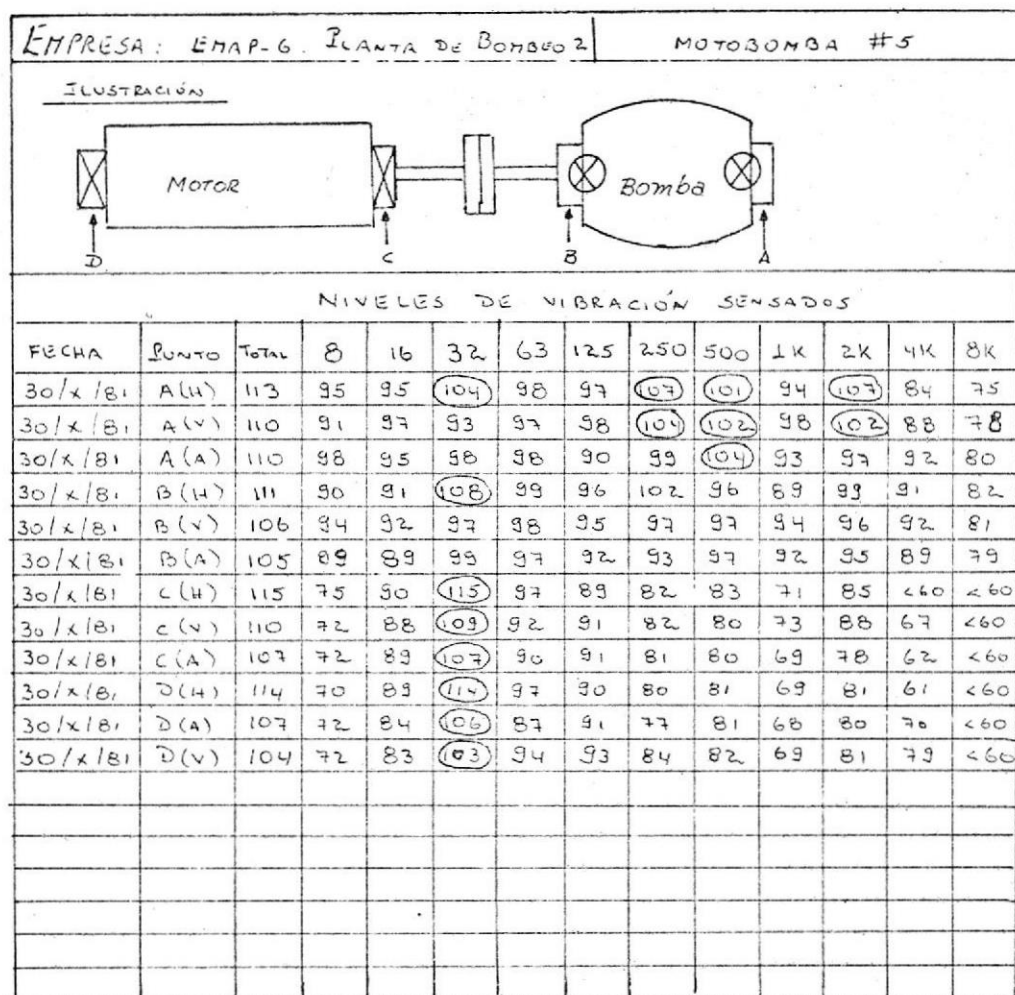


Fig. 3.82.- Análisis de Vibraciones de Grupo Motor-Bomba # 5

de frecuencia, en decibeles. Las lecturas fueron obtenidas en cada uno de los cojinetes del equipo, como lo muestran las ilustraciones de las tablas de datos.

Analizando los datos obtenidos y de la carta de severidad de vibración para maquinaria rotatoria (Fig. 3.85), tenemos:

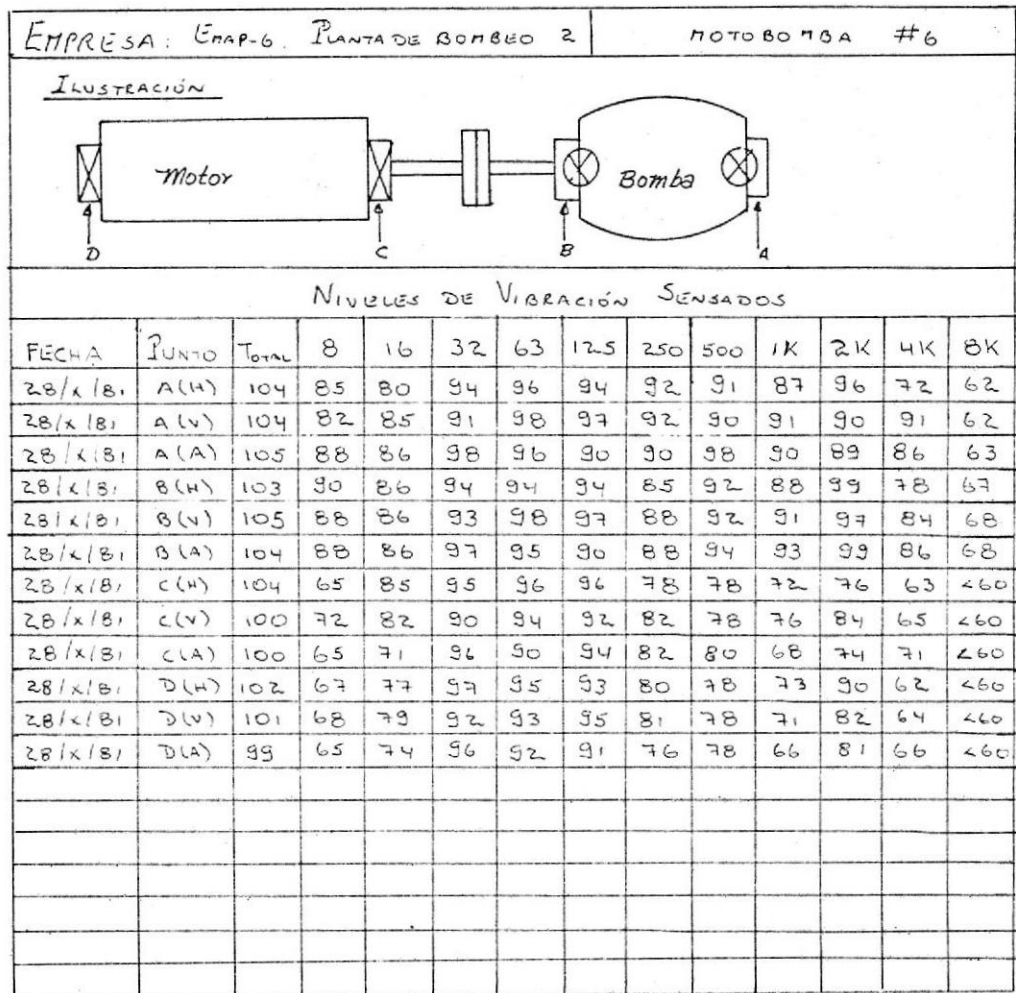


Fig. 3.83.- Análisis de Vibraciones de Grupo Motor-Bomba # 6

- La motobomba # 5 presenta una vibración excesiva a un nivel de frecuencia de 32 Hz, siendo los valores sensados en los cojinetes del motor (puntos C y D) los más críticos, puesto que al graficar uno de ellos en la carta de severidad (Fig. 3.85) se encuentra en la zona de las vibraciones anormales, muy lejos en comparación, con los valores sensados en los mismos puntos y a la misma fre -

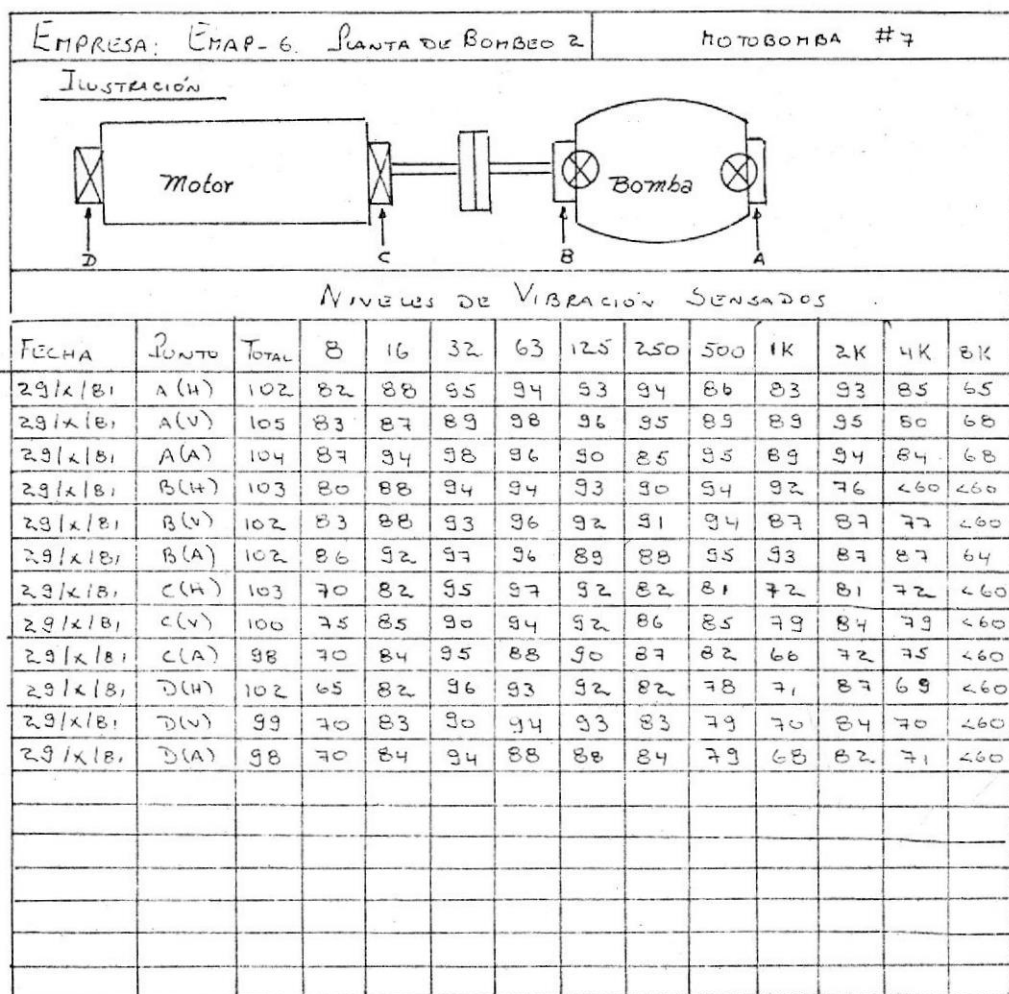
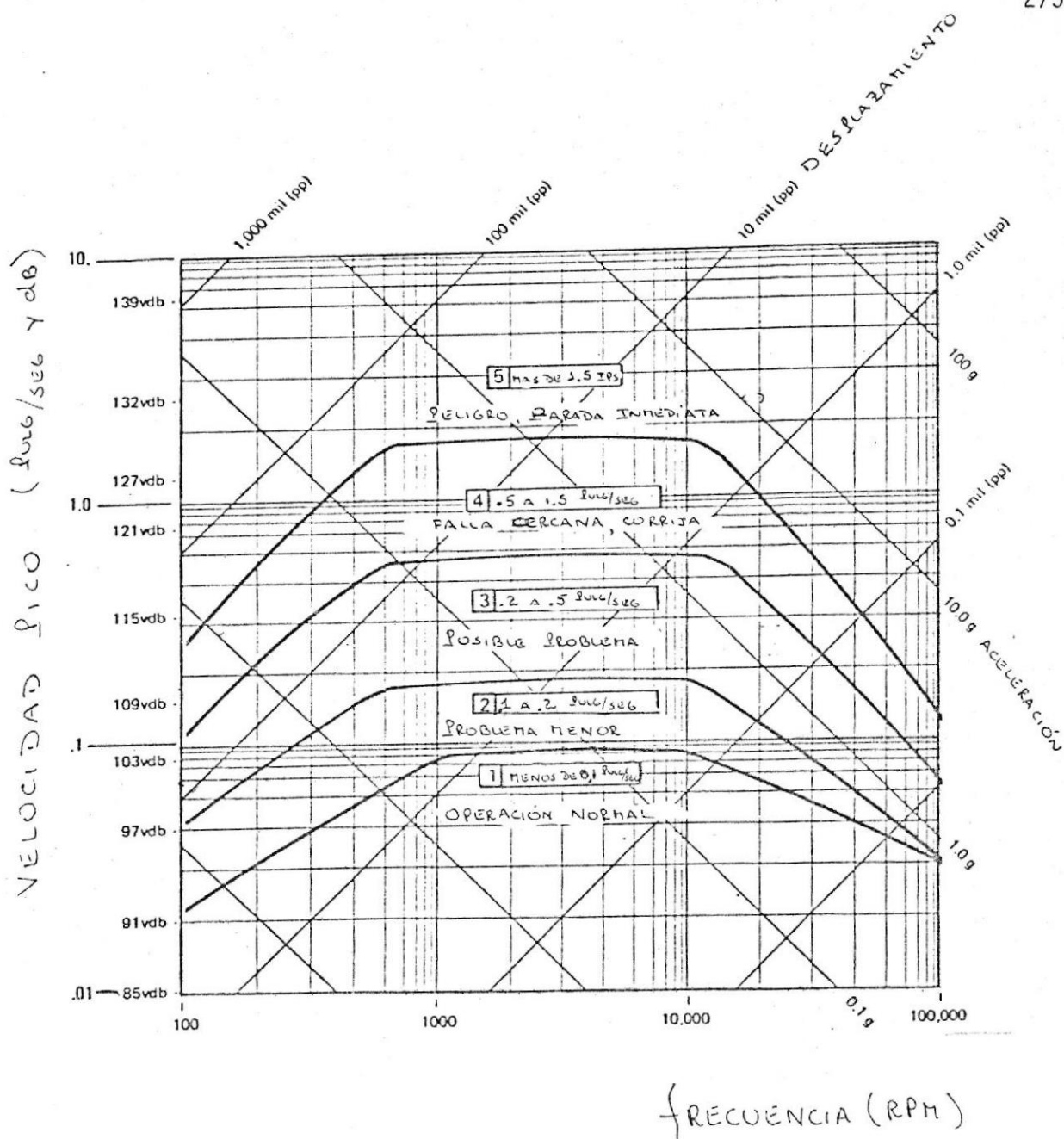


Fig. 3.84.- Análisis de Vibraciones de Grupo Motor-Bomba # 7

cuencia en las motobombas # 6 y # 7, los cuales están en la zona de operación normal.

Por tanto, la vibración excesiva parecía tener su origen en el rotor del motor eléctrico, por lo que lo más recomendable era la remoción de éste para chequearle su grado de torcedura si es que la tenía y su desbalance en una máquina balanceadora.



ESTA TABLA TRABAJA CON LOS COEFICIENTES DE  
SERVICIO DE BLAKE.

Fig. 3.85.- Carta de Severidad propuesta por la Vibra-Metrics

- Las componentes excesivas de vibración a alta frecuencia (250Hz y 500 Hz) en el punto A, eran debidas a una falla en el rodamiento en ese punto, y desaparecieron al cambiarse el cojinete, tabla de la Fig. (3.86).

- Las motobombas #6 y #7 no presentan ningún problema mecánico, siendo sus condiciones de funcionamiento aceptables, puesto que todas sus lecturas de vibración se encuentran en el rango de operación normal en la carta de severidad de la Fig. (3.85), siendo

EMPRESA: EMAP-6. PLANTA DE BOMBEO 2		MOTOBOMBA #5											
ILUSTRACIÓN													
NIVELES DE VIBRACIÓN SENSADOS													
FECHA	PUNTO	TOTAL	8	16	32	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
15/XI/81	A(H)	105	95	95	95	98	97	72	84	83	89	84	75
15/XI/81	A(V)	102	91	97	93	97	98	90	86	85	88	88	78
15/XI/81	A(A)	104	98	95	98	98	90	90	90	88	87	92	80
15/XI/81	B(H)	109	90	91	94	99	96	98	96	89	99	91	82
15/XI/81	B(V)	106	94	92	97	98	95	97	97	94	96	92	81
15/XI/81	B(A)	105	89	89	99	97	92	93	97	92	95	89	79
15/XI/81	C(H)	115	75	90	115	97	83	82	83	71	85	460	460
15/XI/81	C(V)	110	72	88	109	92	91	82	80	73	88	67	460
15/XI/81	C(A)	107	72	83	107	90	91	81	80	69	78	62	460
15/XI/81	D(H)	114	70	83	114	97	90	80	81	69	81	61	460
15/XI/81	D(V)	104	72	83	103	94	93	84	82	69	81	79	460
15/XI/81	D(A)	107	72	84	106	87	91	77	81	68	80	70	460

Fig. 3.86.- Segundo Análisis de Vibraciones de Motobomba # 5

acertado el que tomemos dichas lecturas como el nivel normal de vibración de estos equipos.

Ahora, la remoción del rotor del motor eléctrico, no se puede llevar a cabo, debido a problemas de carácter técnico, y como los resultados del análisis no mostraban una vibración característica, parecida a cualquiera de las vistas en la sección (3.1), lo mejor era el revisar cada una de las partes del equipo y tratar de descubrir el origen de la excesiva vibración.

Por lo anterior, procedí en el mes de noviembre de 1981 a tomar lecturas de vibración al motor de la motobomba # 5 desacoplado de la bomba y compararlas con las lecturas obtenidas del motor de la motobomba # 7, desacoplado también de la bomba. Los resultados fueron los siguientes:

Motobomba # 5.- (Fig. 3.82).

Punto D.- Lecturas totales de vibración en el cojinete

$$D(H) = 0,65 \text{ mm/seg amplitud pico}$$

$$D(A) = 0.7 \text{ mm/seg Amplitud pico}$$

Punto C.- Lectura de Vibración en el Cojinete

$$C(H) = 0,55 \text{ mm/seg Amplitud pico}$$

Punto C.- Lectura de Vibración en el eje

$$C(H) = 11 \text{ mm/seg amplitud pico}$$

Motobomba # 7.- Fig. (3.84)

Punto D.- Lecturas totales de vibración en el cojinete

$$D(H) = 0.7 \text{ mm/seg amplitud pico}$$

$D(A) = 0.4$  mm/seg amplitud pico

Punto C.- Lectura de vibración en el cojinete

$C(H) = 0.68$  mm/seg amplitud pico

Punto C.- Lectura de vibración en el eje

$C(H) = 15$  mm/seg amplitud pico

De los resultados, podemos comentar que ambos grupos de lecturas son similares y correspondientes a bajos niveles de vibración, según cualquier carta de severidad, por lo que definitivamente, el motor eléctrico de la motobomba # 5 estaba en muy buenas condiciones de operación.

Luego, en el mes de diciembre de 1981, se procedió a rellenar una erosión producida en el eje del impeler de la bomba, a la altura del casing ring (Fig. 3.87) debido a fricción, según se pudo determinar; y a su consiguiente rectificación en un torno.

Con el impeler de la bomba ya rectificado, procedí a efectuar un chequeo del grado de desequilibrio y el grado de torcedura que tenía el impeler, trabajo que lo realicé en una máquina balanceadora Hoffman y con el Analizador de Vibraciones Nova 100, (Fig. 3.88).

Los resultados fueron: (Fig. 3.89)

Vibración en la dirección horizontal, filtrada a la frecuencia de

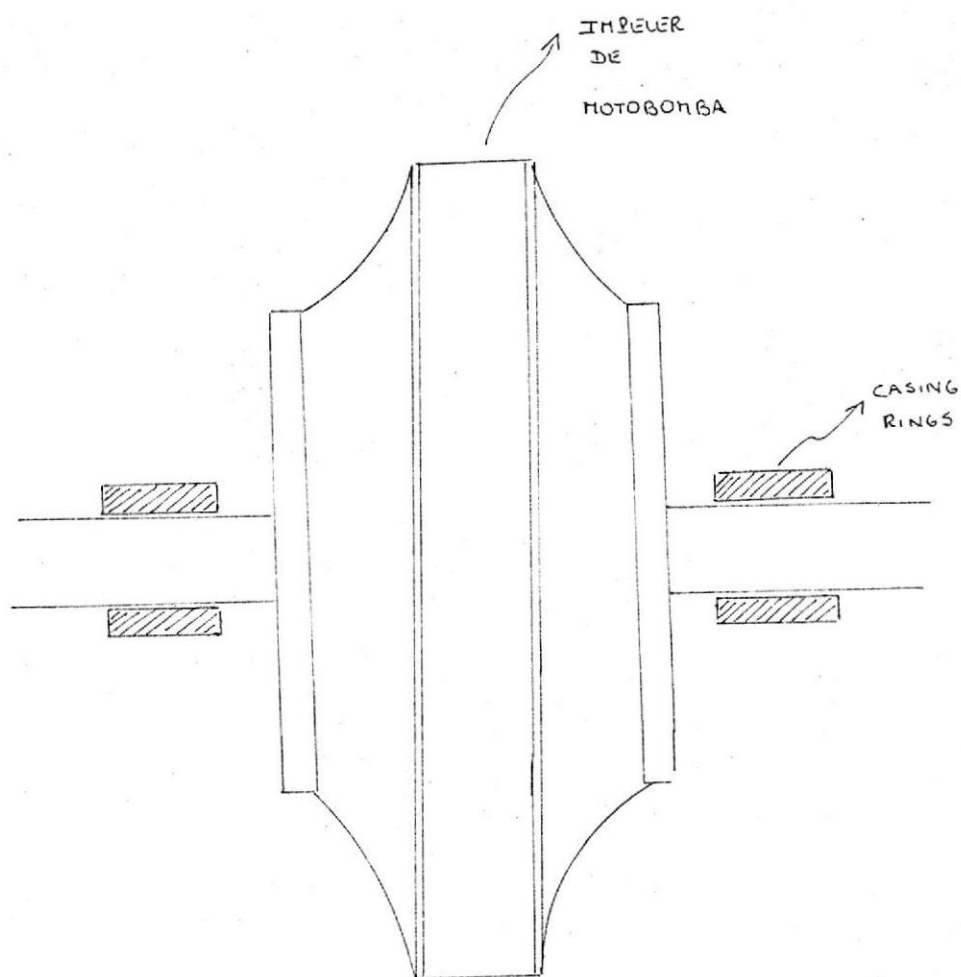


Fig. 3.87.- Esquema del Impeler de la Motobomba # 5

rotación.

