

7
24



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ARAGON”

**“ ANALISIS Y CORRECCION DE VIBRACIONES
MECANICAS EN LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD A
BASE DE ENGRANES. “**

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Presenta:

GUILLERMO DELGADO SALDIVAR

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

México, D. F. 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

INTRODUCCION

CAPITULO I

ANTECEDENTES

- 1.1 Importancia
- 1.2 Reductor a base de engranes
- 1.3 Elementos de los dientes de un engrane
- 1.4 Tipos de engranes
- 1.5 Diferentes arreglos y tipos de reductores..

CAPITULO II

COMPORTAMIENTO DE LOS SISTEMAS VIBRATORIOS

- 2.1 Definiciones y conceptos
- 2.2 Representación de la vibración por vectores
- 2.3 Sistemas de uno y varios grados de libertad.

CAPITULO III

TECNICAS DE MEDICION

- 3.1 Medición de la vibración e instrumentos para el análisis.
- 3.2 Tipos y operación de los captadores de vibración
- 3.3 Analizador de vibraciones
- 3.4 Lámpara estroboscópica.

CAPITULO IV

ANALISIS DE LA VIBRACION

- 4.1 Objetivo del análisis
- 4.2 Información de apoyo
- 4.3 Tipos de análisis
- 4.4 Interpretación de datos
- 4.5 Tolerancias de vibración.

CAPITULO V

CAUSAS DE LA VIBRACION

- 5.1 Vibración por desbalanceo
- 5.2 Vibración por excentricidad
- 5.3 Vibración por desalineamiento
- 5.4 Vibración por aflojamientos
- 5.5 Vibración por rodamientos y chumaceras defectuosas.
- 5.6 Vibración por bandas motrices
- 5.7 Vibración por vórtice de aceite
- 5.8 Vibración por engranes defectuosos
- 5.9 Imperfecciones en la fabricación de engranes que producen vibración.

CAPITULO VI

CORRECCION DEL DESBALANCE

- 6.1 Concepto de desbalanceo
- 6.2 Principios básicos del balanceo
- 6.3 Balanceo en plano único
- 6.4 Método de balanceo por vectores
- 6.5 Método de los cuatro pasos de balanceo en un plano.

6.6 Tipos de desbalanceo

6.7 Balanceo en dos planos

6.8 Máquina de balanceo

6.9 Velocidad crítica y resonancia.

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA.

I N T R O D U C C I O N

Durante las últimas décadas, conjuntamente con el incremento en tamaño y velocidad de las máquinas modernas, el análisis de vibración, ha ganado una amplia aceptación como una herramienta efectiva para determinar las condiciones en que se encuentra la maquinaria.

Todas las máquinas vibran. Un reductor de velocidad así como la maquinaria que está acoplada a él, aún en las mejores condiciones de operación tiene alguna vibración, que puede ser establecida como normal y aceptable. Sin embargo, cuando esta vibración aumenta usualmente la razón se debe a un defecto mecánico que puede ser identificado positivamente, ya que cada defecto causa una vibración en forma única.

Una de las principales ayudas que se han dado a los fabricantes de maquinaria rotativa, ha sido sin duda el avance logrado en el conocimiento de fenómenos vibratorios, que ha traído como consecuencia, el desarrollo de aparatos electrónicos que han hecho posible la identificación y la eliminación o reducción de las vibraciones causadas por defectos mecánicos. La investigación y conocimiento de los fenómenos vibratorios como un aspecto del aumento en la calidad técnica, está encauzada por muchos factores, de los cuales se pueden enumerar como los principales:

- 1) Alargamiento de la vida y aumento en la seguridad de operación de los sistemas y sus partes componentes (maquina

ria motriz, reductor o incrementador y maquinaria accionada).

2) Perfeccionamiento en el rendimiento de motores, reductores, maquinaria, aparatos e instrumentos; ya sea en la forma de un aumento propio en la eficiencia, o ya sea como un incremento en la precisión de manufactura, exactitud de medición, etc.

3) Incremento directo en la comodidad de operación, mediante la reducción de ruido y vibración.

Hoy en día, compañías principales en la industria, están llevando a cabo análisis de vibración en programas de mantenimiento preventivo, para detectar fallas en formación y programar su corrección antes de que ocurra una falla mayor, costosa y además ocasiona tiempo perdido.

El análisis de vibración es muy extenso y a él se han dedicado y se dedican hoy en día gran cantidad de textos y publicaciones.

El presente trabajo pretende dar a conocer las herramientas y técnicas de medición necesarias para efectuar análisis de vibración en reductores de velocidad a base de engranes, diagnosticar defectos en formación y programar su corrección. También se incluyen tolerancias de vibración para establecer los niveles aceptables.

CAPITULO I
A N T E C E D E N T E S

1.1 IMPORTANCIA.

La vibración de un reductor o incrementador de velocidad (caja de engranes) y de la maquinaria rotativa y estructura que lo rodea se debe principalmente a:

- a) Fuentes externas
 - b) Por causas inherentes a su forma de operar
 - c) Por defectos mecánicos en la maquinaria, que es la más importante desde nuestro punto de vista.
- a) La vibración transmitida por causas externas puede eliminarse mediante aislamientos; entendiéndose por ésto, el hecho de separar el reductor o máquina de la fuente de vibración con materiales como hule, resortes, corcho, etc. Cada material tiene una capacidad determinada para eliminar vibraciones. La transmisibilidad de los materiales aislantes es una función del tipo de material, de la magnitud y frecuencia de la vibración y de la carga sobre el material.

El estudio sobre el aislamiento de la vibración puede ser bastante complejo y queda situado fuera del tratado de esta tesis.

- b) La vibración del sistema (máquina accionadora, reductor-

y máquina accionada) debido a su forma de operar, raramente puede reducirse por otro medio que no sea mediante cambios en el diseño. Discutiremos aquí tales vibraciones de modo que puedan ser reconocidas y separadas de aquellas que pueden corregirse.

- c) La mayoría de las máquinas (motores, reductores, etc.) vibran debido a defectos mecánicos, los cuales están siempre presentes. Si con un buen diseño y una buena cimentación la máquina opera suavemente, se debe a que los defectos son pequeños, pero cuando los defectos son grandes, la vibración es una excelente "medida" de la condición mecánica en que se encuentra dicha maquinaria.

Cabe mencionar que un reductor o incrementador de velocidad es un tipo de maquinaria rotativa y cuenta con una serie de partes como (engranes, rodamientos, etc.), que causan vibración cuando se encuentran en mal estado. La maquinaria que lo rodea y está acoplada al reductor puede vibrar por defectos como desbalance, desalineación, soldadura mecánica, etc. y afectar al funcionamiento y vida del reductor.

El "análisis de la vibración" puede decirnos tanto la magnitud del problema, así como también las causas que lo originaron, es ésta una excelente fuente de información para el mantenimiento mecánico de la maquinaria.

Podemos decir que todo tipo de industria cuenta con reductores o incrementadores de velocidad en mayor o menor grado; de ahí la importancia del tratado de esta tesis.

1.2 REDUCTOR DE VELOCIDAD A BASE DE ENGRANES.

La función de un reductor de velocidad a base de engranes es transmitir movimiento rotacional desde una máquina motriz (accionadora) a una máquina a mover (accionada).

En comparación con la transmisión por fricción o bandas los reductores de velocidad se diferencian en que se adaptan especialmente donde se requiere una relación exacta de velocidad.

Un reductor de velocidad consta de uno o varios trenes de engranes, en la mayoría de las aplicaciones reales, los motores proporcionan potencia mecánica a una velocidad angular demasiado alta, y por lo mismo con un par muy pequeño. Con un reductor de velocidad se logra disminuir la velocidad angular y aumentar el par al valor deseado.

El equipo movido y motriz puede operar a diferentes velocidades, requiriendo una unidad reductora o incrementadora de velocidad, por lo tanto una "caja de engranes" concede a ambas máquinas operar a su velocidad con bastante eficiencia.

Los reductores de velocidad también son usados para cambiar el sentido de rotación o transmitir el movimiento en ángulo recto entre la máquina motriz y la máquina accionada.

La configuración elegida de un reductor de velocidad para cierta aplicación es fuertemente influenciada por tres parámetros:

- Arreglo físico de la maquinaria
- Relación requerida entre las velocidades de entrada y salida.
- Par transmitido (combinación de potencia y velocidad)

Otros factores que son considerados cuando se especifica una transmisión de engranes son:

- Eficiencia
- Limitaciones de espacio y peso
- Medio ambiente físico

1.2.1 Arreglo Físico de la Maquinaria.

La localización del equipo motor y accionado en el sistema mecánico, define la configuración geométrica de las flechas de entrada y salida. Los arreglos de las flechas pueden ser paralelas, concéntricas, en ángulo recto u oblicuas como se muestra en la figura 1.1.

En la mayoría de unidades de flechas paralelas en uso, las flechas de entrada y salida son en forma horizontal. La figura 1.2 muestra una unidad típica de flechas paralelas en forma horizontal, la figura 1.3 muestra una sección de la caja mostrando el interior de la unidad. En este caso la flecha de entrada como la flecha de salida se localizan en los lados opuestos de la unidad.

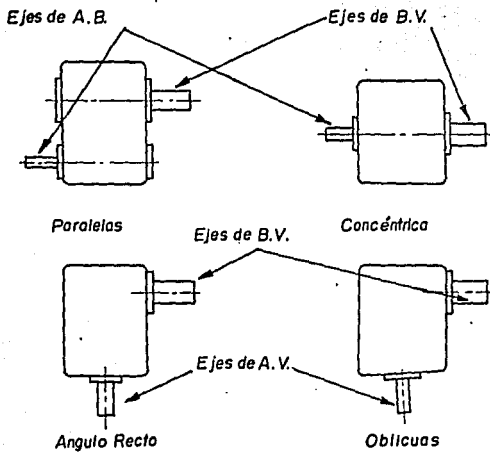


Figura 1.1 Arreglos de ejes en cajas de engranes

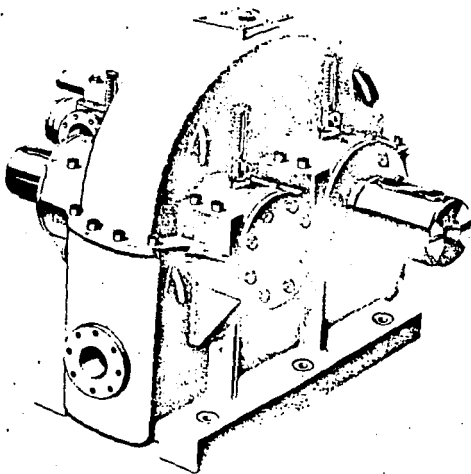


Figura 1.2 Unidad reductora de flechas paralelas

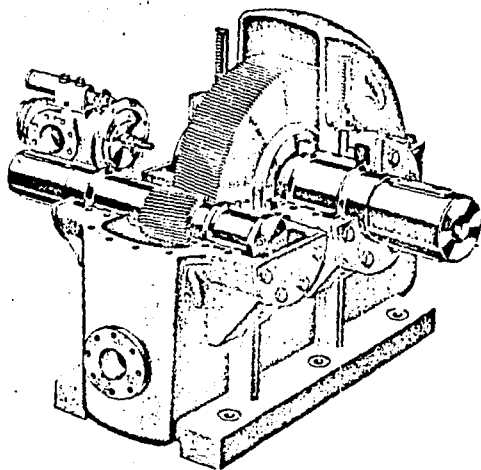


Figura 1.3 Vista interior de una unidad de ejes paralelos

Una unidad simple reducción de flechas paralelas se muestra en la figura 1.3. A la suma del radio de paso del piñón y del engrane, se le conoce como distancia entre centros.