RPM de la máquina: 800 cpm

Lado A = 87  $d_b$

Lado B = 95  $d_b$

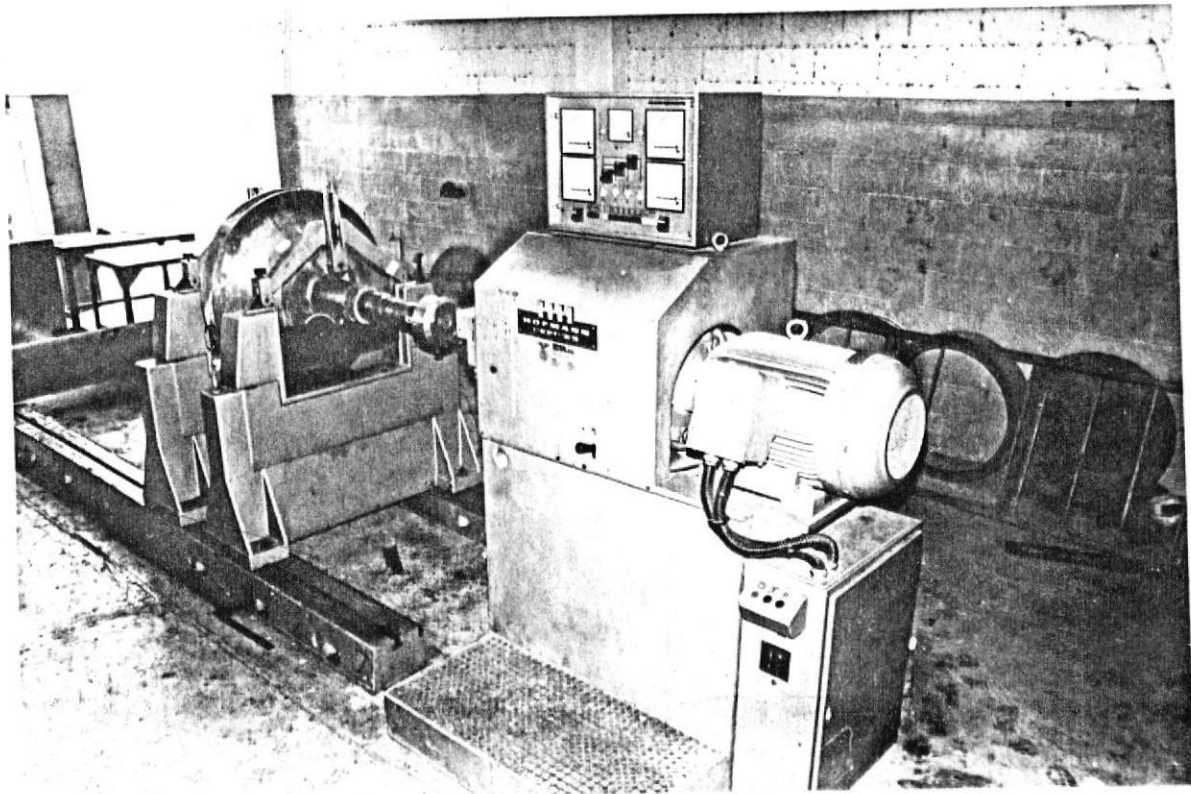


Fig. 3.88.-Impeler de la Motobomba # 5 en la Máquina Balanceadora Hoffman.

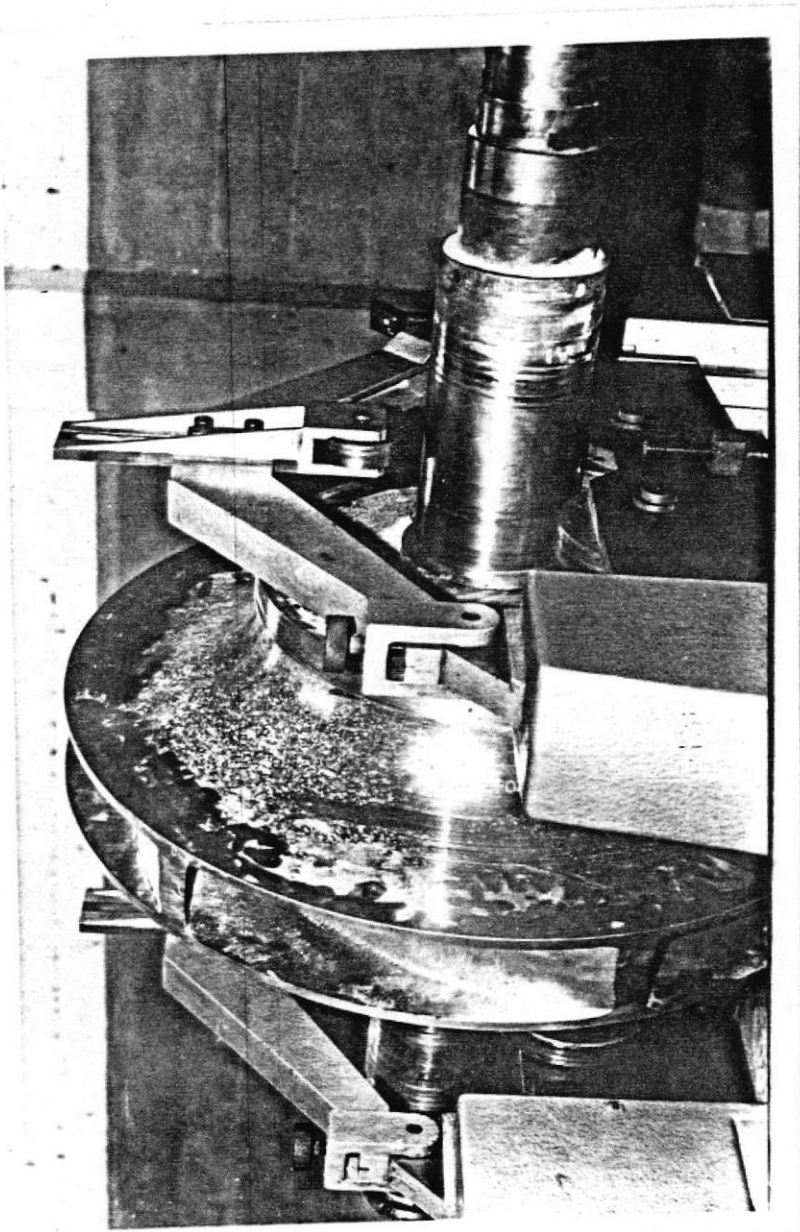


Fig. 3.89.- Impeler de la Motobomba # 5

Lo cual me mostró que el impeler no estaba desequilibrado como lo podemos comprobar en la carta de la Fig. (3.85). Las lecturas de vibración axial registradas fueron menores a 70  $d_b$  lo cual también indica que el rotor no estaba torcido (Sección 3.1).

Por último, en enero de 1982, luego de efectuadas las pruebas anteriores y una vez instalado y perfectamente alineado el equipo, procedí a efectuar un nuevo análisis de vibraciones de la motobomba # 5, Tabla de la figura (3.90), el cual nos muestra que la componente con el nivel excesivo de vibración ha desaparecido y que los datos corresponden a vibraciones dentro de un rango normal de operación (Ver carta de Fig. 3.85 y Análisis de Motobombas # 6 y # 7 en Figs. 3.83 y 3.84).

Procedí a efectuar un último análisis a las 24 horas, interrumpidas de trabajo a plena carga y sus resultados, (Fig. (3.91), son completamente similares a los de la tabla de la Fig. (3.90), y dentro del rango de buena operación.

Podemos concluir por tanto, que la motobomba # 5 se encuentra en buenas condiciones de operación.

La alta componente de vibración al doble de la frecuencia de rotación es explicable ahora, puesto que según (23) (Sección 3.1), cuando hay severa fricción entre un eje (en este caso el eje del impeler) y su cojinete (el casing ring), se producen vibraciones a frecuencias del doble, triple y cuatro veces a la frecuencia de

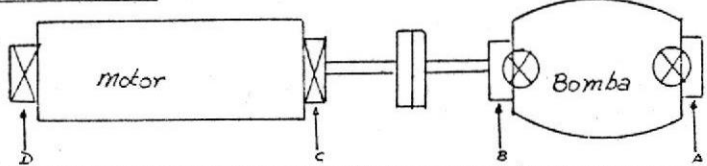
EMPRESA: EMAP-6. PLANTA DE BOMBEO 2		MOTOBOMBA #5, LUEGO DE 1 HORA											
ILUSTRACIÓN													
													
NIVELES DE VIBRACIÓN SENSADOS													
FECHA	PUNTO	TOTAL	8	16	32	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
I/82	A(H)	102	76	87	91	93	96	94	84	83	90	73	<60
I/82	A(V)	100	80	84	84	93	90	94	87	85	89	82	<60
I/82	A(A)	101	84	89	93	96	88	91	92	88	87	77	<60
I/82	B(H)	102	84	88	91	93	96	91	91	85	94	71	<60
I/82	B(V)	100	82	88	89	92	90	91	89	82	90	82	<60
I/82	B(A)	100	80	87	90	94	89	86	87	85	87	78	<60
I/82	C(H)	100	70	84	88	94	91	80	79	70	77	67	<60
I/82	C(V)	97	74	82	88	91	92	84	80	76	86	65	<60
I/82	C(A)	97	70	74	89	87	92	84	80	68	79	62	<60
I/82	D(H)	99	65	80	89	95	93	83	79	69	79	67	<60
I/82	D(V)	97	65	75	88	90	92	84	78	68	81	76	<60
I/82	D(A)	96	84	76	87	88	91	78	79	71	80	<60	<60

Fig. 3.90.- Análisis de Vibraciones de Motobomba # 5, luego de 1 hora de operación.

rotación de la pieza y se manifiestan preferiblemente en la dirección radial.

En nuestro caso, existió la severa fricción (de ahí la erosión producida en el eje) y por ello se desarrolló la vibración al do-

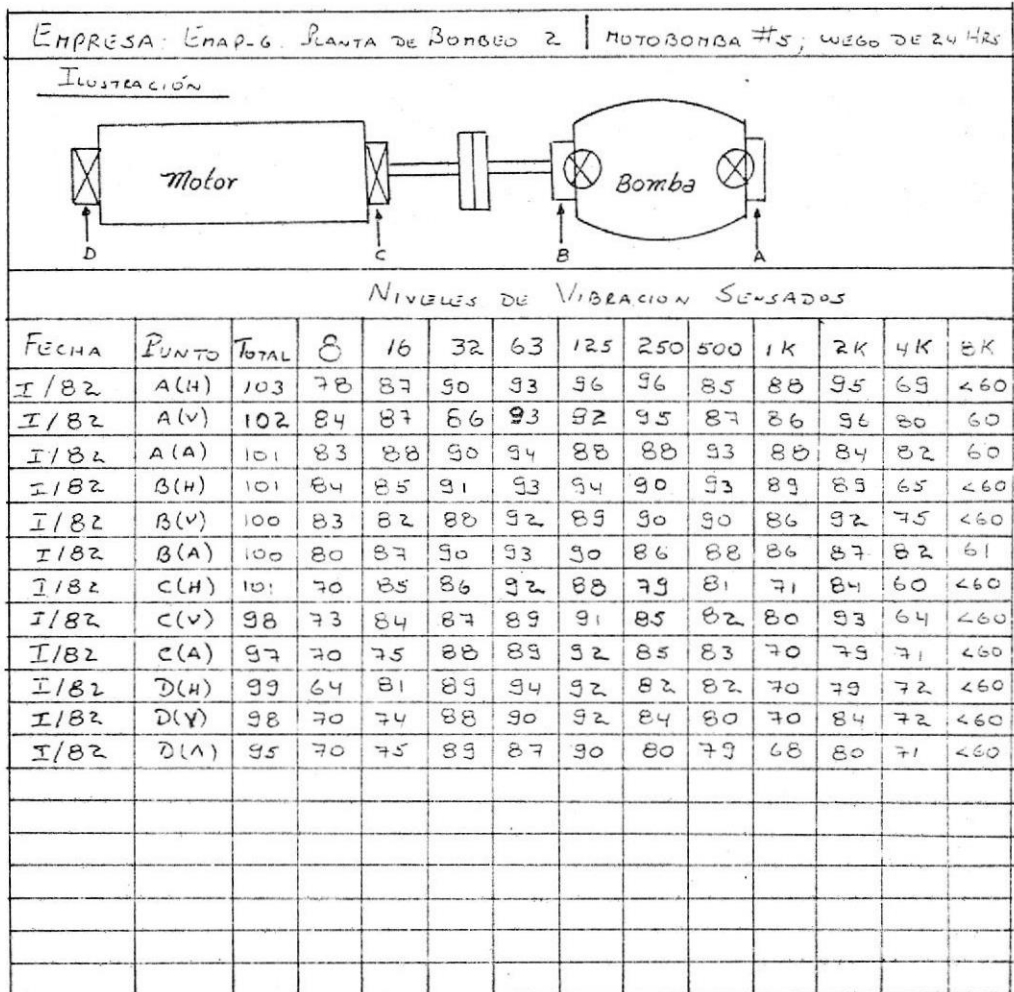


Fig. 3.91.- Análisis de Vibraciones de Motobomba # 5, luego de 24 horas de operación.

ble de la frecuencia de rotación en la dirección radial. Ahora, esta vibración se transmitía a través del acople al motor, produciendo lecturas más altas de vibración en el motor que en la bomba. Esto también es fácilmente explicable si observamos en la

Fig. 3.82, que la impedancia mecánica de los apoyos de los cojinetes del impeler es mayor que la de los cojinetes del motor, tomando las lecturas tomadas en los primeros, engañosamente menores que las del motor. El problema pudo haber sido originado por una lubricación deficiente o un ajuste impropio del bocín, Con las correcciones efectuadas se considera que el problema ha sido solucionado definitivamente.

C A P I T U L O    N<sup>o</sup>    4PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO APLICADO A UNA  
INDUSTRIA LOCAL (46)(47)(48)(49)(50)

Para el efecto, escogimos una industria de semielaborados de cacao.

4.1.- LISTA DE LA MAQUINARIA CRITICA QUE SERA INCLUIDA EN EL PROGRAMA

Inicialmente coloqué en el programa de mantenimiento preventivo, todos los equipos que directa o indirectamente intervenían en el proceso de producción. La planta en la que trabajé, estaba subdividida en cuatro secciones principales: La zona de limpieza, la de lavado del cacao, el horno donde se secaba y los molinos que lo trituraban para formar la pasta de cacao, que era el producto final.

Luego de aproximadamente 2 1/2 meses de haber comenzado a trabajar, después de haber determinado la condición de cada equipo rotatorio y su nivel normal de vibración (Sección 4.2), me di cuenta del error que fue el haber colocado casi toda la maquinaria rotatoria de la planta en el programa. Fue un error, puesto que con la experiencia diaria adquirida, me di cuenta que la mayoría de los equipos no eran críticos; principalmente porque eran equipos pequeños, en un 95% motores eléctricos de menos de 2HP (costo

de un motor de 2HP = \$4.000), de los cuales había un amplio stock en bodega o en el taller de mantenimiento. De manera, que cuando uno de ellos fallaba, o dejaba de funcionar, se lo podía reemplazar íntegramente al instante; además, ninguno de estos motores era tan crítico como para parar la producción de la planta. Por último, es también importante mencionar que los motores tenían una vida útil antes de cualquier tipo de falla (usualmente rulimanes) de aproximadamente 9 meses a 1 año.

Por lo dicho anteriormente, un programa de mantenimiento preventivo, con lecturas periódicas de vibración, tal como el que presentaremos posteriormente, no es el más indicado para este tipo de equipos. Si estos equipos, tienen una expectativa de falla de, principalmente, sus rodamientos, lo más económico es tomarle lecturas periódicas de pulsos de choque con un equipo especial para ello.

Un plan de mantenimiento preventivo con lecturas periódicas de vibración, sólo es rentable para una industria cuando se lo aplica a aquellos equipos que al dañarse paralíen la producción de la planta, independientemente del tamaño del equipo. En cambio es rentable para equipos que no sean críticos para la producción de la planta, sólo cuando el costo del equipo lo haga necesario para prevenir daños que generen costosas acciones de mantenimiento y para proteger el capital invertido. Es mi experiencia personal que sólo es rentable para equipos cuyas fuerzas motrices sean

superiores a 100HP.

Como resultado de lo expuesto hasta aquí, tenemos que los únicos equipos de la planta a los cuales era justificativo aplicarles un mantenimiento preventivo, con lecturas periódicas de vibración, eran los molinos.

#### 4.2 DETERMINACION DE LA CONDICION DE CADA MAQUINARIA Y DE SU NIVEL NORMAL DE VIBRACION.-

Para determinar la condición de cada equipo, efectué un análisis de vibraciones a cada uno de los molinos (dos en total) (junio de 1981). Los molinos se los identifica como "Molino Turbo # 1" y "Molino Turbo # 2". Fig. (4.1) y (4.2) respectivamente.

Los análisis de vibraciones los presento en las figuras 4.3 y 4.4. Las curvas de amplitud versus frecuencia trazadas con un graficador X-Y se encuentran en el apéndice G.

#### Comentarios sobre los Análisis.-

Molino Turbo # 1.- En el Turbo # 1 Fig. (4.3), observamos una gran amplitud de vibración en la dirección horizontal en el punto B con una frecuencia igual a la frecuencia de rotación del motor, producida por un severo desbalance de la polea del mismo. Esta lectura de 350 micrones a una frecuencia de 1800 CPM tiene una severidad en cartas de severidad generales de vibración como la de las Figs. (3.52 y (3.53) en el rango de "extremadamente severo"

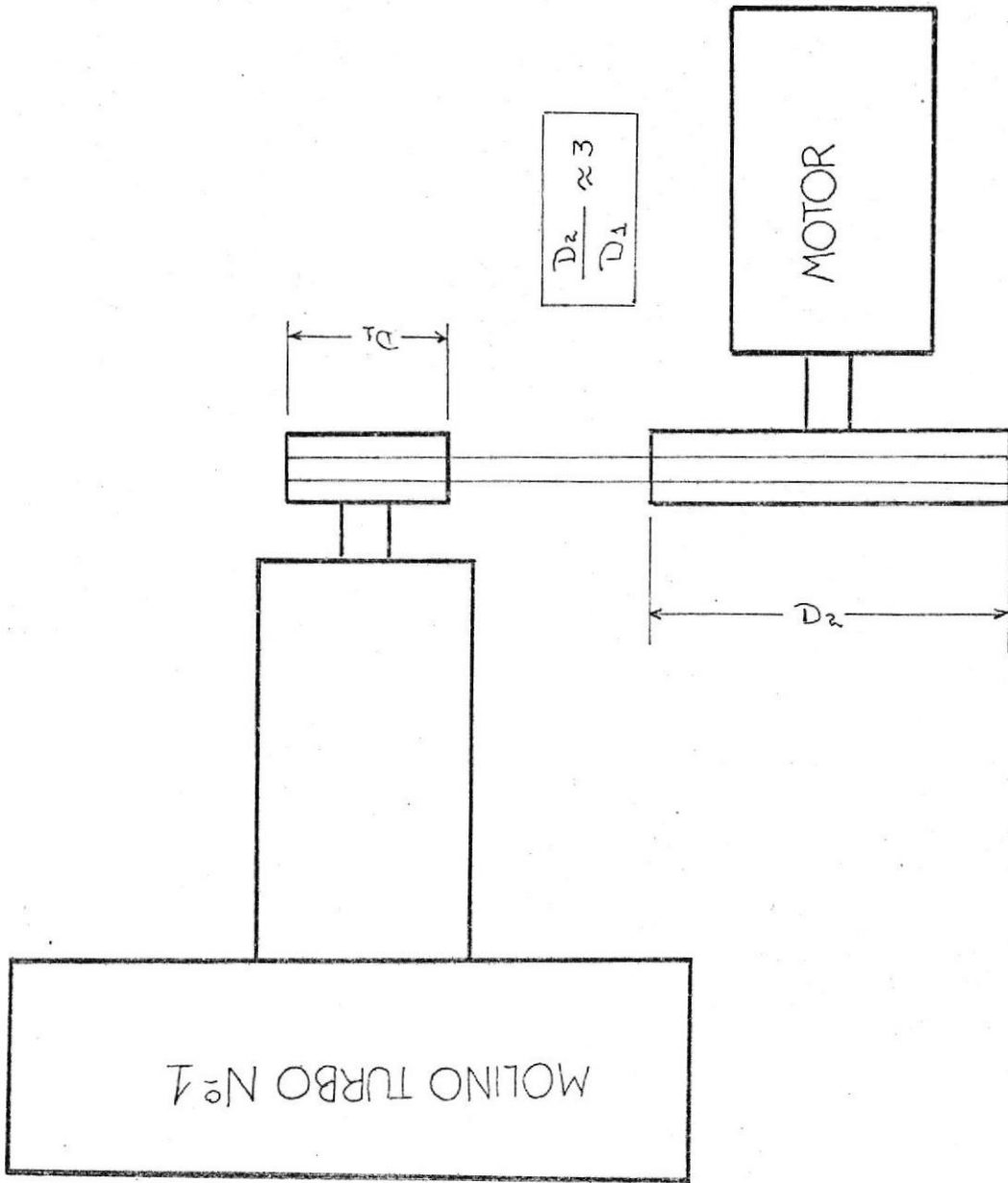


Fig. 4.1.- Molino Turbo # 1

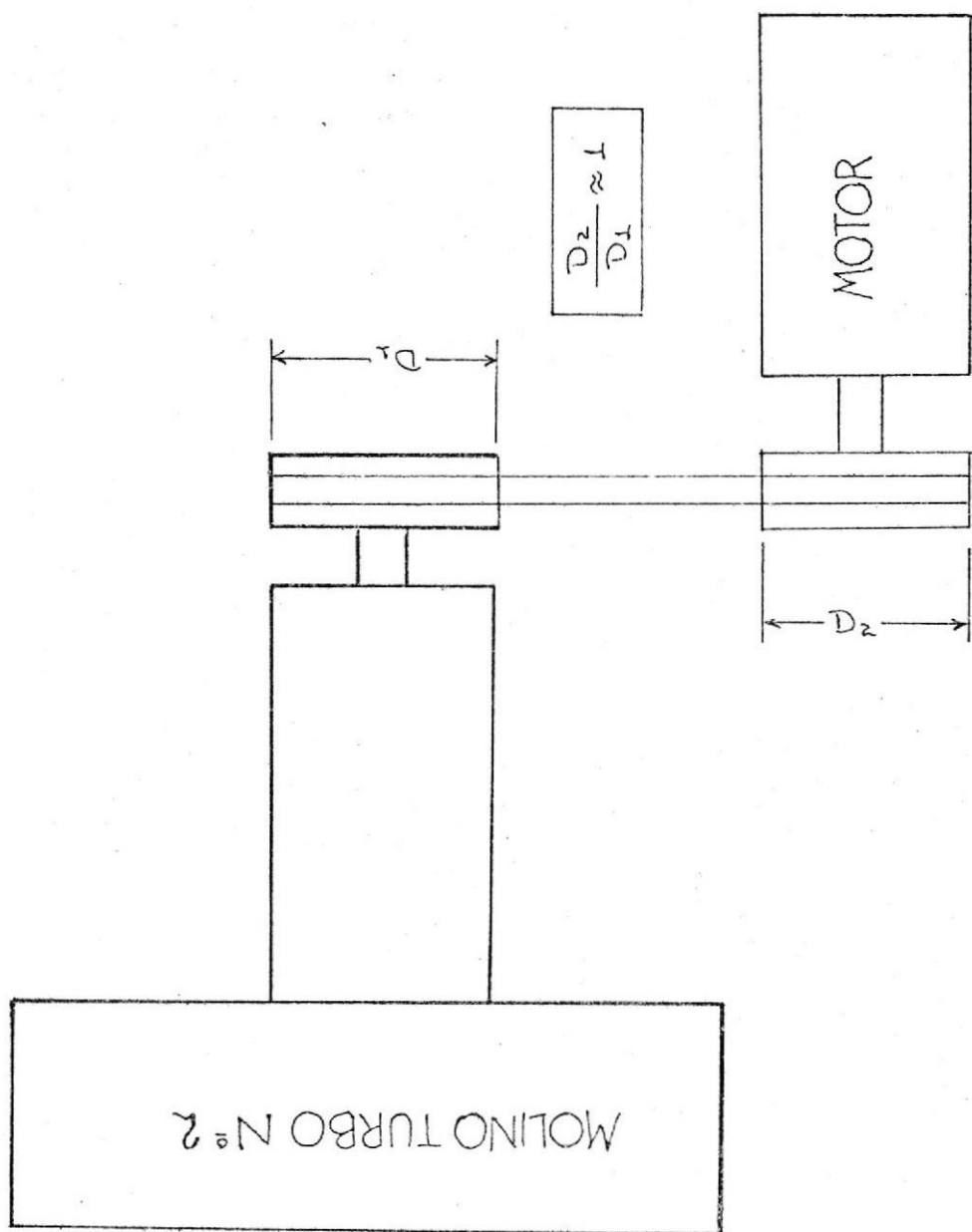


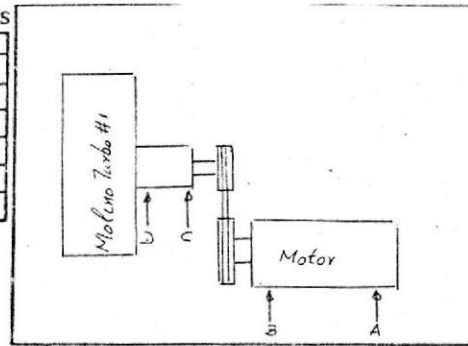
Fig. 4. .- Molino Turbo # 2

## REGISTRO DE VIBRACIONES

Fecha
Máquina TURBO #1
Localización PLANTA CACAO
Nombre
Modelo de instrumento
Número de serie
Operador