La figura 1.4 muestra un reductor de flechas de entrada y salida colineales. La máquina motriz y la máquina accionada deberán por lo tanto estar en línea. Aunque existen diferentes arreglos de este tipo de reductores como se muestra en la figura 1.5.

1.2.2 Relación de Engranés.

No existe límite en cuanto a la relación para aumentar o reducir la velocidad, ésta puede ser alcanzada por medio de engranes; sin embargo, para altas relaciones el arreglo de los componentes puede ser demasiado complicado. En una simple reducción la máxima relación es del orden de 8:1 pudiéndose alcanzar hasta de 10:1. La cantidad de reducción o incremento de velocidad es sencillamente la relación de el diámetro de paso del engrane más grande entre el más pequeño. El número de dientes en una pareja de engranes es referido a los diámetros de paso, así la relación de velocidad puede también ser calculada dividiendo el número de dientes del engrane pequeño entre el número de dientes del engrane más grande.

El engrane más pequeño es llamado frecuentemente piñón. Para alcanzar una relación de 10:1, por lo tanto, el engrane deberá ser 10 veces más grande que el piñón y generalmente existen esfuerzos o limitaciones geométricas en el piñón cuando esta relación es excedida. Para alcanzar altas relaciones en unidades con flechas paralelas, las etapas de engranado son combinadas como se muestra en la figura 1.6.

Esta unidad tiene tres etapas de reducción y puede alcanzar relaciones arriba del orden de 100:1.

En teoría cualquier "caja de engranes" de flechas paralelas puede ser usada como reductor o incrementador de velocidad, la dirección de rotación de la flecha de entrada con respecto a la flecha de salida depende del diseño elegido de la unidad. Para una simple reducción de flechas paralelas

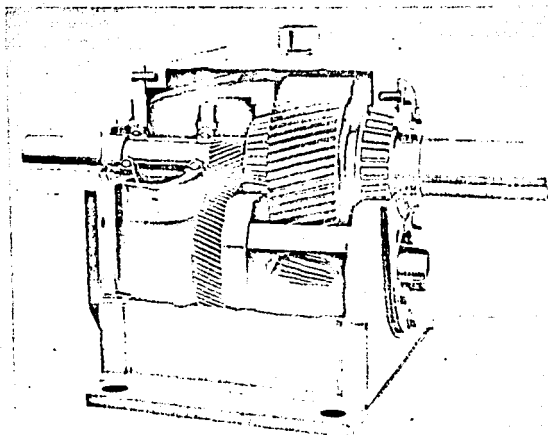
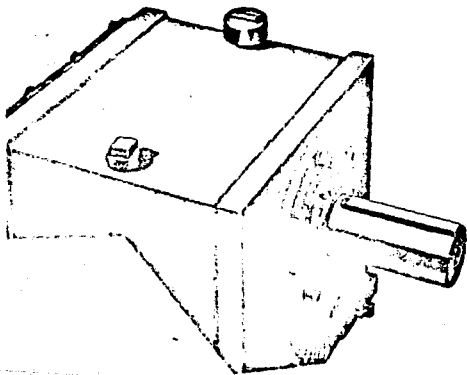


Figura 1.4 Caja de engranes conejes o flechas concéntricas

...to meet comprehensive redesign criteria. The result is All-Matco Motorreducers, the "basic E" phenolic right angle bevel gear heads, 1 single low speed gear set for each size,

your needs. Incorporating the features most requested by our customers and the latest improvements in design, manufacturing, and processing technology, they are an improved product with greater reliability... today's drive for today's conditions.



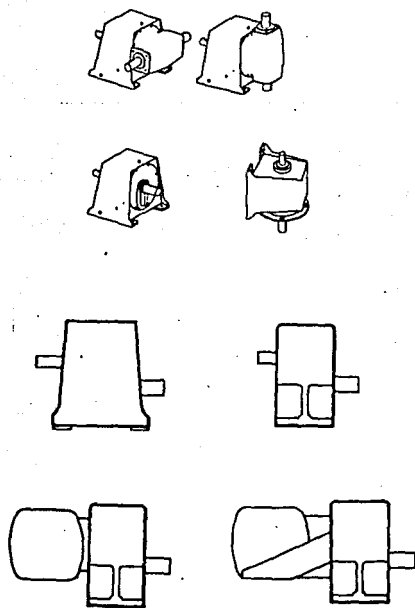
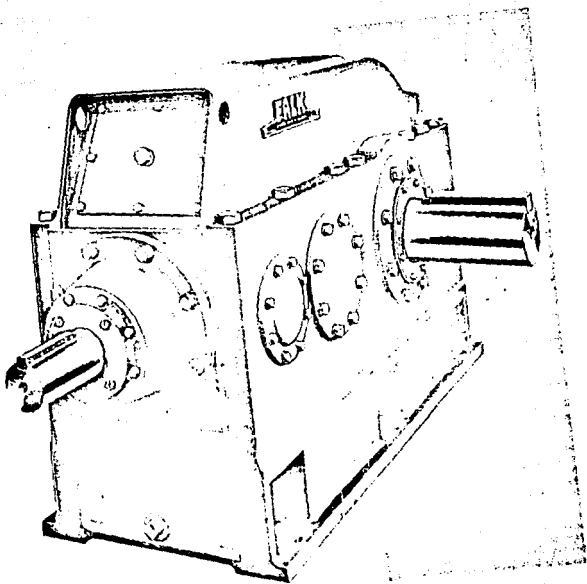
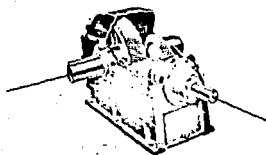


Figura 1.5 *Diferentes arreglos de reductores*



Figuro 1.6 Unidades con ejes en ángulo recto

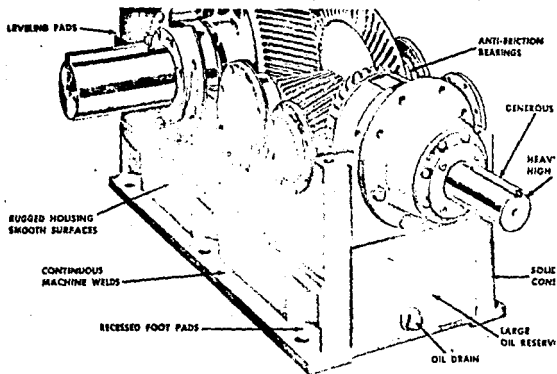
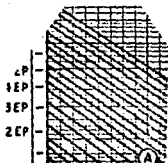


TABLE OF CONTENTS

Advantages, Design and Construction	2-3
Applications, Typical	30
Assemblies and Shaft Rotations	29
Backstops	28
Adapters	26-27
Reducers, Motor	24-25
Reducers, Flexible	6-9
Dimensions and Weights, Units	21-23
Greases, Cooling	12
Overpower Ratings	8-10-14-16
Performance, Noise	4-5
Specifications, Typical	31
Order, How to	29
Working Loads	17-19
... with Extra Capacity L.S. Shaft Bearings	20

More than 75 years of research, design, and construction are built into the rugged, dependable Falk gear drive in this bulletin. These precision right angle speed reducers are earlier models that earned for us "a good name" to maintain that reputation, and to keep a step ahead increased industrial requirements, our 23 standard sizes offer higher capacity (up to 2440 hp and 2,254,000 l torque) without an increase in external dimensions. We've improved the strength and performance of gears, other internal parts — and to hold them in exact alignment after day and year after year, extra strong, accurate housings are provided.

las, el sentido de rotación cambiará debido al engranado.

1.2.3 Carga Torsional.

El tamaño de un reductor para cierta aplicación depende primordialmente de cuán grande es el diámetro de paso de los engranes, así como su ancho de cara. Estas dimensiones se determinan basándose en los esfuerzos de los dientes, los cuales son impuestos a transmitir cierta carga. La carga en el diente es sencillamente el par dado en el engrane dividido por el radio de paso.

$$\text{Carga torsional (lb)} = \frac{\text{Par (lb-in)} \times 2}{\text{Diam. Paso}} \times \frac{6}{\text{Radio de paso}}$$

El par transmitido se calcula conociendo la potencia (Hp) transmitida y la velocidad de rotación del componente en cuestión.

$$\text{Par a la entrada} = \frac{63025 \text{ (Hp)}}{\text{RPM ENT}}$$

$$\text{Par. a la salida} = \frac{63025 \text{ (Hp)}}{\text{RPM SAL}}$$

Cuando se diseña un tren de engranes no se puede considerar un solo par. La velocidad de operación de los engranes tiene un importante efecto en la definición del diseño. Como una ilustración de este punto, considere una unidad de alta velocidad transmitiendo 2000 Hp a 20 000 RPM de entrada.

El par de entrada deberá ser el mismo operando a baja velocidad, 2000 RPM de entrada con una transmisión de potencia de 200 Hp.

Si la relación de ambas unidades fueran las mismas, el mismo reductor debería ser usado para ambas aplicaciones. Sin embargo, el diseño de una unidad de alta velocidad debe diferir de un diseño de baja velocidad en los siguientes aspectos.

A altas velocidades, los defectos en la geometría de los componentes como son; error en el espaciado del diente, desbalance de flechas, etc., generan una carga dinámica de importancia. Estos efectos dinámicos deberán ser considerados o tomados en cuenta en el proceso de diseño.

También, los engranes experimentan un alto número de cargas cíclicas y son más propensos que las unidades de baja velocidad a fallas por fatiga. Por todas estas razones, los componentes de una unidad de alta velocidad, deberán ser de alta precisión para minimizar los problemas dinámicos.

La generación de calor dentro de la unidad es proporcional a la velocidad; por lo tanto las unidades de alta velocidad usualmente requieren lubricación de chorro a presión y sistemas de ventilación externos. Las unidades de baja velocidad frecuentemente operan con lubricación por salpica dura integrada, el calor existente se disipa a través de la cubierta.

El diseño de los baleros depende fuertemente de las velocidades de las flechas. A las unidades de baja velocidad -

generalmente se incorporan baleros antifricción, mientras que las unidades industriales típicas de alta velocidad - utilizan diseños apropiados de chumaceras.

Pero aún estos puntos no son una clara demarcación para determinar si los engranes son de alta o baja velocidad. - Unidades con diversos trenes de engranes pueden tener cualquiera de las anteriores características.

Una definición arbitraria a veces usada, es que cuando unidades con piñones que exceden 3600 RPM o una velocidad-tangencial de 5000 fpm son consideradas de alta velocidad.

$$\text{Velocidad Tangencial fpm} = \frac{\pi (\text{diam. paso in}) (\text{RPM})}{12}$$

La velocidad tangencial de un engrane es la mejor indicación de velocidad rotacional, puesto que en un engrane - grande operando a una velocidad relativamente baja puede - experimentar la misma velocidad que un engrane pequeño ope-rando a altas RPM. Las unidades de alta velocidad estan-- dar, operan a una velocidad tangencial arriba de 2000 fpm. aproximadamente.

Aplicaciones excediendo esta velocidad, deberán conside-rarse especiales y se deberá tener un cuidado excepcional- en su diseño y manufactura. Velocidades tangenciales de - 40 000 fpm., pueden ser alcanzadas en la práctica.

La metalúrgica del engrane, es uno de los factores más-- significantes para determinar el tamaño de una caja de en-granes, puesto que el esfuerzo de un diente en el engrane-

es proporcional a la dureza del acero.