Clave

Simbolo	Significado
→	Punto de entrada
X	Chumacera plana
⊗	Chumacera de balero
— —	Cople



ESQUEMA DE LA MAQUINA

Posición de entrada	SIN FILTRO		CON FILTRO							
	micron	c/min	micron	c/min	micron	c/min	micron	c/min	c/min	c/min
A H	84	1800	-	-	100	1800	-	-	-	-
A V	63	1800	-	-	70	1800	-	-	-	-
A A	25	1800	-	-	30	1800	-	-	-	-
B H	280	1800	-	-	350	1800	-	-	-	-
B V	155	1800	-	-	180	1800	-	-	-	-
B A	76	1800	-	-	80	1800	-	-	-	-
C H	145	~	20	1400	120	1800	80	3800	-	-
C V	95	~	-	-	45	1800	70	3800	-	-
C A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D H	160	-	-	-	150	1800	20	3800	-	-
D V	26	~	-	-	-	-	30	3800	-	-
D A	37	~	10	1400	30	1800	30	3800	-	-
E H	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
E V	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
E A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

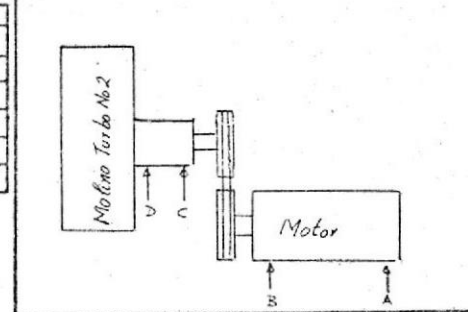
Fig. 4.3.- Análisis de Vibraciones del Molino Turbo # 1

## REGISTRO DE VIBRACIONES

Fecha
Máquina TURBO #2
Localización PLANTA CACAO
Nombre
Modelo de instrumento
Número de serie
Operador

Clave

Simbolo	Significado
→	Punto de entrada
X	Chumacera plana
⊗	Chumacera de balero
— —	Cople



ESQUEMA DE LA MAQUINA

Posición de entrada	SIN FILTRO		CON FILTRO							
	micron	c/min	micron	c/min	micron	c/min	micron	c/min	micron	c/min
A H	42	~	18	950	22	1100	10	3300	15	3600
A V	62	~	-	-	-	-	32	3300	37	3600
A A	7	3300	-	-	-	-	4	3300	-	-
B H	64	~	38	950	48	1100	20	3300	20	3600
B V	70	~	-	-	-	-	48	3300	42	3600
B A	18	3300	12	950	-	-	6	3300	-	-
C H	460	3300	-	-	-	-	440	3300	-	-
C V	120	3300	-	-	-	-	100	3300	-	-
C A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D H	195	3300	-	-	-	-	180	3300	-	-
D V	63	3300	-	-	-	-	50	3300	-	-
D A	52	3300	-	-	-	-	40	3300	-	-

Fig. 4.4.- Análisis de Vibraciones de Molino Turbo # 2

y de "parar inmediatamente", respectivamente.

Las lecturas de 90 micrones y 70 micrones en la dirección horizontal y vertical en el punto C, con una frecuencia igual a la frecuencia de rotación del rotor del molino, están en un rango de "severo" y de "falla próxima" en las cartas de severidad anteriores y son también producidas por desequilibrio, en este caso, del rotor del molino.

Molino Turbo # 2.- En el Turbo # 2, (Fig. 4.4) , observamos la presencia de una gran componente de vibración en la dirección horizontal en el punto C y D, con una frecuencia igual a la frecuencia de rotación del rotor del molino.

La severidad de estas vibraciones, está en el rango de "extremadamente severo" y "Parada inmediata" según las tablas de severidad de las figuras (3.52) y (3.53).

El origen de esta vibración también es desequilibrio dinámico del rotor del molino. Es importante mencionar, que tanto el turbo # 1 y # 2, según opinión de operarios y del ingeniero de planta, se encontraban vibrando excesivamente al momento que yo tomé las lecturas, por lo que se descarta que las lecturas correspondan a su nivel normal de vibración.

Correcciones efectuadas.- (Julio de 1981).

Por los resultados del análisis procedí a corregir las fallas en-

contradas.

Molino Turbo # 1.- En el Turbo # 1, el severo desequilibrio de la polea del motor era debido a que su barreno, a simple vista, no era concéntrico. Desacoplé el motor del molino y procedí a equilibrar la polea del motor "in situ" (Fig. 4.5) en un plano, puesto que las lecturas filtradas a la frecuencia de rotación del motor en A y B estaban en fase.

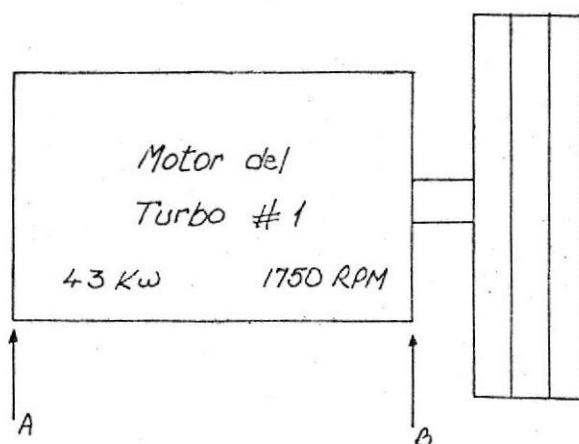


Fig. 4.5.- Esquema del Motor del Turbo # 1

- Lectura inicial en la dirección horizontal, punto B = 350 micrones de amplitud pico-pico.
- Lectura final en el mismo punto, misma dirección - 40 micrones de amplitud pico-pico.
- Lectura final en el Punto A, dirección horizontal = 22 micrones

Todas las lecturas filtradas a la frecuencia de rotación del motor (1800 cpm).

El desequilibrio del molino, lo corregí equilibrando la polea y el rotor del mismo como un conjunto Fig. (4.6), "in situ".

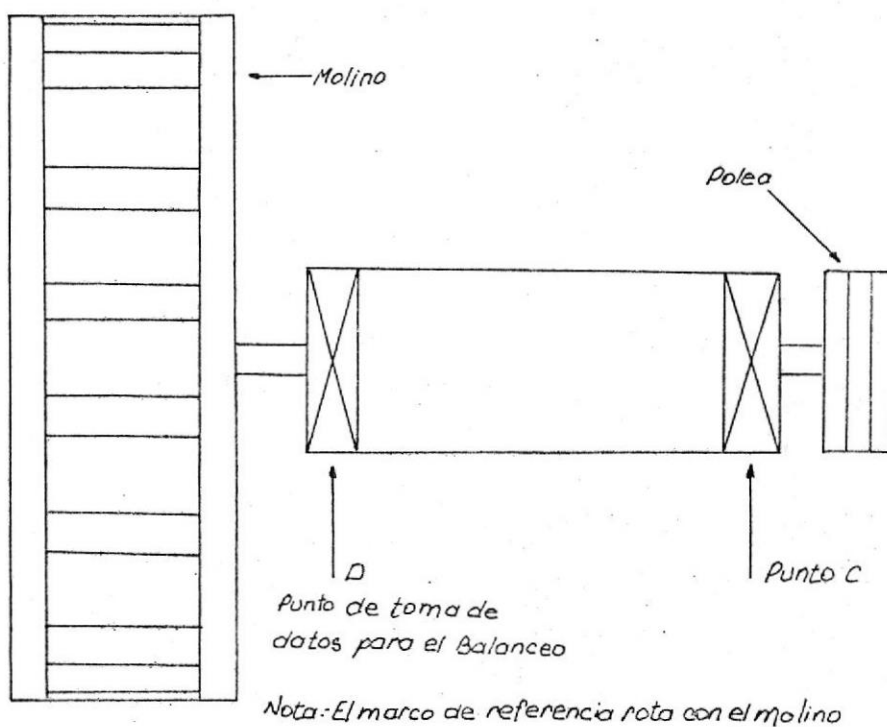


Fig. 4.6.- Esquema del Rotor y Polea del Molino Turbo # 1

A la fecha de efectuar este proceso de equilibrado, la lectura inicial de vibración en el punto D, en la dirección horizontal, filtrada a la frecuencia de rotación del molino (3800 cpm) era:

Amplitud de Vibración	Angulo Fase
$0 = 47$ mm/seg amplitud pico	$\phi_1 = 345^\circ$

Luego de colocar un peso de prueba de 23,4 grs. en el rotor del molino, obtuve:

Amplitud de Vibración	Angulo de Fase
$O + T = 38$ mm/seg amplitud pico	$\phi_2 = 320^\circ$

En la Fig. (4.7) construyo el diagrama vectorial correspondiente con los datos obtenidos (Ver Apéndice D) y determino la magnitud y posición del peso balanceador.

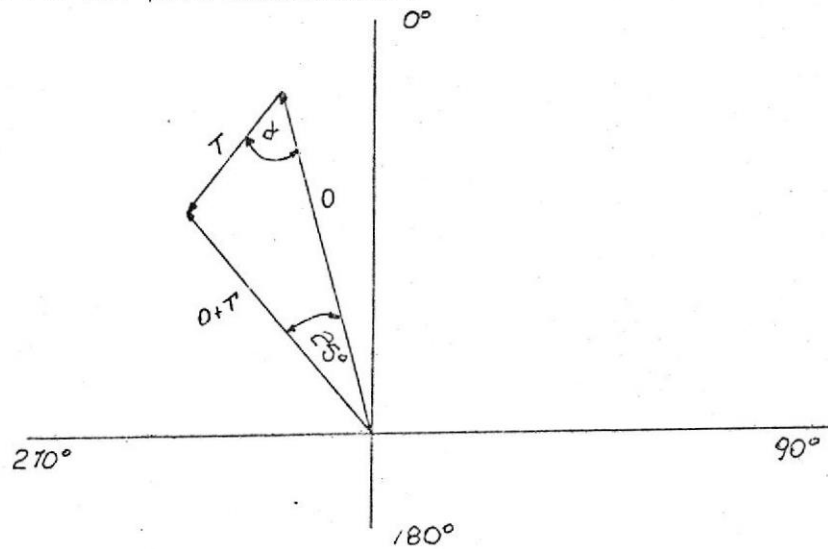


Fig. 4.7.- Diagrama Vectorial para equilibrar el Rotor del Turbo # 1.

$$T = \sqrt{(38)^2 + (47)^2 - 2(38)(47)\cos 25^\circ}$$

$$T = 20,38$$

$$\frac{\text{sen } \alpha}{38} = \frac{\text{sen } 25^\circ}{20,38}$$

$$\alpha = 52^\circ$$

$$\omega_{\text{balanceador}} = \omega_{\text{prueba}} \left( \frac{0}{1} \right)$$

$$\omega_B = 23,4 \text{ grs} \left( \frac{47}{20.38} \right)$$

$$\omega_B = 54 \text{ grs}$$

Luego, debo colocar un peso balanceador de 54 grs. a un ángulo de  $52^\circ$  en sentido contrario a las manecillas del reloj, a partir del peso de prueba.

Construí un peso balanceador de 47,2 grs y pesé la varilla con la que lo iba a soldar.

Peso inicial de la varilla = 49,7 grs.

A medida que fui soldando el peso, fui pesando la varilla de soldar hasta que la magnitud total del peso colocado en el rotor sea de  $\approx 54$  grs.

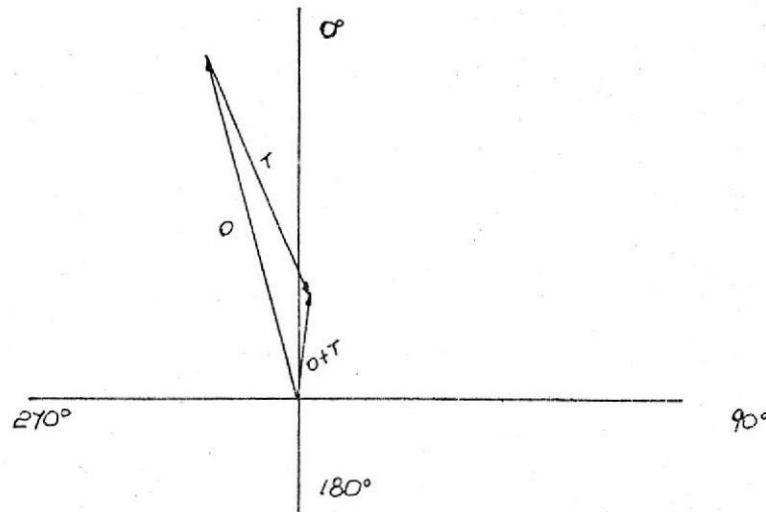
Procedí nuevamente a tomar la lectura pertinente de vibración, en el mismo punto y en la misma dirección, obtuve:

Amplitud de Vibración	Angulo de Fase
14 mm/seg	$6,2^\circ$

Puesto que no quedé satisfecho con el nivel de vibración en el cual se encontraba, volví a efectuar el proceso de equilibrado, tomando como peso de prueba el peso balanceador puesto y tomando a las últimas lecturas como las correspondientes al peso de prueba.

Luego de construir el diagrama vectorial, Fig. (4.8) y de efectua -

dos los cálculos correspondientes, obtuve que el peso balanceador era de 74 grs. a un ángulo de  $8,5^\circ$  del actual peso de prueba, en dirección de las manecillas del reloj.



$$T = \sqrt{(47)^2 + (14)^2 - 2(14)(47)\cos 21^\circ} \quad \frac{\text{sen } \alpha}{14} = \frac{\text{sen } 21^\circ}{34.32}$$

$$T = 34 \text{ grs.}$$

$$\alpha = 8,5^\circ$$

$$\omega_B = \omega_P \left( \frac{O}{T} \right)$$

$$\omega_B = 74 \text{ grs.}$$

Fig. 4.8.- Diagrama vectorial para 2º intento

Luego de efectuar el mismo procedimiento para colocar el peso equilibrador (pesar varilla de soldadura, etc), las lecturas finales fueron:

Amplitud de vibración en el punto D, Dirección Horizontal  $\rightarrow$  5mm/seg. pico.

Amplitud de Vibración en el punto C (lado polea), dirección hori -

zontal  $\rightarrow$  25mm/seg.

Filtradas a la frecuencia de rotación (3800 cpm).

Por lo tanto, finalmente procedí a equilibrar la polea.

Lecturas iniciales:

$$O = 25 \qquad \phi_1 = 322^\circ$$

con el peso de prueba de 11 grs.

$$O + T = 45 \qquad \phi_2 = 323^\circ$$

Por lo que:  $\omega_B = 13.54$  grs. a un ángulo de  $167^\circ$  en sentido horario  
lecturas, primer intento:

$$O + T = 10 \qquad \phi_2 = 340^\circ$$

Procedí a efectuar un segundo intento, por lo que el peso balancador necesario, era de 21,5 grs. a un ángulo de  $12^\circ$  en sentido horario, a partir del último peso de prueba.

Lecturas finales:

Amplitud de vibración en el punto C, dirección horizontal  $\rightarrow$  54mm/seg

Amplitud de vibración en el punto D (lado rotor), dirección horizontal  $\rightarrow$  48 mm/seg.

Lecturas filtradas a la frecuencia de rotación de la polea (3800cpm), lecturas que están en un rango de buena operación en cualquier tabla de severidad.

Molino Turbo # 2.- En el Turbo # 2, el severo desequilibrio lo corregí equilibrando la polea y el rotor del mismo, como un conjunto

Fig. (4.9), "in situ", igual que el Turbo # 1.

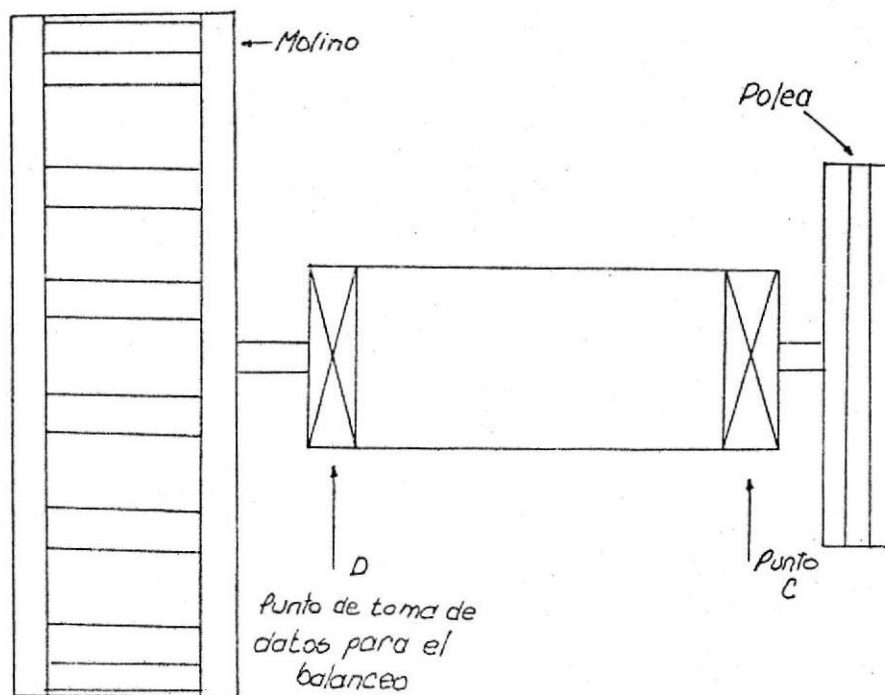


Fig. 4.9.- Esquema del Rotor y Polea del Molino # 2

A la fecha de efectuar el proceso de equilibrado, la lectura inicial de vibración en el punto D, en la dirección horizontal, filtrada a la frecuencia de rotación del molino (3600cpm) era:

Amplitud de Vibración

Angulo de Fase

0 = 80 mm/seg amplitud pico

$\phi_1 = 66^\circ$

Luego de colocar un peso de prueba de 24,5 grs en el rotor del molino, obtuve:

Amplitud de Vibración

Angulo de Fase

0 + T = 59 mm/seg amplitud pico

$\phi_2 = 85^\circ$

Luego de construir un triángulo vectorial, y efectuar las operaciones debidas, igual que con el Turbo # 1, la magnitud y posición del peso balanceador fue:

$$\omega_{\text{balanceador}} = 68 \text{ grs.}$$

En una posición de  $36^\circ$  en sentido horario a partir del peso de prueba.

Lecturas finales:

Amplitud de vibración en el punto D, dirección horizontal  $\rightarrow$  2.00mm/seg

Amplitud de vibración en el punto C, (lado rotor) dirección horizontal  $\rightarrow$  2.8 mm/seg.

Lecturas filtradas a la frecuencia de rotación del molino (3600cpm), y están en un excelente rango de operación en cualquier carta de severidad.

NOTA: Es importante recalcar que la polea de este turbo la había balanceado previamente, en la máquina balanceadora de la ESPOL, hasta un nivel de 1,7 mm/seg de amplitud pico.

Finalmente, también equilibré la polea del motor de este turbo desde 4,0 mm/seg hasta 1,8 mm/seg (Fig. 4.10), lectura tomada en el punto B, en la dirección horizontal, filtrada a la frecuencia de rotación del motor (3600 cpm).

Luego de efectuar todas las correcciones pertinentes y sabedor que los equipos se encontraban en buenas condiciones de operación, pues-

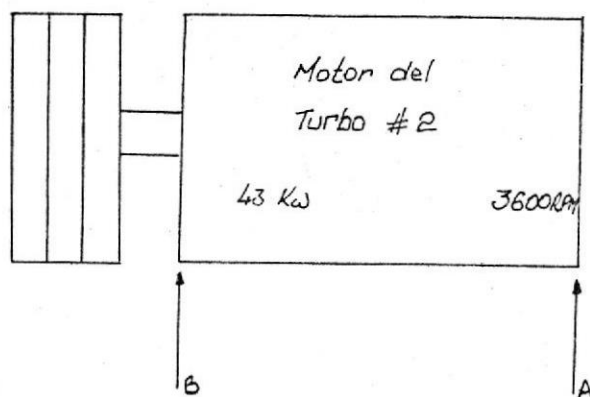


Fig. 4.10.- Esquema del Motor del Turbo # 2

to que sus lecturas de vibración así lo indicaban, Procedí a tomar lecturas totales de vibración, sin filtro, en cada uno de los puntos de los equipos y en todas las direcciones. Estas lecturas forman la línea base o el nivel normal de vibración. Estas lecturas son:

Molino Turbo # 1.-

Punto A  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 2,9 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 2,5 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 1,6 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto B  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 4,2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 2,9 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 1,8 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto C  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 6,5 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 4,7 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto D  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 5,3 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 5,2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 3,7 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Molino Turbo # 2.-

Punto A  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 1.5 - 4.5 \text{ mm/seg pico (inestable)} \\ \text{Vertical} = 1.2 - 3.9 \text{ mm/seg pico (inestable)} \\ \text{Axial} = 0,8 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Las lecturas son inestables, porque la frecuencia dominante ( $\sim 3600\text{cpm}$ ) es cercana a la frecuencia de la corriente del motor ( $3600\text{cpm}$ ), lo cual crea pulsaciones.