La mayoría de los engranes tienen rangos de dureza de aproximadamente 30 a 38 Rc ó 55 a 64 Rc. La región de 30 a 38 Rc es usualmente llamada "through-hardened", en tanto que el rango 55 a 64 Rc es casi siempre "surface-hardened", donde el diente tiene una dureza superficial y un corazón más blando. Los engranes "through-hardened" son fabricados por procesos semejantes como "hobbing" (fresado); "shaving" (acepillado) y "shaping" (limado). Los engranes "surface-hardened" son cortados y después endurecidos. Estos pueden ser usados en este estado, pero existe más exactitud en engranes "surface hardened" que son rectificadas después del tratamiento térmico químico. Engranes rectos, simple helicoidal y doble helicoidal pueden ser manufacturados por cualquiera de los métodos antes mencionados. Generalmente, los engranes doble helicoidal son "through-hardened" y posteriormente cortados. Es posible endurecer y afilar un doble helicoidal. Sin embargo, al afilar un engrane doble helicoidal con un gran espacio en el centro entre las dos hélices, se admite una excentricidad "runout" de la rueda afiladora.

Los engranes pueden ser rectificadas por partes o mitades y después ensamblados, pero esto presenta serios problemas de alineamiento y fijación.

Para alcanzar una mínima capa y una máxima confiabilidad, la tecnología utilizada en engranes simple helicoidal, es endurecer y después hacer un rectificado de precisión. Con un engrane simple helicoidal se origina una carga de empuje axial en la flecha del engrane contra el empuje del balero.

Los diseños de baleros han progresado desde el punto de vista de hidrodinámica con configuración inclinada o baleros de empuje antrificción. Por eso los engranes con capa endurecida tienen máxima capacidad de acarreo de carga, el tamaño del engrane puede ser mínimo; por lo tanto, la relación ancho de cara con diámetro en un engrane simple helicoidal puede ser ocupado para límites razonables. Las velocidades (pitch line) tangenciales son mínimas o minimizadas, reduciéndose los efectos dinámicos, también el claro del balero con el engrane simple helicoidal es corto, resultando una deflexión elástica baja. La figura 1.7 muestra un reductor con engranes simples helicoidales de doble reducción.

Esta unidad transmite 4500 Hp a una velocidad de entrada de 14,500 RPM.

En el engranaje de alta velocidad, la velocidad tangencial es de 18 000 fpm., el peso de la unidad es de 3500 lb.

1.2.4 Eficiencia.

La eficiencia de una caja de engranes es un concepto sujeto a mucha discusión, pero los valores precisos son difíciles de determinar.

Las estimaciones analíticas son confirmadas por pruebas.

Con un buen diseño y manufactura se tienen eficiencias del 99% por engranaje pudiéndose mejorar. Frecuentemente se requieren desarrollar sistemas de lubricación para obtener una alta eficiencia potencial.



Figura 1.7 Unidad doble reducción con engranes rectificadas

Las pérdidas de potencia en un reductor, son divididas entre pérdidas por fricción en los contactos de engranes y baleros y pérdidas por fricción del aire, cuando los componentes rotatorios baten el aceite y el aire. En unidades alta velocidad, las pérdidas por batido pueden exceder las pérdidas por fricción; por lo tanto, el tipo y cantidad de lubricante y como entra y se evacua son críticos en términos de eficiencia.

Diariamente los baleros requieren significativamente mayor flujo de aceite que los baleros antifricción y generar altas pérdidas de potencia.

Una estimación razonable de eficiencia en unidades industriales son del 1 a 2% pérdidas de potencia por engranado.

Una unidad triple reducción, por lo tanto se deberá esperar que tenga una eficiencia en un rango de 94 a 97%.

La eficiencia es fijada en función de la carga de diseño y las condiciones de velocidad.

1.2.5 Limitaciones de Espacio y Peso.

Existen aplicaciones industriales donde el espacio y peso de una "caja de engranes" son limitadas.

Por instancia, un reductor para aplicación en plataformas petroleras o unidades usadas en equipos móviles deberán tener cubierta mínima.

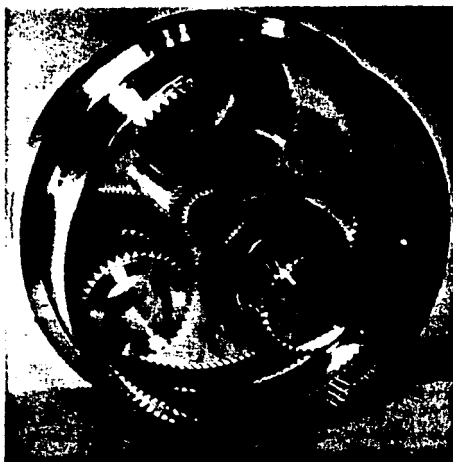


Figura 1.8 Componente planetario de engranes

Para obtener unidades de engranes pequeños, diversas técnicas pueden ser usadas:

- Para minimizar el tamaño del engrane, alta calidad del acero, superficie carburizada y rectificado de precisión son incorporados en la unidad.
- Configuraciones Planetarias son usadas para obtener altas relaciones en cubiertas pequeñas.

La figura 1.8 muestra un componente planetario de engranes, lo cual demuestra una alta eficiencia en espacios pequeños, en el rango aproximado de 9:1 a 12:1.

- Diseños o técnicas livianas semejantes a paredes delgadas de fundición y flechas huecas son usadas.
- Materiales livianos semejantes o como aluminio en las cubiertas son usados.

Las máximas o mayores aplicaciones de estas técnicas pueden ser establecidas en la industria aeroespacial. Un reductor de aviación o de un aeroplano tiene las mismas condiciones de diseño que una unidad convencional, pero sólo una quinta parte del peso.

1.2.6 Medio Ambiente Físico.

Cuando se especifica una transmisión de engranes, el medio ambiente deberá ser tomado en cuenta en el proceso de diseño. El listado de abajo son medios o ambientes nocivos, los cuales

pueden causar un efecto adverso en lubricante, baleros, engranes o sellos:

- Atmósfera Sucia
- Alta Temperatura en el Medio Ambiente
- Excesiva Variación de Temperatura
- Alta Humedad
- Atmósfera cargada de Agentes Químicos

Semejantes medios ambientes requieren especial consideración en el diseño del reductor, sistema de lubricación y sellos.

1.3 ELEMENTOS DE LOS DIENTES DE UN ENGRANE.

Los engranes son ruedas dentadas que sirven para transmitir movimiento y potencia de un eje a otro, por medio del contacto sucesivo de dientes.

Los elementos de los engranes que se encuentran en contacto están ilustrados en la Fig. 1.9, y se describen a continuación:

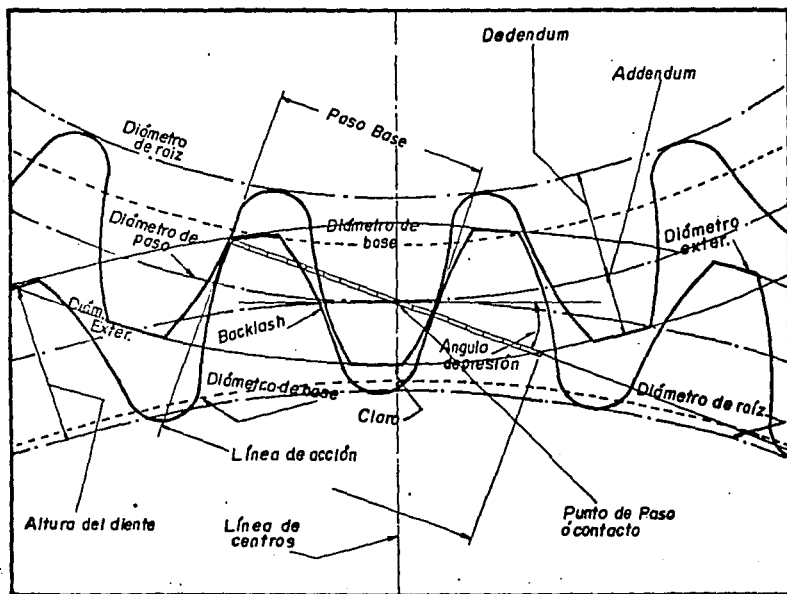


Figura 1.9 Elementos de un engrane

Diámetro de Base. - Es el diámetro del círculo de base o el círculo desde el cual el perfil de la evolvente del diente es desarrollado.

Diámetro de Paso. - Es el diámetro de el círculo de paso. - En teoría éste es el círculo imaginario que rueda sin deslizamiento con el círculo de paso de un engrane compañero.

Diámetro Exterior. - Es el diámetro de el addendum o círculo exterior.

Línea de Centros. - Es la línea la cual conecta la línea de centros de los círculos de paso de un par de engranes.

Punto de Contacto. - Es el punto de tangencia de los círculos de paso sobre la línea de centros.

Línea de Acción. - Es la línea recta que pasa a través de el punto de contacto y es tangente a los círculos de base. Este es actualmente el recorrido o trayectoria de contacto de dos evolventes en contacto.

Paso. - Es la distancia fundamental entre las curvas adyacentes a lo largo de una normal común, tal como la línea de acción.

Addendum. - Es la distancia radial entre el círculo de paso y el diámetro exterior.

Dedendum. - Es la distancia radial entre el círculo de paso y el círculo de raíz.

Diámetro de Raíz.- Es el diámetro del círculo de raíz, o el círculo que es tangente al fondo de los espacios de los dientes.

Claro o Juego de Fondo.- Es el espacio muerto que libran las puntas de los dientes de un engrane entre los huecos correspondientes de otro engrane, es decir, la holgura entre la punta de un diente y la circunferencia de fondo, y ésta se mide sobre la línea de centros.

Ángulo de Presión.- Es el ángulo entre la línea de acción y la línea tangente a el círculo de paso referido al punto de contacto.

Altura de Trabajo.- Es la altura total del diente menos el juego de fondo ó la suma de los addendums de la pareja de dientes.

Altura Total.- Es la suma del addendum más el dedendum desde el diámetro de raíz o la altura de trabajo más el claro o juego de fondo.

Ancho de Cara.- Es la longitud del diente en el plano axial o es el ancho del engrane medido sobre la superficie primitiva en un plano conteniendo el eje de rotación. La cara de un diente no debe confundirse con el ancho de cara, ya que son dos cosas enteramente diferentes. La primera es una superficie y la última una dimensión.

Cara del Diente.- Es la superficie de un diente entre el círculo de paso y el círculo formado a la altura de la cabeza del diente o círculo exterior.

Flanco del Diente.- Es la superficie de un diente entre el diámetro de paso y el diámetro de raíz.

Superficie Superior.- Es la superficie plana de un diente-entre las caras del mismo diente.

Superficie Inferior.- Es la superficie de un engrane entre los flancos de dientes adjuntos de un mismo engrane.

BACKLASH.- También se le conoce como juego de engranes, es la diferencia del espacio entre dos dientes consecutivos - y el grueso del diente del otro engrane, medidos sobre la circunferencia de paso.

1.4 TIPOS DE ENGRANES.

La forma usual para clasificar los engranes es de acuerdo a la posición relativa de sus ejes de giro, como son:

A) Ejes Paralelos

- A.1 Engranes Rectos
- A.2 Engranes Helicoidales
- A.3 Engranes Doble Helicoidal

B) Ejes que se Intersectan

- B.1 Engranes Cónicos Rectos
- B.2 Engranes Cónicos Espirales

C) Ejes que se Cruzan

- C.1 Engranes Helicoidales
- C.2 Engranes Hipoidales
- C.3 Engranes Corona y Sinfn

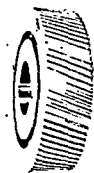
En una caja de engranes, dependiendo del tipo y arreglo que se tenga, ésta puede contener alguna de las clasificaciones anteriores Fig.1.10.