Punto B  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 2.5 - 6 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 2.2 - 6 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 0.95 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto C  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 3.8 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 3.2 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto D  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 2.7 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 2.2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 1.5 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

#### 4.3 SELECCION DE LOS PUNTOS DE CHEQUEO PERIODICO

Un buen Programa de Mantenimiento Preventivo, establece la toma

periódica de lecturas de vibración para descubrir problemas mecánicos en sus estados iniciales, antes de que la falla se produzca.

Los puntos de chequeo periódico, escogidos en un equipo, deben ser aquellos que nos muestren un aumento en su nivel total de vibración, cuando se desarrolle algún problema.

Muchas máquinas, tienen sus propios tipos de problemas. Por ejemplo, ventiladores o impelentes de bombas sujetos a desgaste por su fluido de trabajo, presentan predominantemente problemas de desequilibrio. En cambio, una bomba es más probable que desarrolle problemas de desalineamiento, debido a variaciones en temperatura, carga y otros factores durante su operación normal (47). Así, los puntos que seleccionemos para tomar lecturas periódicas de vibración deben ser tomadas, tomando en cuenta el tipo o tipos de problemas más probables que desarrolle el equipo.

En nuestro caso, luego de haber equilibrado tanto los motores como los molinos, el problema más probable que se presenta es el de desequilibrio del rotor del molino, al desgastarse sus muelas. Por tanto, lo que procede es tomar lecturas periódicas de vibración en los puntos C y D en todas las direcciones, y en el punto B sólo en la dirección horizontal.

Es conveniente el marcar el punto donde se tomaron las lecturas correspondientes al nivel normal de vibración, Fig. (4.11), para así asegurarnos que las subsiguientes lecturas son tomadas en el mismo

punto y también para facilitar la toma de lecturas periódicas al personal encargado.

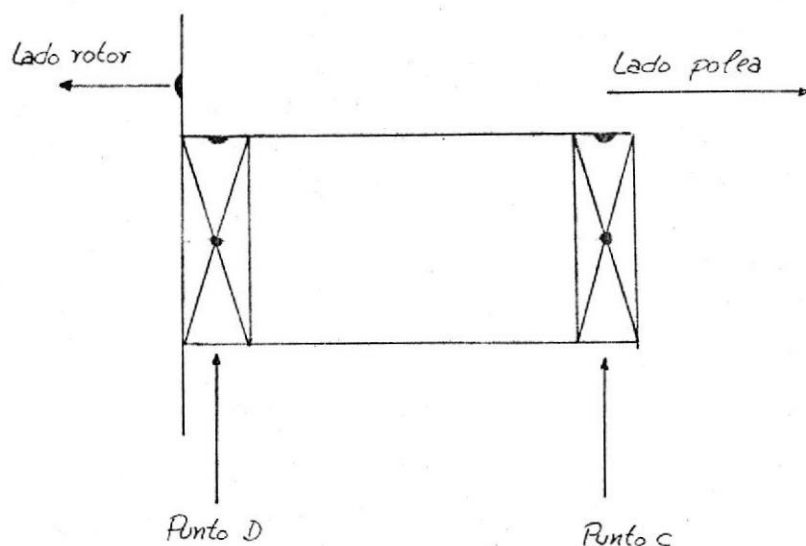


Fig. 4.11.- Al marcar los puntos de chequeo periódico, obtendremos lecturas consistentes.

#### 4.4 SELECCION DEL INTERVALO PARA LOS CHEQUEOS PERIODICOS

Como ya lo he mencionado, el propósito de los chequeos periódicos de vibración es el de detectar problemas mecánicos en sus estados iniciales.

El intervalo entre chequeos periódicos debe ser suficientemente corto para asegurarnos de que el aumento en la severidad de la vibración, producida por el problema, no sea pasado por alto. En cambio, será ineconómico el tomar lecturas periódicas de vibración muy frecuentemente.

Máquinas de alta velocidad como compresores centrífugos y turbinas

a gas y a vapor requieren normalmente de chequeos diarios de vibración, dependiendo del tamaño, caballaje, velocidad y de la importancia que tenga la unidad en la operación de la planta.

Compresores reciprocantes, compresores de flujo axial, bombas, ventiladores, motores diesel y unidades similares, requieren normalmente chequeos semanales.

Sin embargo de lo dicho, el mejor indicador que podemos usar para fijar el intervalo de los chequeos periódicos es el historial de mantenimiento que haya tenido el equipo. Si las fallas han sido frecuentes, los chequeos periódicos deben también serlo, y así por el estilo.

En el caso de los molinos, resolví hacerles chequeos periódicos de vibración semanales, puesto que tenían un historial de fallas frecuentes.

#### 4.5 ESTABLECIMIENTO DE LOS LIMITES ACEPTABLES DE VIBRACION

Como lo comentábamos en la sección (2.1.4) no existen tolerancias absolutas que rijan por igual a todo tipo de equipos. De ahí que siempre tendrá preferencia, la tolerancia de vibración que el fabricante del equipo indique. Sin embargo, hay muchas variables que pueden afectar el nivel de vibración de una maquinaria instalada, por lo que es imposible el aplicar realísticamente el mismo nivel de vibración usado por el fabricante y solo la experiencia podrá decirnos cuál deberá ser el límite de vibración aceptable.

Ahora, no es apropiado que llevemos a cabo un programa de mantenimiento preventivo, con lecturas periódicas de vibración, sin alguna guía general que establezca las tolerancias de vibración.

Como lo comentábamos en la sección (2.1.4). la carta de severidad más apropiada, para decidir qué acciones de mantenimiento llevar a cabo para las distintas severidades que se presenten, es la carta de severidad de Blake.

Una regla razonable para prevenir fallas mayores en equipos que sigan este tipo de mantenimiento, es el de fijar como "punto de alerta" cuando el nivel de vibración de un equipo se duplique y como "punto de parada inmediata" cuando el nivel de vibración sea de  $2 \frac{1}{2}$  veces el nivel normal, asumiendo por supuesto que el nivel normal de vibración es aceptable.

En el caso que estamos tratando, los molinos no tienen especificaciones del fabricante respecto a su nivel normal de vibración, por lo que asumiremos como tal las lecturas tomadas luego de las correcciones efectuadas, y usaremos como carta de severidad, la carta de Blake y las reglas antes mencionadas.

#### 4.6 RECOLECCION DE DATOS

La planta de semielaborados de cacao donde trabajé, tuvo una parada de aproximadamente  $1 \frac{1}{2}$  meses (julio y agosto de 1981), por falta de materia prima. La planta entró nuevamente en funcionamiento, de una manera parcial el 11 de agosto de 1981. La primera toma de

lecturas periódicas la efectúe el martes 18 de agosto de 1981. Los resultados los presento a continuación:

Molino Turbo # 1.- (Fig. 4.6)

Punto C	[	Horizontal = 19 mm/seg pico
	]	Vertical = 21 mm/seg pico
Punto D	[	Horizontal = 9,8 mm/seg pico
	]	Vertical = 8 mm/seg pico
		Axial = 12 mm/seg pico
Punto B	[	Horizontal = 8 mm/seg pico

Molino Turbo # 2.- (Fig. 4.9)

Punto C	[	Horizontal = 25 mm/seg pico
	]	Vertical = 15 mm/seg pico
Punto D	[	Horizontal = 14 mm/seg pico
	]	Vertical = 4,5 mm/seg pico
		Axial = 12 mm/seg pico
Punto B	[	Horizontal = 7 mm/seg pico

Como podemos observar, las lecturas de vibración de este primer chequeo periódico efectuado al término de una semana de operación de la planta, mostraron un significativo aumento, en las lecturas horizontales de los puntos C y D del orden del triple y del doble, respectivamente, de la lectura correspondiente al nivel normal de

vibración en el molino Turbo # 1 y del orden de 6 y 5 veces respectivamente en el Turbo # 2. También es muy significativo el aumento de vibración axial, sobre todo en el Turbo # 2.

Puesto que éstos eran los primeros valores que tomaba, con los molinos trabajando a plena carga (los datos obtenidos luego del proceso de equilibrado fueron tomados con el equipo trabajando en vacío), resolví aceptarlos provisionalmente, hasta un nuevo chequeo periódico, para cubrir la eventualidad de que se mantuvieran constantes indefinidamente, con lo que pasarían a ser los nuevos niveles normales de vibración.

El segundo chequeo periódico, lo efectué el martes 25 de agosto de 1981. Los resultados los presento a continuación:

Molino Turbo # 1.-

Punto C  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 26 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 26,5 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto D  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 13 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 10,5 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 12,5 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto B  $\left[ \text{Horizontal} = 9 \text{ mm/seg pico} \right.$

Molino Turbo # 2.-

Punto C  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 54 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 26 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

$$\text{Punto D} \left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 28 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 5 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 12,5 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$$

$$\text{Punto B} \left[ \text{Horizontal} = 5 \text{ mm/seg pico} \right.$$

Como podemos observar, las lecturas de vibración han aumentado drásticamente, en algunos casos hasta 15 veces la amplitud de su nivel normal de vibración, siendo el aumento mucho más severo en el molino Turbo # 2.

Ante estos resultados, efectué una análisis de vibraciones a los puntos C y D de ambos equipos; los resultados fueron: (Fig. 4.12 y 4.13). No efectúo análisis en los motores, puesto que las lecturas me indican que están bien.

De los resultados de los análisis puedo concluir que la severa vibración desarrollada, es producto del desequilibrio de los rotores de los molinos. El aumento en la severidad para las lecturas axiales es explicable, puesto que los rotores de los molinos se encuentran en voladizo (Figs. 4.6 y 4.9) por lo que al desequilibrarse producen también un aumento de la lectura axial de vibración filtrada a la frecuencia de rotación (Ver Sección 3.1). Este aumento de lectura axial no es producto de la torcedura del eje del molino, puesto que los hice revisar en un taller mecánico, antes de volver a equilibrar los molinos.

Dados los resultados del análisis procedí a equilibrar nuevamente

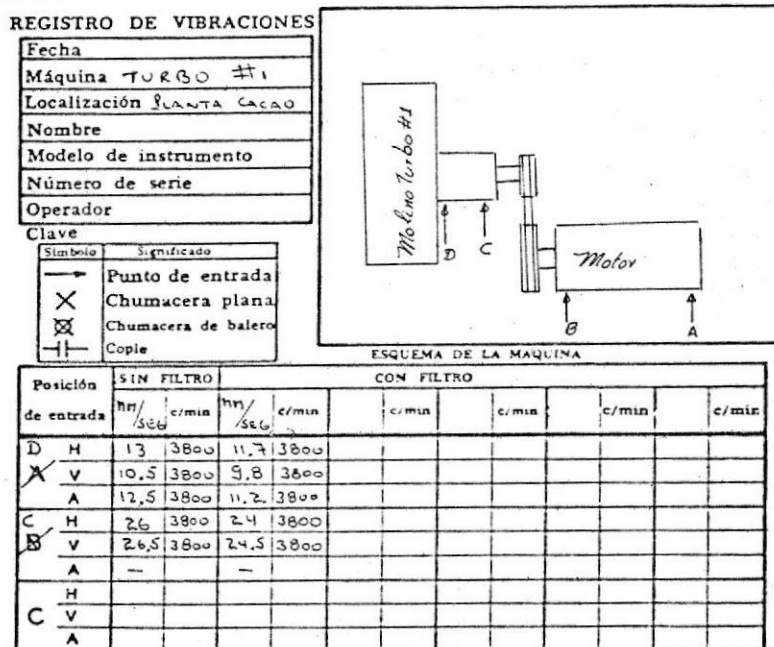


Fig. 4.12.- Análisis de Vibraciones de Molino # 1, Puntos C y D

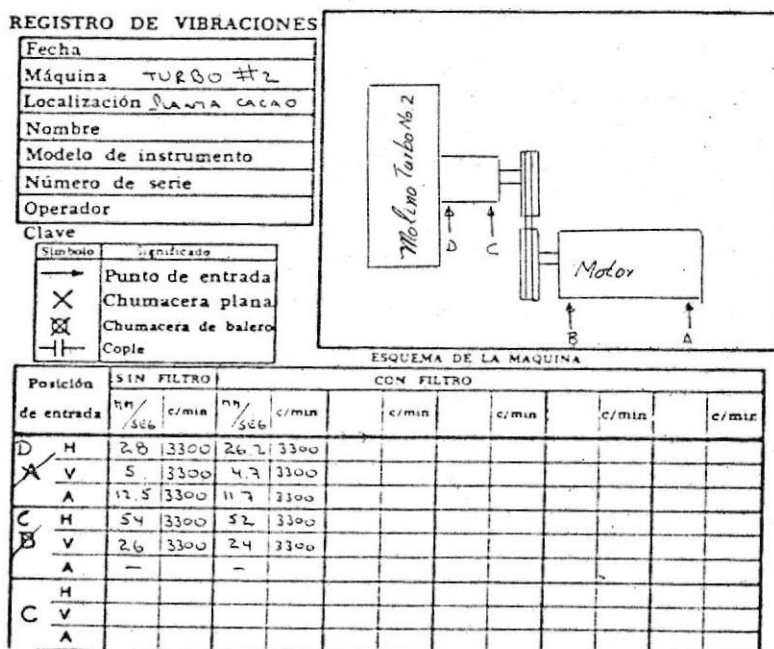


Fig. 4.13.- Análisis de Vibraciones de Molino # 2, Puntos C y D

los rotores de los molinos Turbo # 1 y # 2 con los siguientes resultados:

Molino Turbo # 2.- Lectura inicial:

Punto D [ Horizontal = 24 mm/seg amplitud pico

Lectura Final

Punto D [ Horizontal = 7 mm/seg amplitud pico

Punto C [ Horizontal = 8,5 mm/seg amplitud pico

Lecturas filtradas a la frecuencia de rotación del rotor (3800cpm)

Molino Turbo # 2.-

Lectura inicial:

Punto D [ Horizontal = 52 mm/seg amplitud pico

Lectura Final:

Punto D [ Horizontal = 4.2 mm/seg amplitud pico

Punto C [ Horizontal = 6.8 mm/seg amplitud pico

Lecturas filtradas a la frecuencia de rotación del rotor (3300cpm)

Luego de una semana de efectuados los últimos procesos de equilibrio, en septiembre de 1981, efectué un nuevo chequeo periódico de vibración, cuyos resultados son:

Molino Turbo # 1:

Punto C [ Horizontal = 26 mm/seg pico  
Vertical = 28,3 mm/seg pico

Punto D  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 17,2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 15 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 12 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto B  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 8,5 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Molino Turbo # 2

Punto C  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 29,2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 21 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto D  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 18,7 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Vertical} = 8,2 \text{ mm/seg pico} \\ \text{Axial} = 12 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Punto B  $\left[ \begin{array}{l} \text{Horizontal} = 8 \text{ mm/seg pico} \end{array} \right.$

Nuevamente podemos apreciar que se desarrolla rápidamente una severa vibración producto del desequilibrio de los rotores de los molinos.

Ante estos resultados, procedí a investigar las características de diseño de los molinos, que puedan explicar el por qué se desarrolla tan rápidamente el desequilibrio, y averigué que los molinos antes mencionados no eran diseñados para moler cacáo, sino un producto más suave como es el arroz o la soya.

Ahora, ¿por qué el molino Turbo # 2 desarrolla severidades de vibración más altas que el Molino Turbo # 1, para un mismo tiempo

de funcionamiento?. Sencillamente porque en el molino Turbo # 2 hay errores de diseño, como lo demuestro a continuación:

- 1.- Las bandas en el molino Turbo # 2 (Fig. 4.14) tienen una velocidad lineal muy superior a lo recomendado.

$$V_{\text{lineal}} = \frac{\pi dn}{100} = \frac{\pi(28\text{cm})(3540\text{RPM})}{100}$$

$$V_{\text{lineal}} = 3113,94 \text{ metros/min}$$

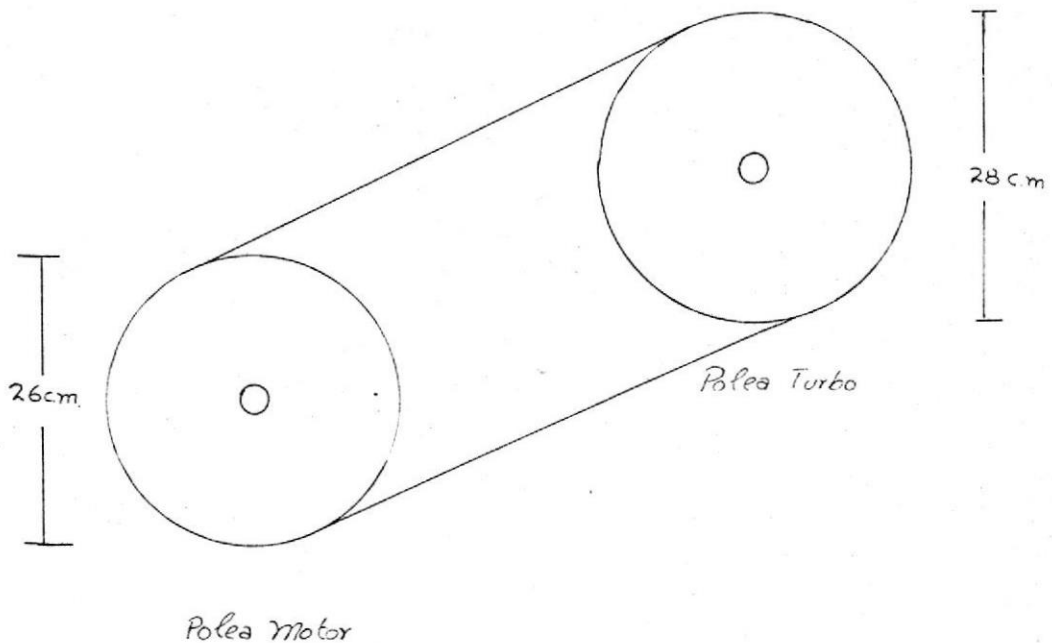


Fig. 4.14.- Esquema de la Transmisión del Turbo # 2

lo cual es muy superior a la máxima velocidad recomendada por (31) es de 1500 metros por minuto.

2.- Del esquema de la Fig. (4.14) también podemos observar que las tensiones que originan las bandas sobre el cojinete del Molino # 2, son mucho mayores que las tensiones que originan las bandas en el Molino # 1 (Fig. 4.15); puesto que en el primer caso ambas tensiones se suman íntegramente, mientras que en el segundo se anulan las componentes verticales, siendo la carga dinámica sobre el cojinete mucho mayor en el primer caso, y por ello menor su vida útil.

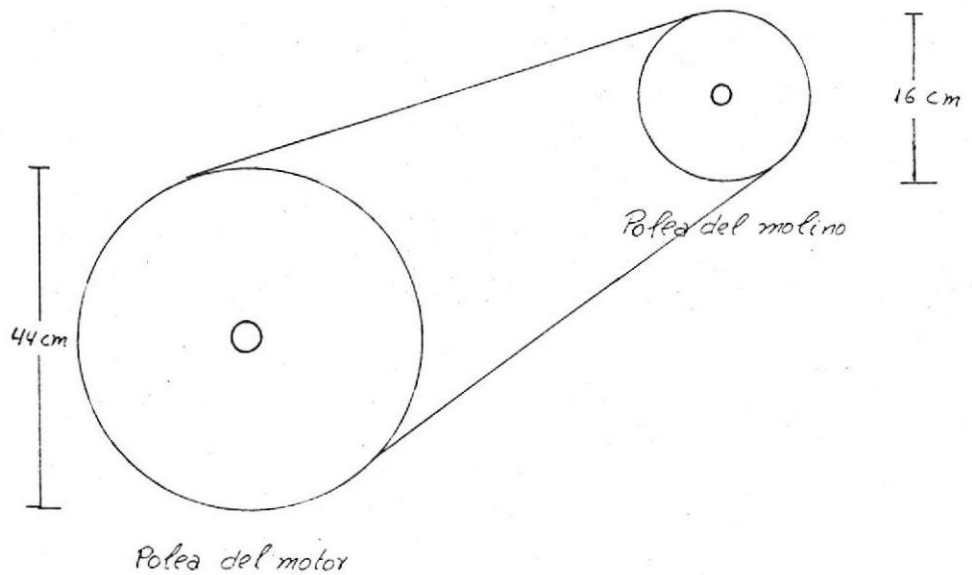


Fig. 4.15.- Esquema de la Transmisión en el Molino # 1

## C A P I T U L O   N º   5

### ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON LA IMPLANTACION DEL SISTEMA DE MANTENIMIENTO PROPUESTO EN LA INDUSTRIA

Vamos a comentar sobre las ventajas que ha representado el uso del Análisis de Vibraciones y la toma de lecturas periódicas de vibración en el mantenimiento de maquinaria rotatoria (casos de estudio) y en el plan de Mantenimiento Preventivo propuesto.

#### 5.1 VENTAJAS TECNICAS

- La toma de lecturas de vibración y su análisis representa un paso adelante en la tecnificación de los sistemas de mantenimiento en la industria. Así, por ejemplo en el caso de INECEL, sus técnicos comentaban: "Este equipo está funcionando defectuosamente", ise puede sentir!, quedó demostrado que con el uso de unos pocos equipos, técnicas y procedimientos, se pudo identificar claramente el problema y darle una solución definitiva.
- La toma y evaluación de las lecturas de vibración, como un criterio para determinar la aceptación o no de un equipo por parte del comprador, también se manifiesta en toda su extensión en el mismo caso de estudio. Como vemos a continuación:

Inmediatamente después del montaje de la bomba de agua de alimen-

tación 2B en Salitral, los técnicos japoneses, como parte de la rutina de montaje, le tomaron lecturas de vibración al equipo, las cuales constan en los registros de montaje de la planta, en poder de INECEL.

Ahora, si los técnicos nacionales hubieran tenido nociones de severidad de vibraciones, no hubieran procedido a aceptar el equipo. Además, si en ese momento, los nacionales hubiesen exigido el que se analice por parte del vendedor (Mitsubisihi) el origen o causa de la excesiva vibración, por medio de un Análisis de Vibraciones, los técnicos japoneses no hubieran optado por la solución que le dieron al problema (rigidizar los soportes) que les era más conveniente económicamente.