En este tratado nos limitaremos a estudiar la primera clasificación, por el hecho de que los reductores o incrementadores de ejes paralelos son comunmente más utilizados en la industria.

Dentro de este grupo tenemos a los engranes comunes (dientes rectos) y los engranes helicoidales de ejes paralelos.



RECTO



HELICOIDAL



HERRINGBONE



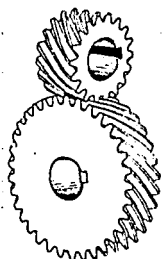
DOBLE HELICOIDAL



INTERNO



CONICOS ESPIRALES



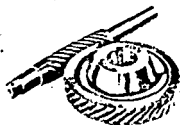
ESPIRALES



CONICOS HIPODALES



CONICOS RECTOS



CORONA Y SINFIN

Figura 1.10 Tipos de Engranés

Los engranes helicoidales se pueden fabricar con los -
dientes encontrados conocidos como doble helicoidal; existen ventajas y desventajas al utilizar para un reductor en granes de dientes rectos, helicoidales y doble helicoidales.

El contacto inicial de los dientes de engranes cilíndricos es una línea que se extiende a lo largo de toda la cara del diente. El contacto inicial de los dientes de engranes helicoidales es un punto, el cual se convierte en una línea cuando los dientes hacen más contacto. En los engranes rectos, la línea de contacto es paralela al eje de rotación; en los engranes helicoidales, la línea es una diagonal a través de la cara del diente.

Con el engrane convencional de diente recto la carga es transmitida por cada uno o par de dientes en un instante; de éste modo, la flexibilidad elástica es continuamente cambiada, así como la carga es transferida desde uno o dos dientes en contacto. Con los engranes helicoidales la carga es repartida entre suficientes dientes admitiendo una transferencia suave y una flexibilidad elástica más constante; por lo tanto, los engranes helicoidales generan menor ruido y vibración que los engranes rectos, la figura 1.11 muestra las ventajas de los engranes helicoidales sobre los rectos.

La desventaja de un engrane helicoidal en relación con un engrane recto es que se genera un empuje axial, el cual necesita la incorporación de baleros que soporten el empuje axial en cada flecha de un engrane helicoidal.

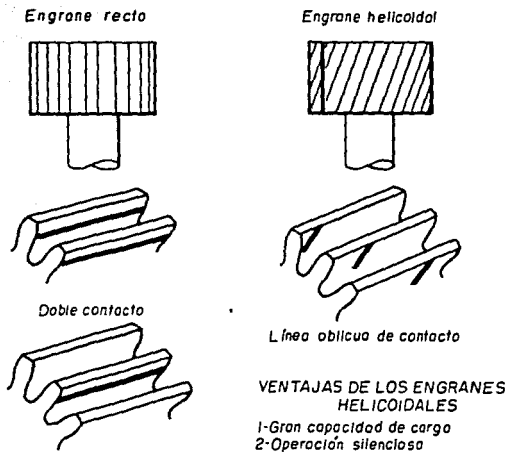


Figura 1.11 Comparación de un engrane recto con un engrane helicoidal

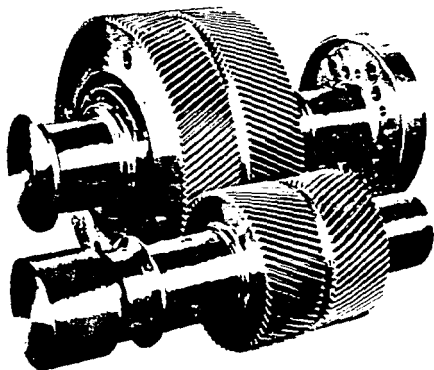


Figura 1.12 Engronaje doble helicoidal

Para eliminar estos empujes axiales se utilizan engranes doble helicoidal, como se muestra en la figura 1.12, - las dos medias partes generan cargas de empuje opuestas, - las cuáles se cancelan. Cuando el corte de las dos hélices es adyacente una a otra y no existe espacio (gap) entre ellas. El engrane es llamado "espina de pescado" (herringbone).

A causa del empuje en un engrane helicoidal, éste es - proporcional a la tangente del ángulo de hélice, en un engrane simple helicoidal, se cuida de tener un ángulo de hélice bajo, más que el diseño de un doble helicoidal, donde las cargas de empuje son canceladas. En engranes helicoidales simples los ángulos más comunes son de 6 a 15°, en engranes doble helicoidal se tienen ángulos de hélice de arriba de 35°.

Otra ventaja del engrane doble helicoidal es que la relación de ancho de cara con el diámetro de paso en cada medio puede ser contenido en límites razonables.

Quando los anchos de cara resultan más grandes que el diámetro de paso, en engranes recto o simple helicoidal, es difícil alcanzar un contacto completo en los dientes puesto que hay distorsión térmica, cargas de deflexión y errores de manufactura contribuyen a que la carga en los dientes del engrane sea desigual. Un engrane doble helicoidal con una relación ancho de cara - diámetro de paso de 1.0 deberá tener dos veces el ancho de cara de un engrane recto o simple helicoidal, con la misma relación L/D y por lo tanto mayor capacidad de transmisión de carga.

Los engranes dobles helicoidales tienen dos desventajas. Debido a las dos mitades de cada engrane no pueden ser perfectamente emparejadas, un miembro de un tren de engranes deberá tener una flotación axial libre. Este engrane deberá ser continuamente cambiado para alcanzar equilibrio de fuerzas axiales, puesto que las cargas de empuje de cada mitad rara vez se cancelan exactamente. Este cambio puede contribuir a una vibración axial perjudicial, si los errores en la geometría del diente son excesivos. Otro problema potencial con el doble helicoidal, es que las cargas de empuje externas contribuyen a una sobrecarga en la hélice.