- El análisis de vibraciones demostró ser el único método confiable en determinar la condición mecánica de operación de equipos, que van luego a funcionar indefinidamente (caso INECEL y CEMENTO).
- También demostró ser un método eficaz en evaluar la condición de un equipo luego de haber sido reparado o reconstruido y como es un caso común en piezas rotatorias reconstruidas, someterlas a un proceso de equilibrado. (Caso Ventilador # 4 de Cemento).
- El análisis de vibraciones también probó ser muy útil en determinar causas de vibraciones que no son producidas por desperfectos mecánicos (Caso Ventilador # 3 de Cemento).
- El Análisis de Vibraciones es una herramienta poderosa en la

búsqueda de los problemas mecánicos que originan vibraciones en maquinaria (Caso Motobomba # 5 de EMAP-G).

- La toma de lecturas periódicas de vibración como parte de un programa de mantenimiento preventivo, demostró ser la mejor manera de juzgar el grado de deterioro que iban adquiriendo las distintas partes de un equipo, con lo cual podemos planificar las correcciones debidas. Así, en el plan de mantenimiento propuesto para la industria de semielaborados de cacao, luego de realizar el análisis inicial de vibraciones, determinar y corregir la causa de la excesiva vibración, la toma periódica de lecturas de vibración nos indicaba cuando el desequilibrio era otra vez intolerable. Podíamos por tanto, planificar las acciones a seguir (equilibrar el rotor del molino) y conseguir con tiempo los repuestos necesarios (rodamientos).

## 5.2 VENTAJAS ECONOMICAS

- Al hacer un análisis de vibraciones a equipos nuevos, recién instalados, y este análisis revela la existencia de posibles problemas mecánicos en el mismo, podemos tomar una decisión correcta a tiempo y evitar el gasto que representa la reparación posterior del equipo, como lo podemos ver en el caso INECCEL, donde por no efectuar un análisis de vibraciones antes de la aceptación del equipo, tuvieron que correr con los gastos de su reparación, y el riesgo que siempre representó el que por la excesiva vibración, se desarrollase un problema mayor que pudiese

haber dañado el motor (costo del motor  $\cong$  2'500.000 sucres).

- El hacer un análisis de vibraciones a equipos rotatorios que han sido reconstruidos o no, como es el caso de los motores de bomba de INECEL y los motores ventiladores de La Cemento, y que van a tener un funcionamiento posterior ininterrumpido, nos da la confianza de que el equipo no fallará y evitará por tanto costosas acciones de mantenimiento de urgencia, y bajo presión, si los equipos fallan, con las consiguientes pérdidas de producción y de dinero.

El Análisis de Vibraciones y la posterior toma de lecturas periódicas de vibración, usado en plantas como la de Energía Eléctrica en Salitral o de Agua Potable como EMAP-G, se justifica enormemente, puesto que a más de los beneficios económicos que este tipo de mantenimiento conlleva, por ser estas industrias estratégicas, se torna siempre peligroso el que un equipo como los analizados falle. Así, por ejemplo, en el caso INECEL, aunque existen dos equipos iguales, uno de los cuales está "stand-by", no se puede operar confiadamente toda una planta de vapor de 73 Megawatts, confiando que el equipo restante no falle también.

En el caso de EMPA-G, como existe déficit en la capacidad de bombeo de la planta, el que un equipo falle, representa que los niveles de las piscinas baje, lo que les es muy difícil de recuperar. Es por ésto, que en el caso de estudio, aunque la mo-

tobomba # 5 estaba vibrando a un nivel intolerable (más de  $2\frac{1}{2}$  veces su nivel normal de vibración), no se la podía parar, puesto que traía las consecuencias antes anotadas, por lo que se tuvo que esperar que se termine la instalación de otro grupo nuevo, para poder efectuar las pruebas descritas en la sección (3.3).

La toma periódica de lecturas de vibración, en cualquiera de los equipos antes mencionados, al ser un indicativo de la condición real de determinado equipo, será siempre un parámetro que nos indica que la inversión económica hecha en la máquina, está segura.

En el caso del plan de mantenimiento propuesto a la industria de semielaborados de cacao, no se pudo apreciar claramente las ventajas económicas que este tipo de mantenimiento conlleva por las siguientes razones:

- a) La industria del cacao era una industria muy rica, por tanto se podían efectuar acciones caras de mantenimiento (reemplazar rodamientos cada 2 semanas) sin ningún problema.
- b) A pesar de que las acciones de mantenimiento, traían también como consecuencia pérdida de producción (puesto que los molinos son la maquinaria crítica), como era una industria que no se preocupaba de los costos de mantenimiento, ni de ninguna otra planificación, no se podría apreciar claramente los beneficios económicos que trae este sistema de mantención, has-

ta no rediseñar los molinos y reducirle su frecuencia de falla de 2 semanas a por lo menos 6 meses.

## C A P I T U L O N º 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Voy a dividir las conclusiones en dos partes: a) Conclusiones en cuanto al método planteado, instrumentación utilizada, transductores y b) respecto a los resultados que obtuve de la aplicación del método de análisis de vibraciones en los casos de estudio y en el plan de mantenimiento preventivo.

a) Existen en nuestro medio, cuatro actitudes hacia el tipo de mantenimiento a aplicarse. Mantenimiento Correctivo, Periódico, Progresivo y Técnico.

De entre las cuatro filosofías de mantenimiento, la que demuestra ser más eficiente, en términos de menos paradas imprevistas de maquinaria y mayor producción, es, indudablemente, el mantenimiento técnico.

Está demostrado a través de los casos de estudio que la toma de lecturas del nivel de vibración en una máquina y su evaluación, es un parámetro muy confiable en determinar la condición mecánica de una máquina y si ella se encuentra libre de problemas mecánicos.

Una vibración cualquiera puede ser definida completamente en función de tres características. Su amplitud, su frecuencia y su fase. Ca-

da uno de estos parámetros nos dice algo acerca de la vibración.

Las Cartas de Severidad de las vibraciones han evolucionado mucho desde la publicación de la primera carta por Mr.T.C.Rathbone. Se desarrollaron muchas cartas como la de Yates o la propuesta por la IRD; pero todas ellas tienen un criterio muy subjetivo al tratar la severidad de maquinaria con criterios como "bueno" o "justo", etc. La Carta de Severidad de Blake fue una innovación en el campo de las vibraciones aplicadas a la ingeniería, al ser ésta una carta de severidad para actividades de mantenimiento.

En general, los niveles de vibración, de todas maneras, son muy variados, y dependen del tipo de máquina. Por lo tanto, siempre habrá una dosis de experiencia de la persona que efectúa el análisis, al fijar el límite de vibración aceptable para una máquina en particular.

Existen tres tipos básicos de transductores: El transductor de desplazamiento, el transductor de velocidad y el acelerómetro. Sus diferencias, a más de tamaño, peso, etc. (Ver sección 2.2.1) radica principalmente en su respuesta a la frecuencia.

En nuestros casos de estudio, utilizamos sensores sísmicos de velocidad y acelerómetros. Los sensores de velocidad demostraron tener una pobre respuesta a alta frecuencia, puesto que al hacer el análisis de vibraciones a los molinos, en la planta de semielaborados de cacao (Cap. N<sup>o</sup> 4), no se encontraba ninguna componente debida a

falla en los rodamientos, a pesar que por otros métodos, ya se conocía que estaban severamente afectados.

Los acelerómetros en cambio mostraron (Caso EMAPg) una buena respuesta a vibraciones de alta frecuencia, al descubrir defectos incipientes en rodamientos, mucho antes que sean descubiertos por métodos convencionales.

Hay muchos y muy variados equipos para monitorizar y analizar señales de vibración provenientes de máquinas (Secciones 2.2.2 y 2.2.3). Ahora, en la selección por parte de una industria del tipo de equipo más adecuado para su uso particular, se debe tener en cuenta principalmente el tipo o los tipos de defectos más probables; la disposición del equipo, cuantas partes rotatorias lo componen, etc.

Así, por ejemplo, en los casos de estudio analizados, por ser equipos conformados por un motor acoplado directamente a una bomba o a un ventilador, existe una sola frecuencia fundamental de rotación del equipo, y un analizador de vibraciones del tipo de octavo de banda es el más adecuado, puesto que con unas pocas lecturas de vibración podremos monitorizar continuamente su condición de operación. Además, el tiempo utilizado para efectuar un análisis de vibraciones, con un analizador de octavo de banda es al menos tres veces menor y menos susceptible de cometer errores en la toma de datos, como lo pude apreciar comparando los análisis efectuados en INECEL y EMAP-G, hechos con un analizador de banda continua y de octavo de banda, respectivamente.

- b) Con respecto a los resultados obtenidos con la implantación de este método de mantenimiento en la industria, concluyo que este tipo de mantenimiento sólo es efectivo en industrias que tengan equipos grandes, donde además de ser el equipo crítico en la producción de la planta, sea un equipo caro y se haga necesario proteger la inversión.

Este tipo de mantenimiento, también es de extrema utilidad en industrias llamadas "estratégicas", como el caso de INECEL y EMAP-G, donde una falla no prevista en una maquinaria crítica, independientemente de su tamaño y costo, puede ocasionar graves inconvenientes, puesto que son empresas de servicio público.

Un método de Mantenimiento Técnico como el Análisis de Vibraciones, sólo debe ser implantado en una industria bien organizada, donde el costo de mantención sea un rubro controlado; por ello, la elección de la industria de semielaborados de cacao para demostrar las ventajas económicas de la aplicación de este método, no fue una idea acertada; puesto que en ella, no había una mantención organizada, era en ese tiempo una industria muy rica, y por ello no se preocupaban de corregir el origen del mal (nuevo diseño) sino que preferían las acciones correctivas, por caras que éstas fueran. Finalmente, también creo sincero mencionar, que el análisis de vibraciones no siempre es un método que va a puntualizar exactamente la naturaleza del desperfecto en un equipo. Muchas veces, deberemos primero de familiarizarnos con la maquinaria analizada, cómo

está construida, qué elementos rodantes la componen, qué tipo de fallas es más probable, investigar sobre las impedancias de los cojinetes, etc, antes de efectuar un análisis de las lecturas obtenidas.

Recomendaciones.- Bajo todo punto de vista, el Análisis de Vibraciones y la toma de lecturas periódicas de vibración es un procedimiento recomendable para el mantenimiento de maquinaria rotatoria en nuestro país. Es un método de mantenimiento muy superior a los actualmente usados, y los técnicos nacionales tienen la capacidad académica necesaria para llevarlo a cabo con buen éxito.

Con respecto al tipo de instrumentación que utilicé, por ser ésta propiedad de la ESPOL, recomiendo la compra de un equipo analizador de vibraciones que trabaje con acelerómetros piezoeléctricos, un analizador portátil del tipo de octavo de banda, y de instrumentación para efectuar estudios de impedancia mecánica, equipos con los cuales se podría avanzar en la investigación de las vibraciones aplicadas a problemas mecánicos en ingeniería y mejorar los trabajos que efectúa la ESPOL en las industrias en este campo.

APENDICESAPENDICE ALISTA BASICA DE EQUIPOS Y PRECIOS DE INSTRUMENTACION  
DE LECTURA Y ANALISIS DE VIBRACIONES PARA LA INDUSTRIA

(6)(20)

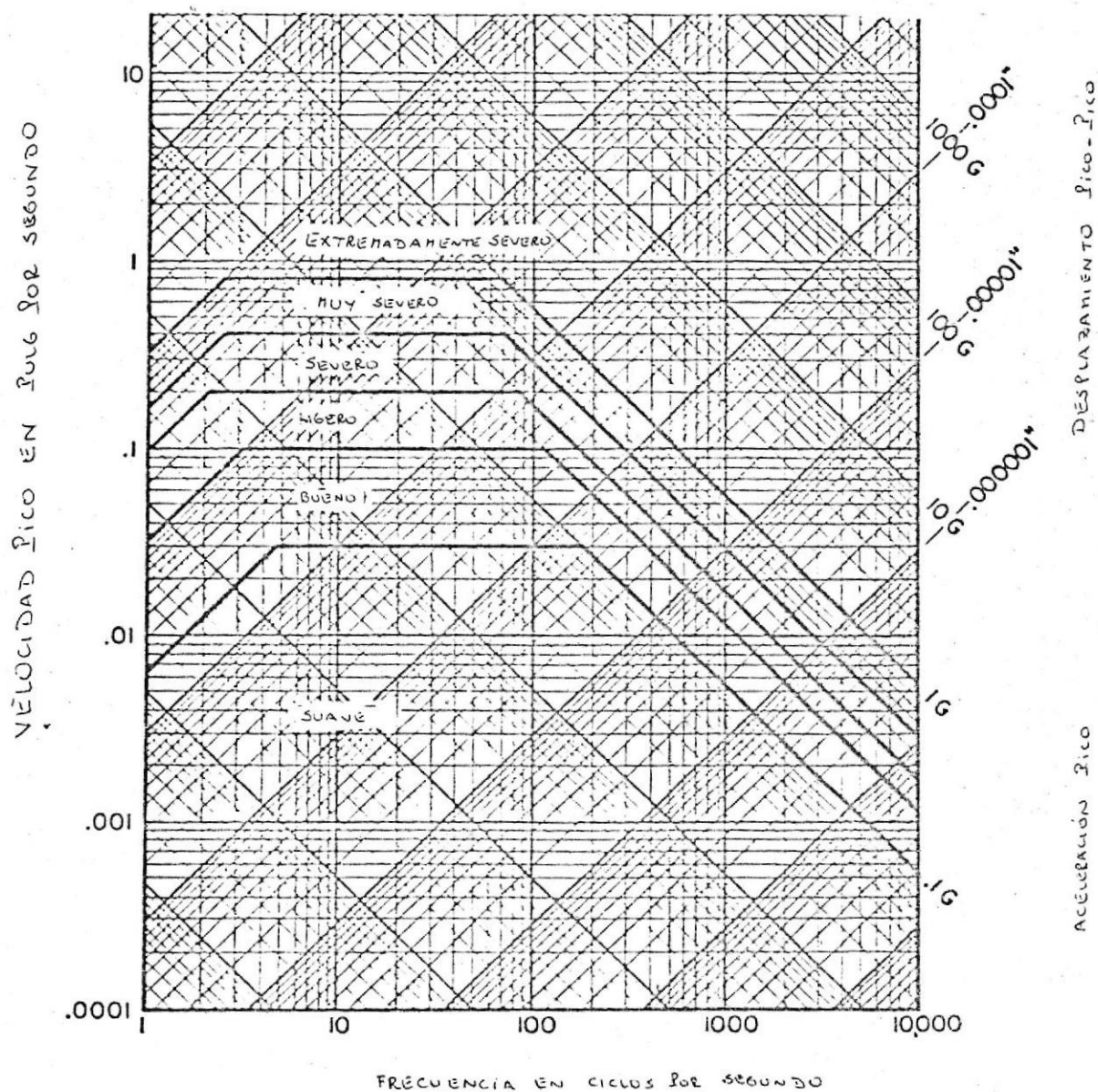
Precios Válidos en 1979

- Medidor de Nivel Total de Vibración.....\$ 750
- Analizador de Espectro con Filtro de Octavo de Banda.....\$ 1.500
- Analizador de Espectro con Filtro de Banda Estrecha.....\$ 5.000
- Analizador de Espectro de Tiempo Real.....\$10.000

Con estos precios y con las relaciones dadas en la Tabla N° 2.6, podemos estimar el costo de cualquier equipo.














A P E N D I C E   B

TABLA QUE RELACIONA LOS VALORES PICO-PICO DE DESPLAZAMIENTO,  
PICO DE VELOCIDAD Y PICO DE ACELERACION, EN FUNCION DE FRECUENCIA



## A P E N D I C E C

TABLA TIPICA DE ESPECIFICACIONES DE ACELEROMETROS B. & K. (52)  
**Acclerómetros**

Tipo	Peso (gramos)	Sensibilidad		Gama de Frecuencia Límite + 10% (kHz)	Características Importantes
		Carga (pC./ms <sup>-2</sup> )	Tensión (mV./ms <sup>-2</sup> )		
4366 	28	~4.5	~4	9	Acclerómetro Delta Shear <sup>®</sup> con buenas características globales y especialmente baja sensibilidad a transitorios de temperatura y deformación de la base
4367 	13	~2	~1.5	10.6	
4368 	30	~4.5	~4	9	
4369 	14	~2	~1.5	10.6	
4371 	11	1 ± 2%	~1	12	Acclerómetros Delta Shear <sup>®</sup> con las características del grupo anterior. También, sensibilidad Uni-Gain <sup>®</sup> para simple calibración de los sistemas e intercambiabilidad
4370 	54	10 ± 2%	~10	6	
4344 	2	~0.25	~0.25	21	Acclerómetros miniatura y de poco peso con elevada frecuencia de resonancia
8307 	0,4 excl. cable	~0.07	~0.22	25	Acclerómetro Shear miniatura y de poco peso con elevada frecuencia de resonancia
8309 	3 excl. cable	~0.004	~0.03	60	Acclerómetro subminiatura. Perno de fijación de 5 mm integrado. Cable integrado
4321 	55	1 ± 2%	~0.8	12	Tres acclerómetros Delta Shear <sup>®</sup> y Uni-Gain <sup>®</sup> en conjunto singular.
8305 	40	~0.12	—	4,4 (2% limit)	Acclerómetro piezoeléctrico de cuarzo. Excelente estabilidad a largo plazo y bajo sensibilidad a los transitorios de temperatura
8306 	500	1000 ± 2%	1000 ± 2%	1	Sensibilidades Uni-Gain <sup>®</sup> de carga y tensión muy elevadas. Preamplificador y filtro de paso bajo incorporados. Salidas separadas de carga y tensión. Alimentación necesaria: 28V c. c. (2 mA)
8308 	100	1 ± 2%	~1	10	Robusto acclerómetro simétrico Uni-Gain <sup>®</sup> que tolera temperaturas de hasta 400°C

## A P E N D I C E D

### TECNICAS DE BALANCEAMIENTO ESTATICO Y DINAMICO PARA ROTORES EN UN PLANO, DOS PLANOS Y EN VOLADIZO

El desbalance o desequilibrio es la más común entre las causas que originan vibración en maquinaria rotatoria.

La cantidad de desbalance presente en una pieza rotatoria es normalmente expresada como el producto de la masa del desbalance (onzas, gramos, etc.) y su distancia al centro de rotación (pulg, centímetros, etc.). Así, las unidades que expresan desbalance son generalmente onzas-pulgada, gramos-pulgadas, gramos-centímetros, etc.

Una razón importante para balancear es de que las fuerzas producidas por el desequilibrio son perjudiciales a la vida de la máquina, su rotor, los cojinetes y la estructura de soporte. La magnitud de la fuerza creada por el desbalance depende de la frecuencia de rotación y de la cantidad de desbalance.

Si conocemos la masa de desbalance, su radio y los RPM de la máquina, la fuerza generada puede ser encontrada por: ( $F = m\omega^2 r$ )

$$F = 1.77 * \left(\frac{\text{RPM}}{1000}\right)^2 * \text{onzas-pulgadas}$$

En esta ecuación, el desbalance es expresado en onzas-pulgadas y la

fuerza en pounds. La constante de 1,77 es necesaria para hacer el sistema dimensionalmente consistente.

Como podemos ver, la fuerza centrífuga debida al desbalance se incrementa con el cuadrado de los RPM de la máquina. Por ejemplo, la fuerza creada por un desequilibrio de 3 onzas a un radio de 30 pulg en un rotor con 3600 RPM es sobre los 2000 pounds. Doblando la frecuencia de rotación a 7200 RPM, la fuerza de desbalance se incrementa por sobre los 8000 pounds. Así, podemos deducir, que para máquinas de muy alta frecuencia de rotación, un desequilibrio de poca masa, produce una tremenda fuerza sobre los cojinetes.

Principios Básicos de Balanceamiento.- El balanceamiento es el proceso en el cual encontramos la magnitud y la posición del punto pesado, para luego añadir una cantidad igual de masa en el lado opuesto del rotor ( $180^\circ$ ) o remover la masa del mismo punto pesado.

Conocemos que mientras mayor sea la masa desequilibradora, mayor es la fuerza generada y por tanto, mayor la amplitud de vibración. Por ello, nosotros podemos usar la amplitud de vibración como una medida de la cantidad de desequilibrio presente. También podemos usar una marca de referencia en la parte rotatoria, para ser vista con la luz estroboscópica, la que nos ayudará a encontrar la posición de la masa desequilibradora.

Así, si una masa desequilibradora es añadida a un rotor perfectamente balanceado, el rotor vibrará a una frecuencia igual a su frecuencia

de rotación. El rotor vibrará con una cierta amplitud, y la marca de referencia en la parte aparecerá quieta en alguna posición definida bajo la luz estroboscópica. Por ejemplo, si una masa desequilibradora de 2 grs es añadida a un rotor, y ésta produce una lectura de vibración de 5 mils con una marca de referencia que aparece fija a  $270^\circ$ ; al doblar la cantidad de desbalance, sin cambiar su posición, la amplitud de vibración resultante es de 10 mils y la marca de referencia vuelve a aparecer quieta a  $270^\circ$ , bajo la luz estroboscópica.

Ahora, si los 4 granos del peso desbalanceador son movidos  $60^\circ$  en sentido horario de su posición original, la marca de referencia se moverá a  $210^\circ$  ó  $60^\circ$  en sentido contrario a las manecillas del reloj donde apareció originalmente. Si el peso lo movemos  $45^\circ$  en sentido antihorario, la marca de referencia aparecerá a  $315^\circ$  ó  $45^\circ$  en sentido horario de la posición original ( $270^\circ$ ).

De lo expuesto anteriormente, podemos resumir dos principios básicos del balanceamiento, que son:

- 1.- La cantidad de vibración es proporcional a la cantidad de desbalance
- 2.- La marca de referencia cambia en una dirección opuesta al cambio del punto pesado; y el ángulo que cambia esta marca es igual al ángulo que cambia el punto pesado.

A continuación veremos como usar estos principios para equilibrar un rotor cualquiera.

Balanceamiento en un Plano.- En el punto de partida de cualquier problema de balanceamiento, no tenemos idea de cuán grande es la cantidad de desbalance y de dónde está ubicado. Este es el Desbalance Original, y las lecturas de amplitud y fase que representan ese desbalance son llamadas las Lecturas Originales.

El siguiente paso es el de cambiar el desbalance original, al añadirle un peso de prueba a la parte rotatoria. El desbalance resultante será representado por una nueva amplitud de vibración y fase. El cambio causado por el peso de prueba nos sirve para encontrar el tamaño y posición del desbalance original.

El ángulo y la dirección que tiene que moverse el peso de prueba y cuanto debe ser incrementado o decrementado el peso de éste, para que sea igual en magnitud y en dirección opuesta al punto pesado es determinado haciendo un diagrama vectorial.

Podemos representar un vector cuya magnitud sea la cantidad de desbalance presente y cuya dirección sea la posición del desbalance. Por ejemplo, si la amplitud de vibración es 5,0 mils y la fase o la posición de la marca de referencia es  $120^\circ$ , el desbalance puede ser representado por un vector cuya magnitud es 5,0 y cuya dirección sea de  $120^\circ$ . (Fig. D.1).

Cuando es añadido el peso de prueba al rotor, éste se suma vectorialmente al desbalance original. El desbalance resultante será a una nueva posición, entre el peso de prueba y el desbalance original. Po-

demos ver este desbalance resultante como una nueva amplitud de vibración y una nueva fase.

En nuestro ejemplo, después de añadir el peso de prueba, el desbalance debido a ambos; el desbalance original más el peso de prueba está representado por un vector de 8 mils de amplitud y una fase de  $30^\circ$  (Fig. D.1).

Al desbalance original lo llamamos "o"

Al desbalance original más el peso de prueba los llamamos "o + T"

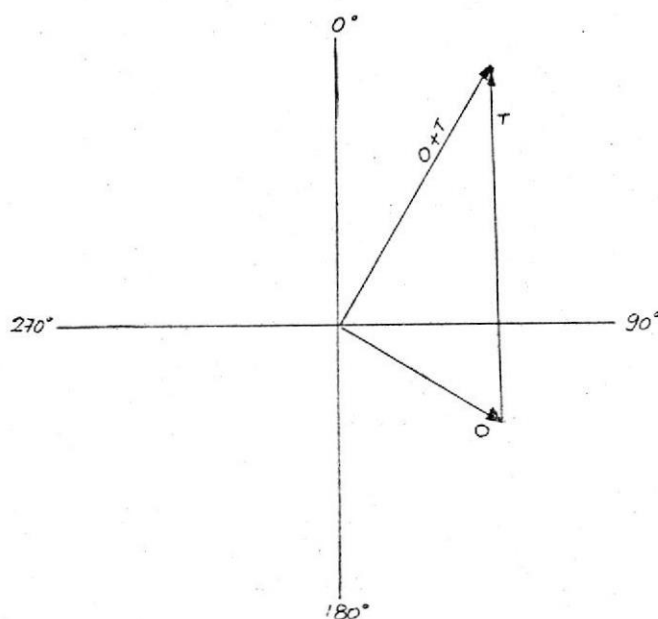


Fig. D.1.- Solución Vectorial al problema de desbalance en un Plano.

Estos dos vectores, más el conocimiento de la magnitud del peso de prueba, es todo lo que necesitamos para determinar la magnitud y dirección

del peso corrector.

Para resolver el problema de balanceamiento, el paso siguiente es el de dibujar el vector que conecta el final del vector 0 al final del vector 0 + T (Fig. D.1). Este vector lo llamamos T y representa la diferencia entre el vector 0 y el vector 0 + T [(0 + T) - (0) = T]. Así el vector T representa el efecto del peso de prueba. Determinando la magnitud del vector T, podemos determinar el efecto del peso de prueba en términos de amplitud de vibración. Por ejemplo en el caso que estamos tratando, tenemos:

$$T = \sqrt{(5)^2 + (8)^2 - 2(5)(8)\cos 90^\circ}$$

$$T = 9.4 \text{ mils}$$

Esto nos indica que al añadir el peso de prueba al rotor, produjo un efecto igual a 9,4 mils de vibración.

Ahora, podemos determinar cuánta cantidad de peso es requerida para que este peso de prueba sea equivalente al desbalance original. La ecuación para corregir el peso es:

$$\text{Peso Balanceador} = \text{Peso Prueba} * \frac{0}{T}$$

Para nuestro ejemplo, si la magnitud del peso de prueba fue de 10 grs, luego:

$$\text{Peso Balanceador} = 10 \text{ gramos} * \frac{5 \text{ mils}}{9.4 \text{ mils}} = 5.3 \text{ gramos}$$

Para equilibrar el rotor, nuestro objetivo es el de hacer que el vec -

tor  $T$  sea de igual magnitud y directamente opuesto al vector  $O$ . Luego, el efecto del peso balanceador servirá para cancelar el desbalance original y sólo nos queda determinar la posición correcta del mismo.

La dirección en la cual actúa el peso de prueba con respecto al desbalance original, es representado por la dirección del vector  $T$  con respecto al vector  $O$ , que es el ángulo  $\theta$  (Fig.D.1). Luego, el vector  $T$  debe ser movido un ángulo  $\theta$  para que se contraponga al vector  $O$ . Ahora, para que el vector  $T$  se mueva este ángulo, es necesario que el peso de prueba se mueva el mismo ángulo  $\theta$ .

En el diagrama vectorial del ejemplo, el ángulo  $\theta$  es  $58^\circ$ . Luego, será necesario el mover el peso de prueba corregido  $58^\circ$ .

Para determinar en qué dirección debe moverse el peso, horaria o anti-horaria, debemos recordar lo aseverado anteriormente, de que la marca de referencia cambia en dirección opuesta al cambio del punto pesado. Luego, la siguiente regla, puede ser usada: Debemos siempre cambiar el peso de prueba en la dirección opuesta al cambio observado de la marca de referencia de " $0$ " a " $0 + T$ ".

Esta regla se aplica sin consideración de la dirección de rotación del rotor.

En resumen, la técnica vectorial de balanceamiento en un plano es como sigue:

- 1.- Opere el rotor a su velocidad de balanceamiento, sintonice el fil-

tro de su analizador a 1\*RPM y registre el desbalance original, tanto en amplitud como en fase.

- 2.- Pare el rotor y añada un peso de prueba de magnitud conocida.
- 3.- Vuelva a operar el rotor a la misma velocidad y registre el nuevo dato de desbalance ( $O + T$ ), en amplitud y fase.
- 4.- Construya el diagrama vectorial con "O" y "O + T"
- 5.- Construya el vector "T" y obtenga su magnitud
- 6.- Corrija la magnitud del peso de prueba

$$\text{Peso balanceador} = \text{Peso Prueba} \left(\frac{O}{T}\right)$$

- 7.- Obtenga el valor del ángulo  $\theta$  entre O y T, cambie de posición el peso de prueba un ángulo igual, en una dirección opuesta a la dirección de cambio entre "O" y "O + T"

Luego de cumplidas estas instrucciones, la pieza debe quedar equilibrada.

Si la pieza no queda equilibrada, podremos efectuar sucesivas iteraciones, considerando el peso balanceador como peso de prueba y así sucesivamente.

Balanceamiento en dos Planos.- El Balanceamiento en dos Planos es efectuado de una manera muy similar al balanceamiento en un plano. Sin embargo, el balanceamiento en dos planos requiere de una especial atención al "efecto cruzado". El efecto cruzado puede ser definido

como el efecto en la lectura de desbalance de un plano causada por el desbalance en el otro plano.

El efecto cruzado puede ser apreciado mejor ausmiendo que el rotor de la Fig. (D.2) está perfectamente balanceado. Añadiendo un desbalance en el plano derecho de corrección, resultó en una lectura de vibración en el cojinete derecho de 50 mils con una fase de  $90^\circ$ . En el cojinete izquierdo, la vibración fue de 0,66 mils con una fase de  $300^\circ$ .

Esta última vibración es producida por el efecto cruzado, o sea, que la vibración en el cojinete izquierdo es causada por el desequilibrio en el plano derecho de corrección.

Ahora, si añadimos un desbalance en el lado izquierdo de corrección, cambia la magnitud y fase de la vibración en el lado derecho a 6.4 mils con una fase de  $120^\circ$ .

Luego, debido al efecto cruzado, las medidas de desbalance observadas en cada extremo del rotor, no representan realmente el desbalance en sus respectivos planos de corrección. Por el contrario, cada lectura es la resultante del desequilibrio en el plano de corrección más el efecto cruzado del plano opuesto.

La magnitud y fase del efecto cruzado es desconocida al comienzo de cualquier proceso de equilibrado.

El efecto cruzado debe ser tomado en cuenta cuando equilibremos en dos planos. Hay algunas maneras de equilibrar en dos planos. La manera

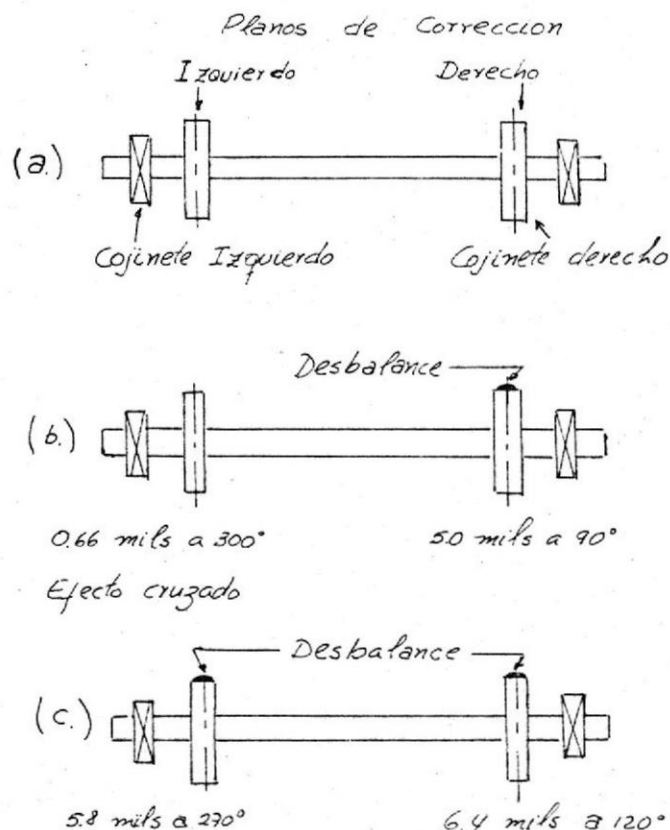


Fig. D.2.- Efecto Cruzado

- a) Rotor Balanceado
- b) Desbalance en el plano derecho
- c) Desbalance en el plano izquierdo

más popular es la de tratar de equilibrar cada plano de corrección como un problema de un plano, usando las lecturas de vibración del cojinete más cercano. Con este procedimiento, cada plano es equilibrado individualmente, uno a la vez. El procedimiento recomendado es como sigue:

- 1.- Observe la amplitud de vibración y fase de cada cojinete y seleccione el cojinete con la mayor lectura de vibración, para equilibrarlo primero.

- 2.- Usando el método vectorial para equilibrar en un plano, descrito anteriormente, proceda a equilibrar el lado con la mayor lectura de vibración, colocando pesos correctores en el plano de corrección más cercano.
- 3.- Luego de que ha sido concluido el balanceo del primer plano, registre la nueva amplitud y fase del segundo lado. Esta amplitud y fase son las lecturas originales con las que procedemos a equilibrar el segundo plano de corrección.
- 4.- Con los datos del paso anterior, proceda a equilibrar el segundo plano de corrección, usando también el método vectorial para equilibrar en un plano.
- 5.- Luego que el segundo plano ha sido equilibrado, podemos encontrar que la lectura de vibración del primer plano no ha subido mucho, con lo que el rotor estaría balanceado; o, podemos encontrar que la lectura en el primer plano ha subido a niveles inaceptables, por lo que tenemos que rebalancear este plano. Luego, hay que registrar las nuevas lecturas de vibración en el primer plano y usar estos datos como las nuevas lecturas originales y volver a balancear usando el método vectorial de un plano, sin remover los pesos equilibradores ya colocados.
- 6.- Si el efecto cruzado es muy severo, debe de efectuarse el mismo procedimiento algunas veces, balanceando alternativamente cada lado del rotor, hasta que las vibraciones estén en un nivel acep-

table. Cada vez que balanceamos un plano de corrección, un nuevo problema comienza y debemos usar las lecturas de vibración sensadas como las nuevas lecturas originales y no remover las correcciones ya efectuadas.

En algunos casos, cuando el efecto cruzado es extremadamente severo, es muy difícil el balancear los dos planos de corrección, usando el método vectorial de un plano, y es aconsejable el usar procedimientos especiales de balanceo (53), preferiblemente usando computadoras (60), que por su extensión no los trataremos en este Apéndice.

Balanceamiento de Rotores en Voladizo.- Un Rotor en Voladizo es aquel en el cual sus planos de corrección no se encuentran entre los soportes, Fig. (D.3).

Generalmente, los rotores en voladizo tienen "longitudes a radios" o razones  $\frac{L}{D}$  menores a 0.5. Esto nos indica que podemos equilibrar este rotor empleando técnicas de balanceo de un solo plano. El procedimiento es como sigue:

- 1.- Equilibrar el lado # 1, con las lecturas de vibración del cojinete A.
- 2.- Si las lecturas de vibración del cojinete B se mantienen inaceptables, balancear el lado # 2 con las lecturas de vibración del cojinete B.

Sin embargo, al colocar un peso de prueba en el plano # 2, destrui-

mos el equilibrio ya conseguido en el plano # 1. Luego, para mantener el equilibrio en el plano # 1, debemos usar un peso de prueba en forma de "cupla", Fig. (D.4).

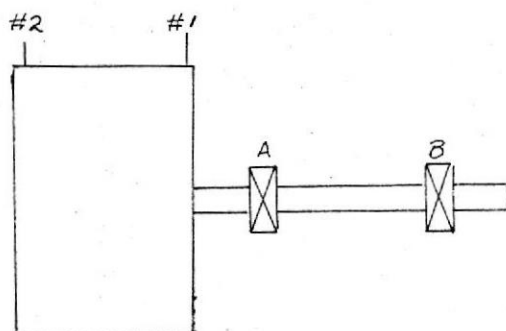


Fig. D.3.- Esquema de un Rotor en Voladizo

La "cupla" consiste de un peso de prueba en el plano # 2 y de un peso igual a  $180^\circ$  en el plano # 1.

Para equilibrar la vibración en el cojinete B, el peso balanceador en el plano # 2 debe ser siempre acompañado por un peso igual a  $180^\circ$ , en el plano # 1.

Luego de equilibrar el lado # 2, chequear si el lado # 1 está en un nivel aceptable de vibración, si no está, se debe proceder a rebalancear.

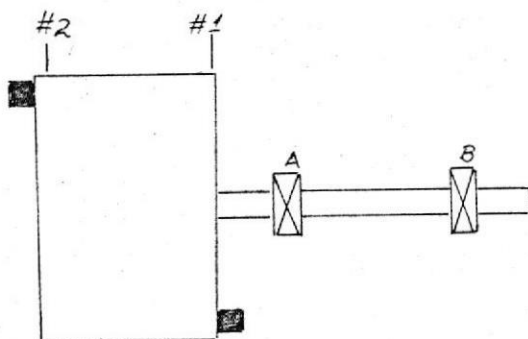


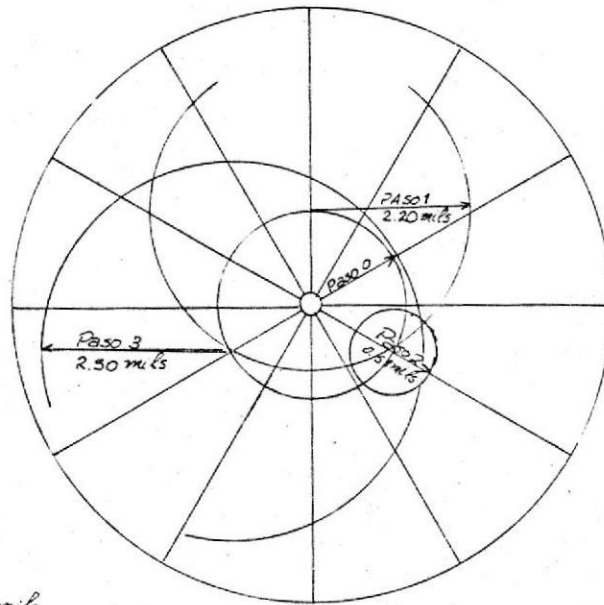
Fig. D.4.- La lectura de vibración medida en el Cojinete # 2 es corregida aplicando pesos de prueba y luego pesos balanceadores en forma de "cupla".

Balanceamiento de Rotores en un Plano sin Angulo de Fase.- Es posible, con mucha exactitud, el equilibrar un rotor sólo usando un simple medidor de amplitud de vibración. Esta técnica fue propuesta por Michael Blake en su libro "Vibration and Acoustic Measurement Handbook" (54).

Este procedimiento es bueno, cuando tenemos equipos en los que por su ubicación es difícil tomar lecturas de fase con luz estroboscópica, o cuando la lectura de fase, por diversos motivos es inestable. El procedimiento es el siguiente:

- 1.- Hacemos rotar el equipo a su frecuencia normal de operación y to-

mamos la lectura de Amplitud de Vibración en el cojinete más cercano al rotor. Registramos esta vibración original como "0" (1.26 mils en el ejemplo). Dibujamos un círculo en alguna escala con un radio igual a la lectura "0" (1 pulg = 1 mil, en el ejemplo). Fig.(D.5).



Paso-0 1.26 mils  
 Paso-1 2.2 mils  
 Paso-2 .58 mils  
 Paso-3 2.5 mils

Fig. D.5.- Balanceamiento de Rotores sin Angulo de Fase

- 2.- Colocamos tres pesos de prueba iguales, separados  $120^\circ$ , uno a la vez; y las lecturas de vibración resultantes, las graficamos también a  $120^\circ$  cada una, haciendo centro en la circunferencia formada con la lectura inicial, como se muestra en la figura. En nuestro ejemplo, las lecturas fueron: 2.2 mils, 0.58 mils y 2.5 mils

respectivamente, para un peso de prueba arbitrario de 8 gramos.

Finalmente, tenemos que localizar el área donde los círculos 1, 2 y 3 se intercepten. Estimar el centro de esta área, y de este centro, conectar una línea con el centro del círculo "0". La longitud de esta línea (1,494 pulg) nos indica la medida del vector "T" (1,494 mils). Efectuando la misma corrección que usaremos para el método de un plano:

$$\begin{aligned} \text{Peso balanceador: } & \text{Peso Prueba} * \left(\frac{0}{T}\right) \\ & = 8 \text{ gramos} * \left(\frac{1.26}{1.494}\right) \\ & = 6.746 \text{ gramos} \end{aligned}$$

Que debe ser colocado en una posición descrita por T en la Fig. D.5, 100° a favor del reloj desde la posición del peso de prueba # 1.

George Lang de "Nicolet Scientific Corp" (55), ha desarrollado ecuaciones, para que con los datos obtenidos anteriormente, no sea necesario el construir el gráfico. Estas ecuaciones son:

$$X = \frac{2v_1^2 - v_2^2 - v_3^2}{4v_0^2 (1 - \cos\alpha)}$$

$$Y = \frac{v_2^2 - v_3^2}{4v_0^2 \sin\alpha}$$

Donde:

$v_0$  = lectura inicial de vibración

$v_1$  = lectura con el primer peso de prueba

$v_2$  = lectura con el segundo peso de prueba, luego de sacar el primero

$\alpha$  = separación angular entre los pesos de prueba (es recomendable 120°) medido con respecto al peso de prueba 1.

$v_3$  = lectura con el tercer peso de prueba, sacando al anterior

Los pesos de prueba los colocamos cada  $120^\circ$  siempre, luego:

$$\cos 120^\circ = 0.5$$

$$\frac{M_{\text{balanceadora}}}{M_{\text{Prueba}}} = \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}}$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} \frac{y}{x}$$

La posición a la cual debe colocarse el peso balanceador es a  $180^\circ$  de la posición angular  $\phi$ .

El ángulo  $\phi$  se lo considera desde la posición del peso de prueba # 1.

Tolerancias de Balanceamiento.- Hemos comentado a lo largo de este Apéndice que debemos balancear un rotor hasta un nivel "aceptable" de vibración. ¿Cuál es ese nivel aceptable?

Si equilibramos un rotor "in situ", o sea sobre sus propios cojinetes, el nivel aceptable de vibración al cual debe quedar, puede ser establecido con cualquier carta de severidad de las hasta aquí vistas, o hasta un nivel que recomiende el fabricante del equipo.

En (53) también se sugiere que una fuerza razonable que soporte un cojinete, debido al desbalance debe ser de aproximadamente un 10% del peso total del rotor.

Otra guía al establecer tolerancias de desbalance, la tenemos en la Fig. D.6. Esta tolerancia fue desarrollada por la "Sociedad de Inge-

nieros Alemanes" (VDI) y toma en consideración la velocidad de rotación y el tipo de pieza a balancearse. Notemos que en la Fig. hay seis categorías diferentes, para seis distintos tipos de máquinas.

Modo de empleo de la figura.- Primero debemos de determinar la clasificación del rotor de acuerdo a la tabla D.1. Por ejemplo la clasificación G 2.5.

Luego, usando la banda de tolerancia para la clasificación G 2.5, encontramos los valores superiores e inferiores de tolerancia de desbalance. Estas unidades son expresadas en términos de:

$$\text{onzas-pulgada} * \frac{\text{Peso del rotor en libras}}{1000}$$

Los RPM para los cuales es escogida la tolerancia, es la máxima velocidad de trabajo del rotor en su configuración final. Así, si tenemos un rotor que rota a 1800 RPM, los límites de tolerancia superior e inferior para un rotor cuya clasificación es G 2.5 son: 8,0 y 3,5, respectivamente.

Cuando usemos esta carta, los valores del nivel superior son usados cuando el rotor será instalado en una carcaza muy rígida. Los valores del límite inferior son usados cuando el rotor será instalado en una carcaza flexible. Para nuestro ejemplo, usemos el valor de 8,0 del límite superior.

El valor de tolerancia de 8,0 tomado de la figura es la tolerancia de desbalance en onzas-pulgada por cada 1000 libras de peso del rotor

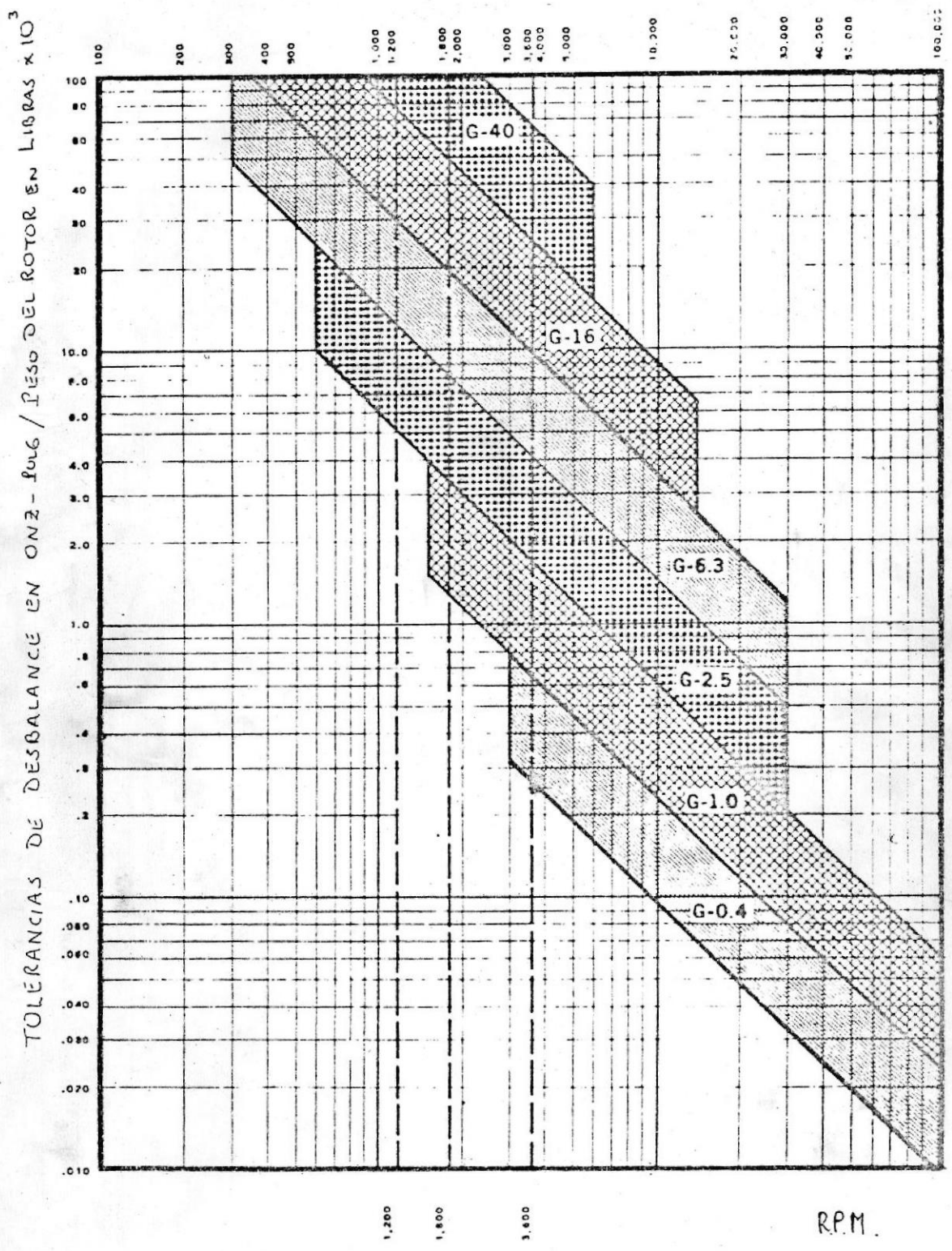


Fig. D.6.- Carta de Tolerancias de Desbalance para Rotores Rígidos.

CLASIFICACION DEL ROTOR	DESCRIPCION DEL ROTOR
G 40	- Ruedas de Carro
G 16	- "Cardanes" de Automóviles - Partes de maquinaria agrícola
G 6.3	- "Cardanes" para usos especiales - Rotores de maquinaria de proceso - Ventiladores Centrífugos - Bombas Centrífugas, Volantes - Maquinaria en General y partes de máquinas herramientas - Armaduras de Rotores Eléctricos
G 2.5	- Turbinas de Gas y de Vapor - Rotores de Turbinas, Turbo Generadores - Mandriles de Máquinas Herramientas - Armaduras medianas y grandes de motores eléctricos para usos especiales - Bombas de Turbinas
G 1 Balanceo de precisión G 0.4 Balanceo ultra preciso	- Máquinas Jet - Partes de Esmeriladoras y máquinas herramientas de gran precisión

TABLA N° D.1

Luego, si el rotor de nuestro ejemplo pesa 5000 libras, la tolerancia total es obtenida dividiendo el peso total del rotor para 1000 y multiplicando el resultado por el valor obtenido en la figura. Así, para nuestro ejemplo:

$$\begin{aligned} \text{Tolerancia total de Desbalance: } & \frac{5000 \text{ libras}}{1000} * 8,0 \\ & = 40 \text{ onzas-pulg.} \end{aligned}$$

El valor de tolerancia obtenido en esta forma representa la tolerancia máxima de desbalance del rotor.

Si el rotor es balanceado en más de un plano de corrección, el valor total debe ser dividido por el número de planos de corrección para determinar la tolerancia de cada uno.

Para determinar a qué lectura de vibración corresponde una tolerancia de desbalance cualquiera en un rotor, procedemos como sigue:

- Tomamos la lectura de amplitud de vibración del rotor, en el plano de interés , y el ángulo de fase. (Por ejemplo 10 mils a 240°).
- Colocamos un peso de prueba conocido. (Por ejemplo 3 onzas de un radio de 6 pulg del centro de rotación = 18 onzas-pulg.).
- Obtenemos las lecturas correspondientes a "O + T" (8 mils a 120°)
- Usando el método vectorial, calculamos "T" (15,5 mils).
- Como sabemos que un peso de prueba de 18 onzas-pulg equivale a una

vibración de 15,5mils; 1 onza-pulg será:

$$\frac{15,5 \text{ mils} * 1 \text{ onz-pulg}}{18 \text{ onz-pulg}} = 0.86 \text{ mils de vibración}$$

Y si la tolerancia total de mi rotor de acuerdo a la Fig. (D.6) es de 3 onzas-pulg; la máxima amplitud de vibración permisible será de 2.58 mils.

Finalmente, es importante decir que hay muchas otras consideraciones cuando equilibremos un equipo; recomendaciones sobre procedimientos, donde colocar los pesos, como sujetarlos, etc.; son informaciones muchas veces obtenidas por la experiencia. En este apéndice he hecho un resumen de los métodos elementales para equilibrar rotores, con los cuales se pueden equilibrar la gran mayoría de éstos. Consideraciones adicionales sobre casos más específicos de balanceamiento de turbinas y ventiladores, en las referencias (56) (57) y (58), y sobre máquinas balanceadoras en (59).

A P E N D I C E E

DEMOSTRACION TEORICA DE LAS FRECUENCIAS DE FALLA EN COJINETES

Las frecuencias de falla en un cojinete, no son nada más que las frecuencias relativas de rotación de las partes del tren epicíclico que forma un rodamiento. Así, de la figura (E.1) tenemos:

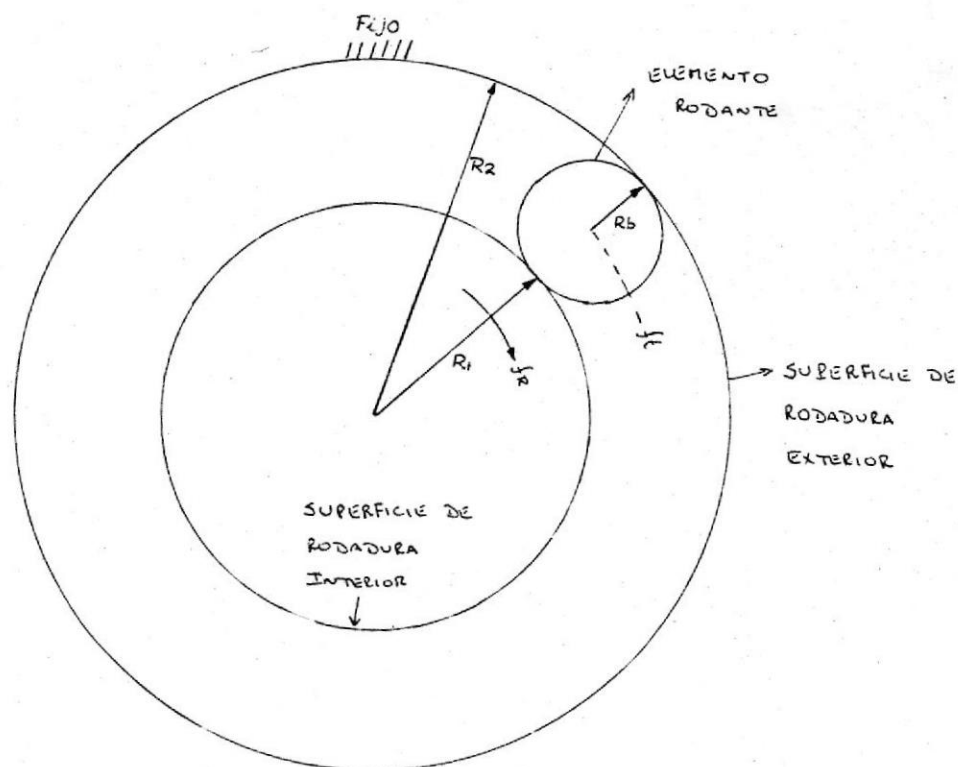


Fig. E.1.- Tren Epicíclico que forma un Rodamiento

Por centro instantáneo de rotación:

$$V_D = N_1 R_1 = N_b (2R_b) \quad (1)$$

Ahora, también

$$V_D = V_t + N_b R_b \quad (2)$$

entonces:

$$N_1 R_1 = N_t (R_1 + R_b) + N_b R_b \quad (3)$$

pero:  $N_1 R_1 = 2N_b R_b$  (ecuación 1)

luego:

$$2N_b R_b = N_t (R_1 + R_b) + N_b R_b$$

$$N_b R_b = N_t (R_1 + R_b)$$

$$N_b = N_t \left( \frac{R_1 + R_b}{R_b} \right)$$

Asumiendo que  $R_1 + R_b = R_2$

$$N_b = N_t \frac{R_2}{R_b} \quad (4)$$

o, en la nomenclatura usada en el capítulo N° 3

$$f_b = f_t \frac{R_2}{R_b} \quad f_b = \text{frecuencia de rotación de las bolas}$$

Para encontrar la frecuencia de rotación del tren de elementos rodantes, tenemos:

$$N_1 R_1 = N_t (R_1 + R_b) + N_b R_b \quad (3)$$

Sustituyendo (4) en (3):

$$\begin{aligned} N_1 R_1 &= N_t (R_1 + R_b) + N_t \left( \frac{R_1 + R_b}{R_b} \right) R_b \\ &= N_t [(R_1 + R_b) + (R_1 + R_b)] \\ &= 2N_t (R_1 + R_b) \quad (5) \end{aligned}$$

pero como por relaciones geométricas:

$$R_1 + R_b = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (6)$$

sustituyendo (6) en (5):

$$N_1 R_1 = 2N_t \frac{(R_1 + R_2)}{2}$$

$$N_t = N_1 \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} \right) \quad (7)$$

o en la notación del capítulo N° 3

$$f_t = f_R \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} \right) \quad f_t = \text{frecuencia de rotación del tren de elementos rodantes}$$

Las frecuencias:

$$f_1 = n(f_r - f_t)$$

$$\text{y } f_2 = n f_t$$

Para irregularidades en la superficie interior y exterior de rodadura, respectivamente, no son más que las frecuencias de encuentro de las bolas con las irregularidades, y no necesitan mayor explicación.

A P E N D I C E F

CRITERIO DE SEVERIDAD DE ERSKINE

El criterio de severidad de Rathbone, fue subsecuentemente reajustado por Erskine (61) como consecuencia de su experiencia en ICI Limited, Billingham.

1.- Compresores Rotativos, Ventiladores, Turbinas, Bombas.-

a) Medidas en los Cojinetes.- La experiencia de ICI sugiere que el criterio más útil para vibraciones en maquinaria de plantas químicas es la VDI 2056, con una adaptación de las curvas y clasificaciones desarrolladas por Billingham, como se muestra en la Fig. F.1

b) Movimiento relativo entre el eje y el asiento del cojinete.- En las mediciones de movimiento relativo en cojinetes hidrodinámicos, Erskine propone el siguiente criterio, derivado de las referencias (62), (63) y de la experiencia de ICI.

<u>Grado</u>	<u>Razón:</u> (desplazamiento de vibración/diámetro del claro)	
	3000 RPM (50 Hz)	1200 RPM (200 Hz)
Bueno	0,2	0,1
Satisfactorio	0,35	0,25
Inadmisible	0,5	0,5

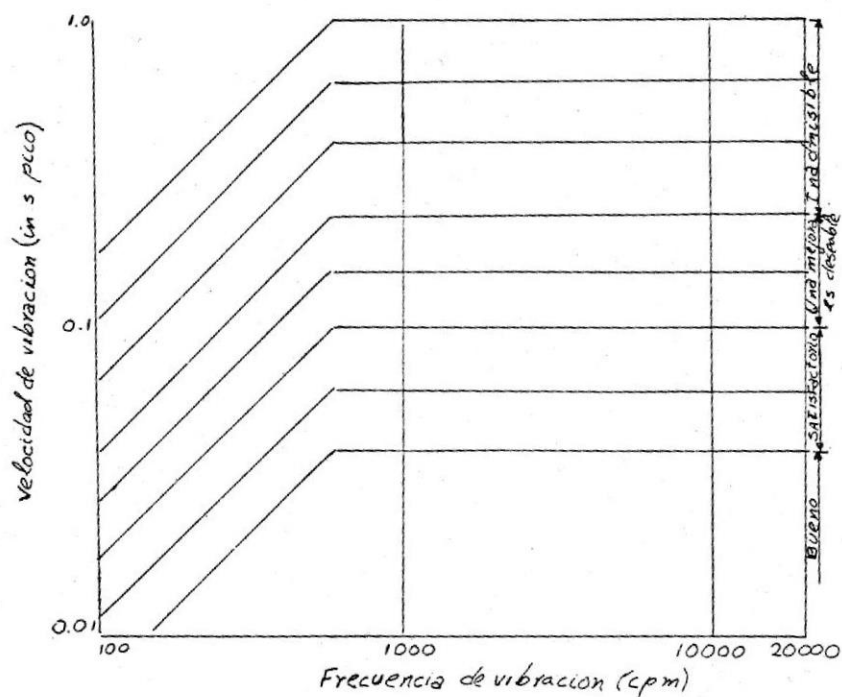


Fig. F.1.- Criterio de Severidad de Vibración de Erskine

- Decida a qué grupo pertenece la máquina
- Divida las lecturas para los factores de servicio
- Determine de la carta la región donde cae la lectura
- Para cojinetes con elevada impedancia, divida para 1,5

	<u>Factor de Servicio</u>
Grupo n: Máquinas pequeñas <20 H.P. (15Kw)	1,0
Grupo M: Máquinas entre 20-100 H.P.	1,6
Grupo G: Máquinas grandes, con fundaciones rígidas, cuya frecuencia natural excede la velocidad de la máquina	2,5
Grupo T: Máquinas grandes en fundaciones cuya frecuencia natural es menor que la velocidad de la máquina	4,0

2.- Compresores Reciprocantes.- Medidas efectuadas en compresores con una frecuencia de rotación menor a 420 RPM, demostraron que la máxima amplitud de vibración permitida es función de la distancia del punto donde se mide, al centro de rotación del cigueñal.

$$a = 0,125d + 0,089$$

Donde:

a = Máxima amplitud de vibración permitida, en micrones Pico-Pico

d = Distancia del punto de medida al centro de rotación del cigueñal, en milímetros.

3.- Engranajes.- Hay pocos buenos criterios aceptados de vibración en engranajes. El criterio formulado por la Asociación Americana de Manufacturadores de Engranajes, AGMA 426.01, para medidas de vibración lateral en engranajes helicoidales, no es totalmente aceptada, puesto que tiene sus limitaciones:

a) AGMA 426.01 considera el movimiento relativo entre el eje y el cojinete y así ignora el claro radial de el último. En contraste con el Instituto del Petróleo Americano (API) que recomienda para frecuencias entre 60 Hz y 600 Hz.

$$\mu = 25 \sqrt{600/v}$$

donde  $\mu$  = desplazamiento Pico-Pico

v = velocidad (Hz) del engranaje

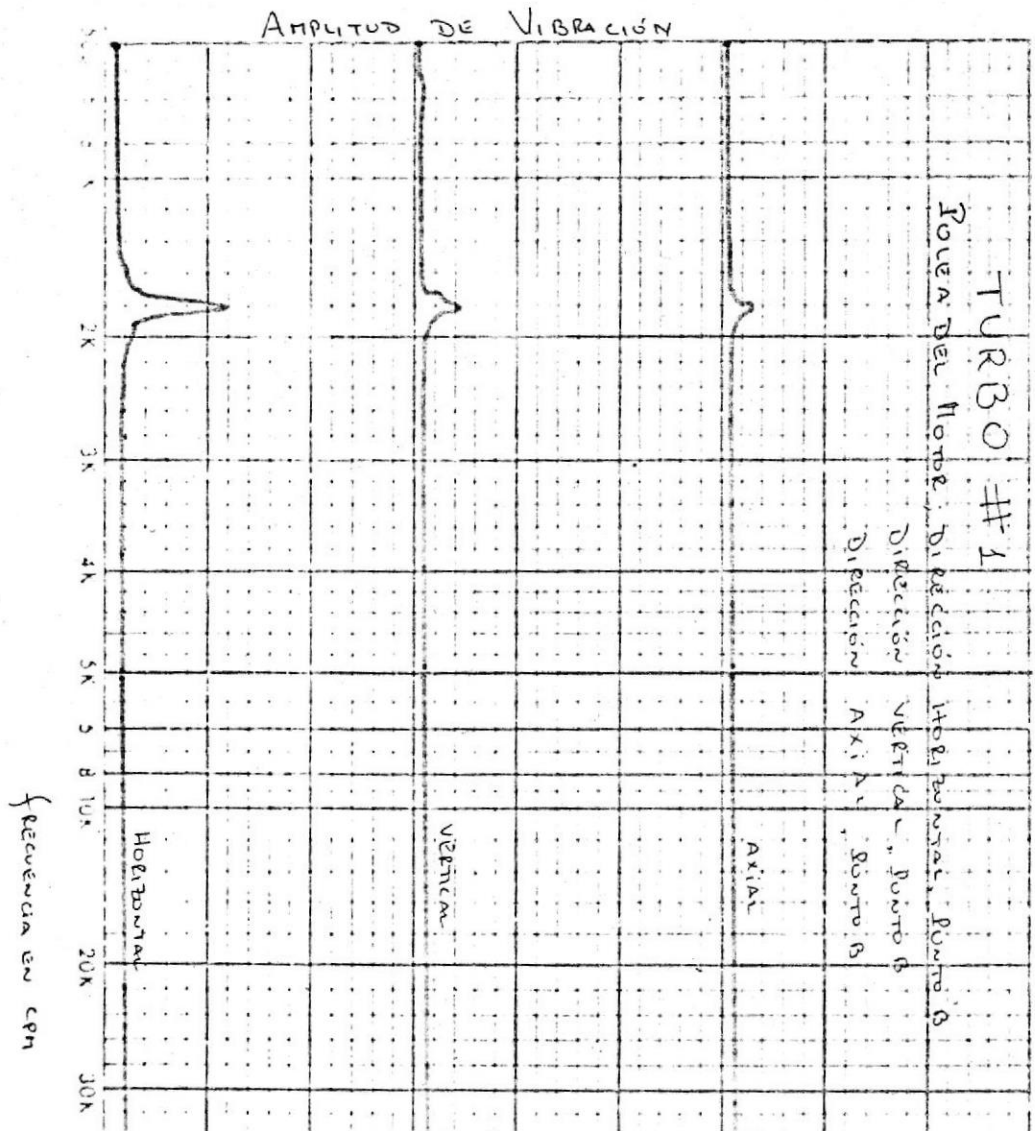
b) Al considerar las vibraciones tomadas en la carcaza de los en-

granajes, AGMA 426.01, da un valor límite de vibración de 7.5 mm/seg pico, Erskine considera un poco alto este valor, principalmente para muchos engranajes hoy en servicio.

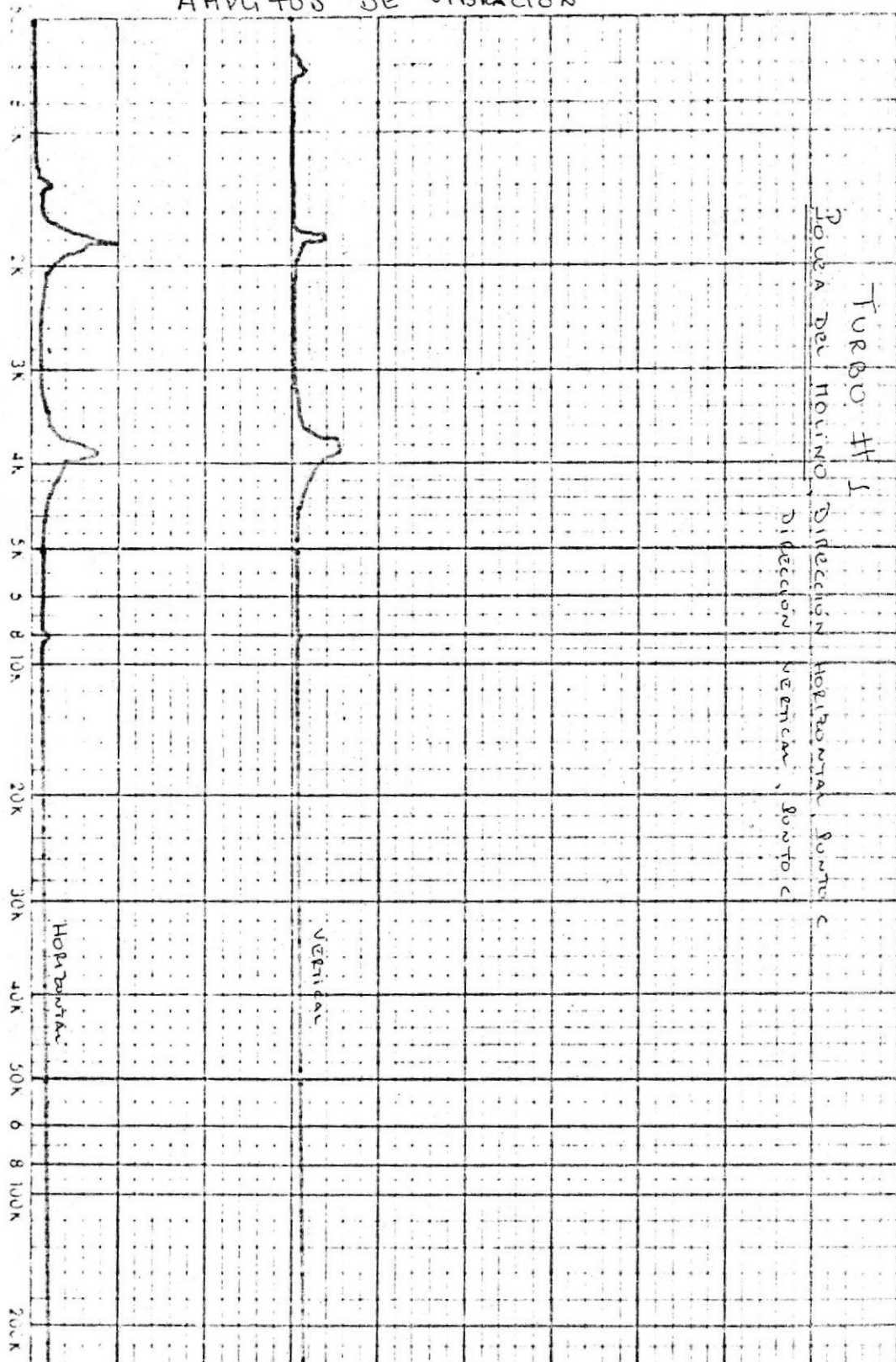
La experiencia en ICI de Erskine a este respecto, sugiere que para los engranajes debe usarse la Fig. (F.1) con el Grupo 4.

A P E N D I C E G

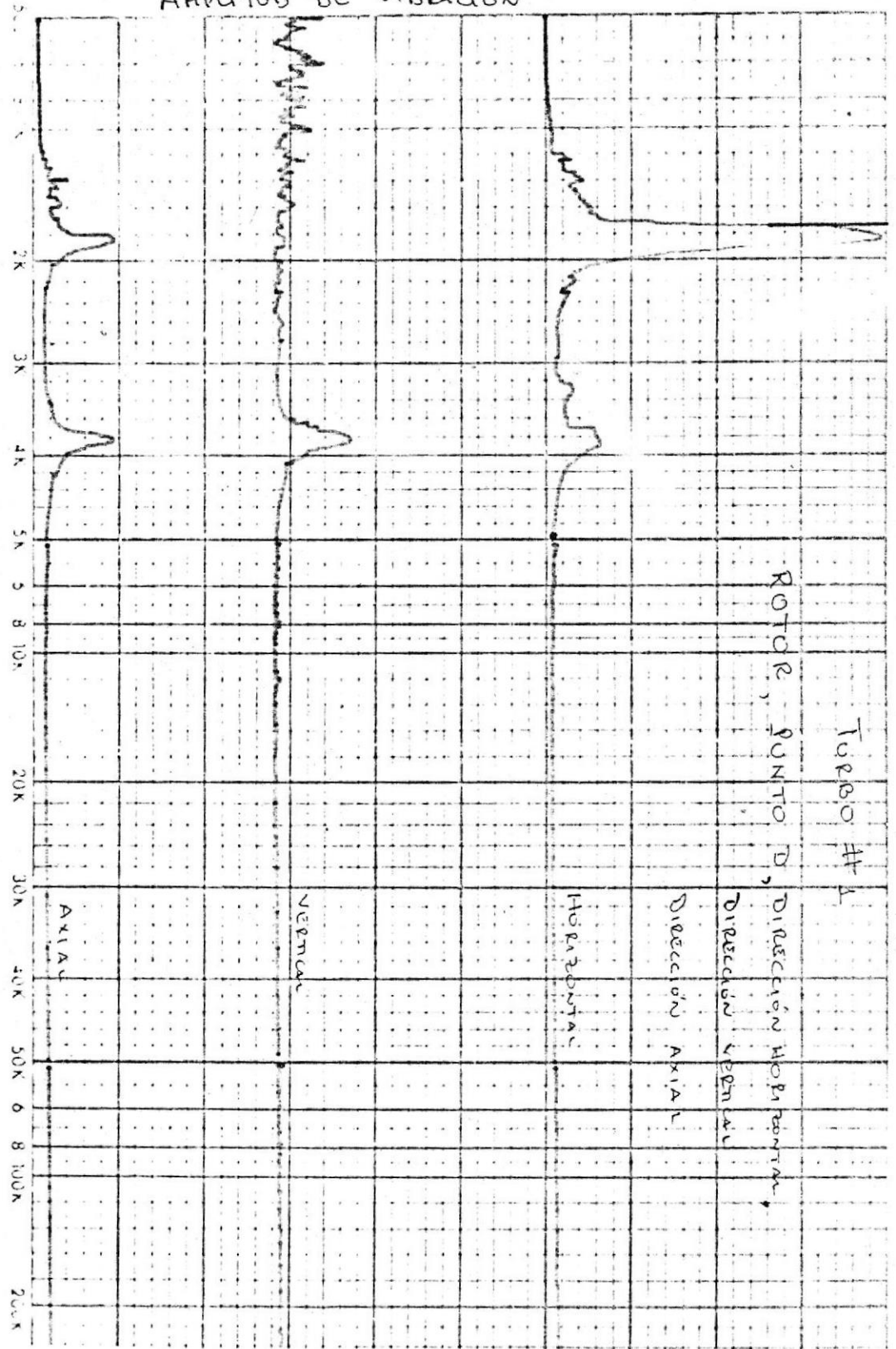
CURVAS DE AMPLITUD VERSUS FRECUENCIA TRAZADAS CON UN GRAFICADOR X-Y  
PARA MOLINOS TURBO N° 1 y N° 2.



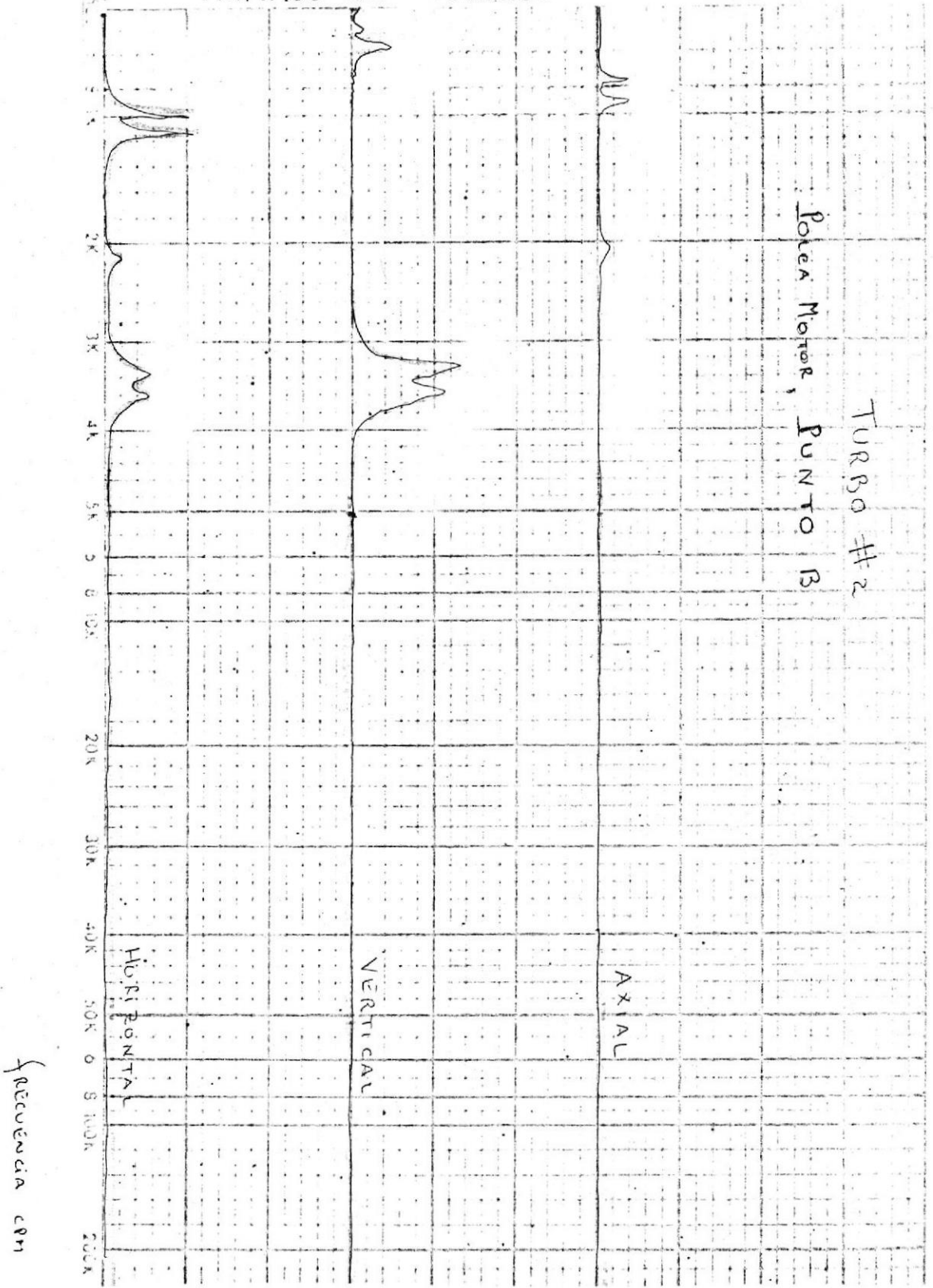
# AMPLITUD DE VIBRACIÓN



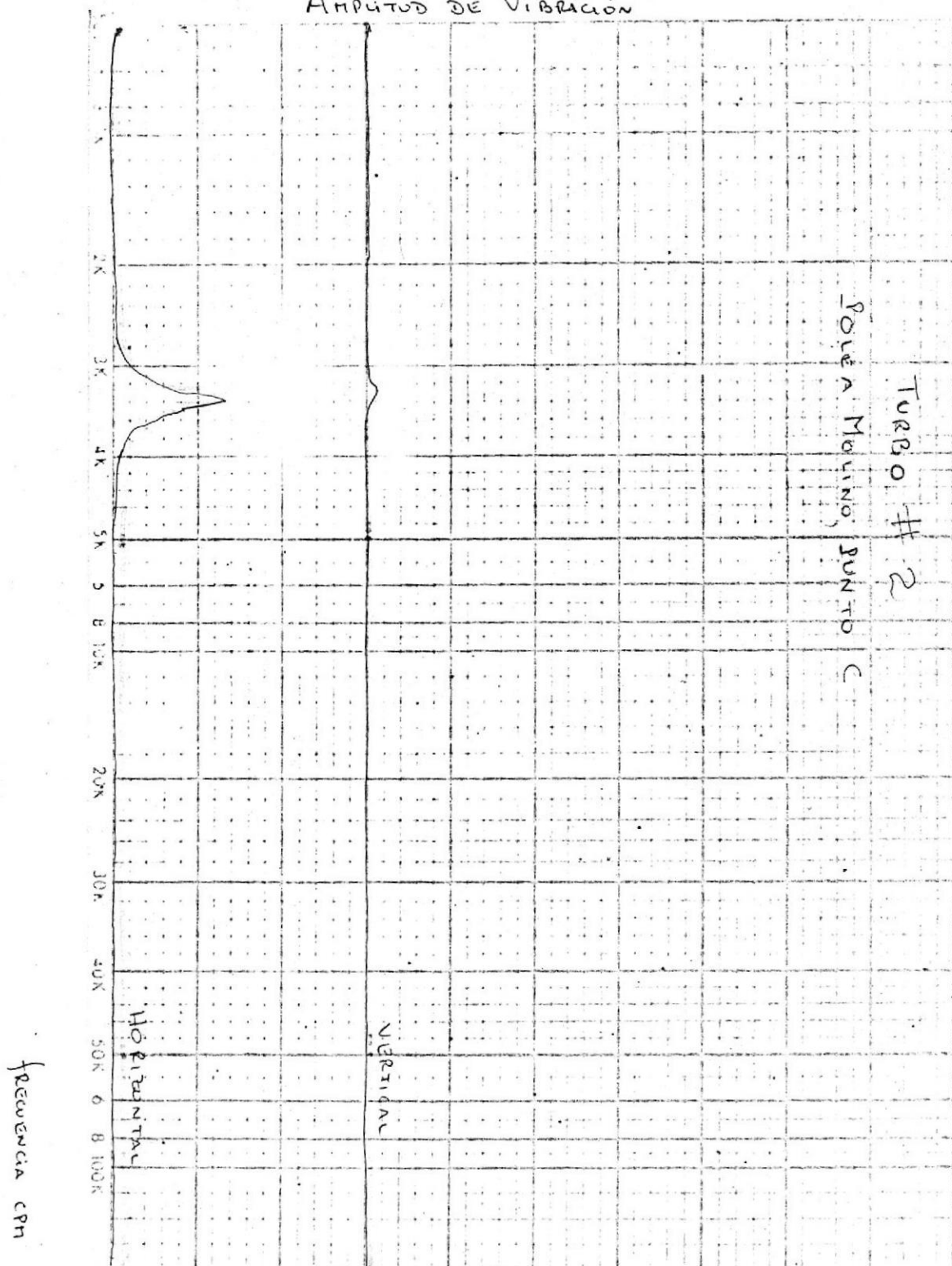
# AMPLITUD DE VIBRACION



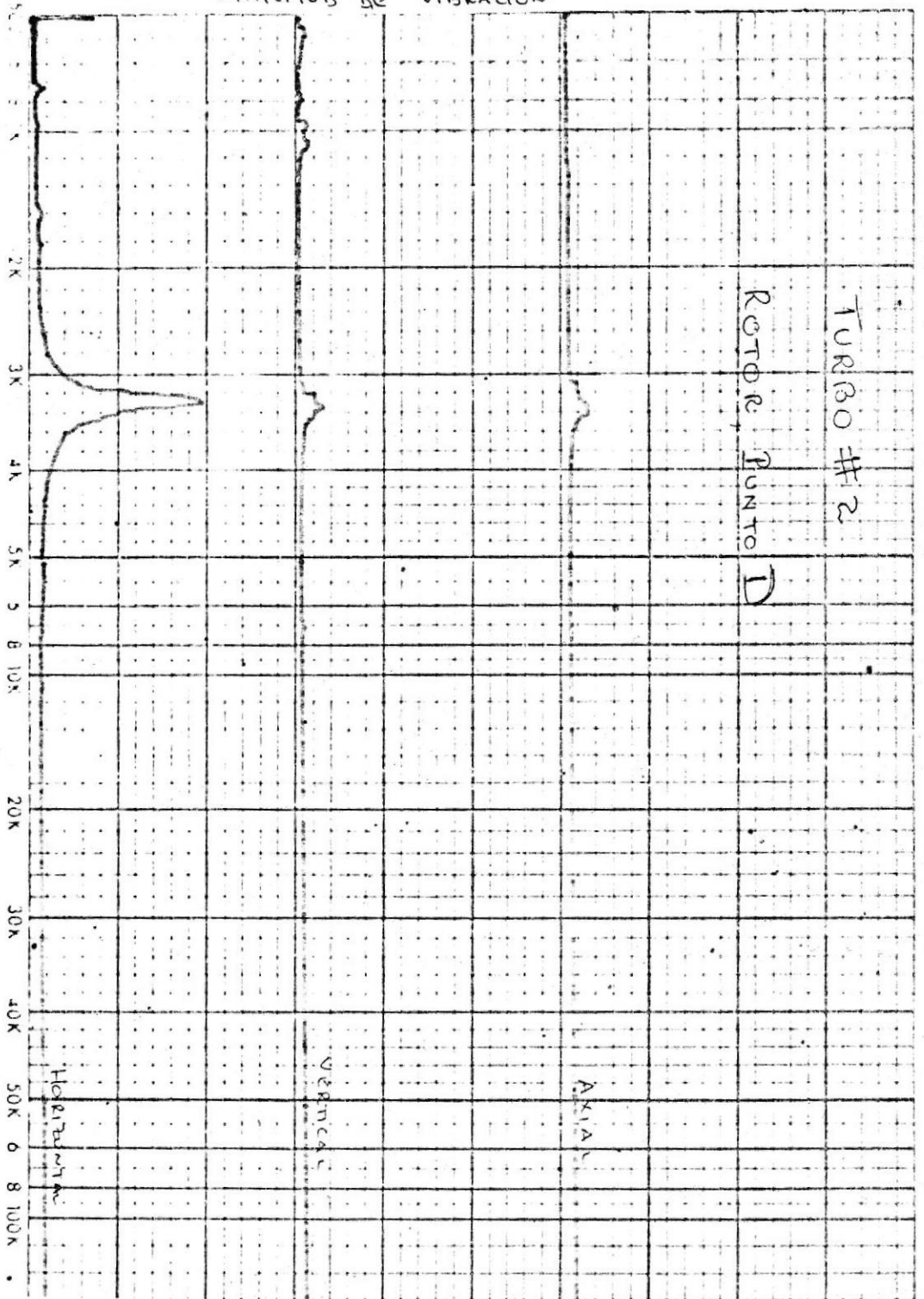
AMPLITUD DE VIBRACION



# AMPLITUD DE VIBRACIÓN



Amplitud de Vibración



## B I B L I O G R A F I A

1. Organización del Sistema de Mantenimiento para la Industria, CENDES, por Ing. Jorge Espinosa Herrera, Abril de 1981.
2. Folleto de Mantenimiento y Seguridad Industrial, Ediciones VZ, por Ing. Angel Vargas.
3. Manual de Mantenimiento por Morrow, 2º tomo.
4. Measure Machinery Vibration, Instruments & Control Systems por Alvin B. Kaufman, Febrero de 1975.
5. Medición de Vibraciones, Industria Internacional, por J.B. Catlin Jr. Diciembre de 1979.
6. Vibration Monitoring and Diagnosis, John Wiley & Sons, por Ralph A. Collacott, 1979.
7. Mecánica de las Vibraciones, CECSA, por I.P. Den Hartog, marzo de 1976, Sexta Impresión.
8. Apuntes de Clase de Vibraciones Mecánicas por Ing. Eduardo Orcés.
9. Theory of Vibration with Application, Prentice -Hall, por William T. Thomson, 1972.
10. An Introduction to Mechanical Vibrations, John Wiley & Sons, por Robert F. Steidel, 1971.
11. Machinery Analysis-why Signature Radio ? Scientific Atlanta, Technical Publication RTA-4, Abril de 1979.
12. Introduction to Machinery Vibration and Noise, IRD Customer Training, IRD Corporation, 1973.

13. Vibration Measurements for Methods and Equipment, IRD Mechanalysis, IRD Corporation, 1973.
14. The Rationale of Monitoring Vibration on Rotating Machinery in Continuously Operating Process Plant, ASME Paper N° 71- Vibr-96-, por Dowham y Woods, Septiembre de 1971.
15. Vibration Tolerances for Industry, ASME Paper 67-PEM-14 por R.L. Baxter.
19. Program Machine Maintenance by Measuring Vibration Velocity, Hydro-Carbon Processing, por Steve Matew, Septiembre de 1970.
20. The Practical Vibration Primer, Gulf Publishing Company, por Charles Jackson, 1979.
21. New Vibration Standards for Maintenance, Maintenance, por Michael P. Blake, Enero de 1964.
22. Nova 100, Portable Machinery Defect Analyser, Instruction Manual.
23. Vibraciones, sus Análisis y Corrección, IRD Corporation, por D.L. Bernhard.
24. Phase a new Analysis Tool, IRD Corporation, Application Report N° 104.
25. Detection of Ball Bearing malfunctions, Instruments and Control Systems, por Ray L. Martin, Diciembre de 1970.
26. Techiniques for Identifying Sources of Noise and Vibration, Spectral Dynamics Corp. por K.N. Field House, noviembre de 1969.
27. Medición de Vibraciones, B&K
28. Conceptos sobre Choque y Vibración en el Diseño de Ingeniería, Herrero Hnos, por Charles E. Crede, 1965.
29. Bearing Noise Part 2.- Analysis of Slinding Bearings , Machine

- Design, por Anthony J. Ruffini, mayo de 1963.
30. Diseño de Elementos de Máquinas, por Virgil Morning Faires.
  31. Diseño de Elementos Mecánicos, por Joseph E. Shigley
  34. Máquinas de Corriente Alterna, CECSA, por Michael Liwschitz.
  35. Catálogo Resumido de Instrumentación Acústica, de Vibraciones y de Análisis de Señales, B. & K.
  42. Improved Maintenance of Machinery Through "Base Line" Vibration Measurements, Journal of Engineering for Industry, por J.B. Catlin, Noviembre de 1973.
  43. Predictive Maintenance via Vibration Analysis, Spectral Dynamics, por Arthur J. Hanna.
  44. Methods of Vibration Analysis, IRD Corporation, Technical Paper N° 104.
  46. The effectiveness of Vibration Analysis as a Maintenance Tool, The Institute of Marine Engineers, por C.A.W. Glew, Octubre de 1973.
  47. The Mechanalysis Preventive Maintenance Program, IRD Corporation, 1973.
  48. Preventive Maintenance Using Vibration Measurements Devices, IRD Corporation, Technical Paper N° 107, por A.B. Stanton.
  49. Velocity Readings, key to Succesfull Predictive Maintenance System at Prince George Pulp and Paper Limited, IRD Mechanalysis, por W.H. Cargo, 1972.
  50. Machine Condition Monitoring for Preventive Maintenance, Time/Data A Survey Discussion, Agosto 1975.
  51. Opposed Multiple Cylinder Compressors, IRD Mechanalysis, Application Report N° 1062.

52. Medida y Análisis de Vibraciones, B.&K.
53. Dyanmic Balancing, IRD Mechanalysis, Application Report III
56. Down with Vibration, Gast Turbine Internationa, por Weinert y Badgley, Febrero de 1975.
57. Steam Turbines, IRD Mechanalysis, Application Report N° 1057.
58. Centrifugal Fans & Blowers, IRD Mechanalysis, Application Report N° 1056.
59. Balancing Machines, IRD Mechanalysis, Technical Paper N° 106.
60. Two Plane Balancing with a Programmable Pocket Calculator, IRD Mechanalysis, Application Report N° 107.

#### Referencias Adicionales

16. Vibration Tolerance, Power Plant Engineering, Por T.C. Rathbone, 1939
17. Human Sensitivity to Vibrations, Forsch. Auf Dem Geb. Des Ing, por Reiher, H.J. and Meister, F.J. 1931.
18. Human Response to Vibration, por D.E. Goldman.
32. Gear Failures, Machine Design, por Shipley, Diciembre de 1967
33. Aidaps Test Bed Program Final Test Report, U.S. Army Aviation, Septiembre de 1972.
36. Prediction of Critical Speeds of Steam Turbines by Dynamic Stiffness Method, Colloquium on Mechanical Impedance Methods, Paer 12, ASME, por Caruso W.J., 1958.
37. Vibration in Civil Engineering, Symposium, Paper 9, Por Grant, G.L., 1965.
38. Flexural Vibration of Rotating Shafts, Butterworth, por Dimentberg, F.M. 1961.

39. On the Dynamics of Large Turbo-Generator Rotors, Proc. Inst. Mech. Eng. por Morton, P. 1966.
40. Some Dynamic Properties of Oil-Film Journal Bearings with reference to the unbalance vibration of Rotors, Journal of Applied Mechanics, por Hagg A.C. y Sankey, G.O., 1956.
41. Axial Shaft Vibration in Large Turbine Powered Merchant Ships, I. Mar. E.; Vol. 37, por Couchman, 1965.
45. Operating Problems with High Speed Turbo Machinery, causes and corrections, ASEM Petroleum Mechanical Engineering Conference Dallas, por Sohre, J.S., Septiembre de 1968.
54. Vibration and Acoustic Measurement Handbook, por Blake.
55. How to Balance with your real time analyzer, Nicolet Scientific Corpo. Application Note 11, por George Lang.