1.5 DIFERENTES ARREGLOS Y TIPOS DE REDUCTORES.

Como se mencionó anteriormente, el tipo y arreglo de un reductor está en función de tres parámetros principalmente:

- 1) Ubicación de la maquinaria movida y motriz
- 2) Relación requerida entre las velocidades de entrada y salida.
- 3) Potencia a transmitir

Entendiéndose por máquina motriz cualquier tipo de máquina que comunica movimiento al reductor de velocidad, dichas máquinas pueden clasificarse de la siguiente manera:

- a) Motores eléctricos
- b) Turbinas
- c) Motores de combustión interna

Como máquina movida se entiende una máquina cuyo movimiento es provocado por el reductor de velocidad y máquina motriz.

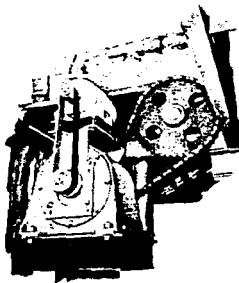
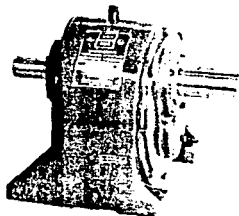
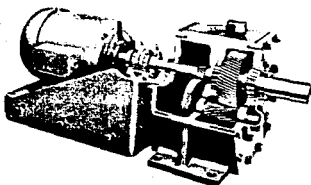
El tipo de máquina movida determinará en forma definitiva las condiciones de operación a las que estará sometido un reductor de velocidad.

De acuerdo a lo anterior, podemos clasificar los reductores con respecto a sus ejes de entrada y salida como sigue:

1. Reductores de Ejes Colineales
2. Reductores de Ejes Desplazados
3. Reductores de Ejes Paralelos
4. Reductores de Ejes a 90°
5. Reductores Montados en Flecha

1.5.1 Reductores de Ejes Colineales.

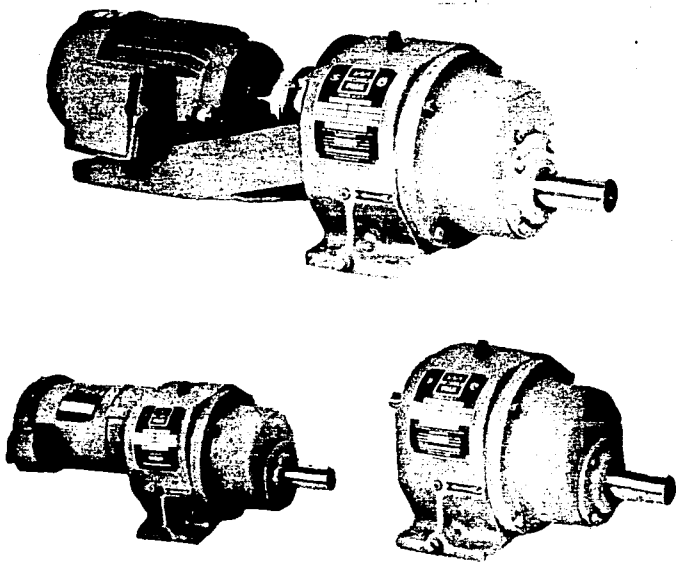
Dentro de esta clasificación se muestran los siguientes tipos:



1.5.2 Reductores de Ejes Desplazados.

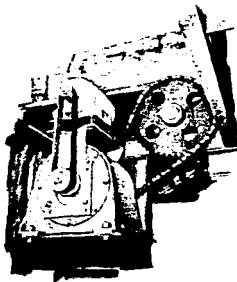
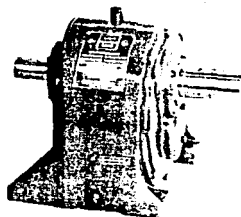
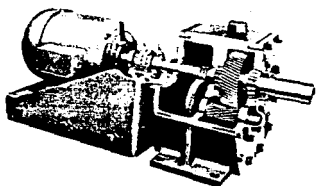
Prácticamente este tipo de reductores es una modificación de los de ejes colineales.





En este tipo de reductores se tienen los siguientes:



1.5.1 Reductores de Ejes Colineales.

Dentro de esta clasificación se muestran los siguientes tipos:



			
Motorreductor Integral	Reductor	Motorreductor Acoplado	Mo
Dimensiones en Página 13	Dimensiones en Página 14	Dimensiones en Página 15	Di

REGA LISTADAS POR INDUSTRIA
 es de servicio son mínimas y bajo condiciones n

SERVICIOS	SERVICIO		APLICACIONES
	10	24 42	
3000 C.A.P.M.	11	111	Auxiliar en trabajos de m
1000 C.A.P.M.	11	111	Operaciones
500 C.A.P.M.	11	111	Bombas de agua
250 C.A.P.M.	11	11	Bombas de
100 C.A.P.M.	11	11	Compu
50 C.A.P.M.	11	11	Compu
25 C.A.P.M.	11	11	Compu
10 C.A.P.M.	11	11	Compu

- will equal or exceed normal service conditions of conditions.
- 7 **CLEARANCE FOR POWER TAKE-OFFS** Mounting feet located to provide clearance for convenient power take-offs to other machinery.
 - 8 **EASY OIL CHECK** Dipstick-breather combination permits automotive type oil check... no tools required.
 - 9 **CONVENIENT ACCESS TO INTERIOR** Removable hood speed and facilitates roller change or other servicing.
 - 10 **SUPERIOR OIL SEAL ASSEMBLIES** Shield and protect seal and provide optional grease purging capability.

PRECISION GEAR DRIVES
FLEXIBLE COUPLINGS

by
 good name in industry



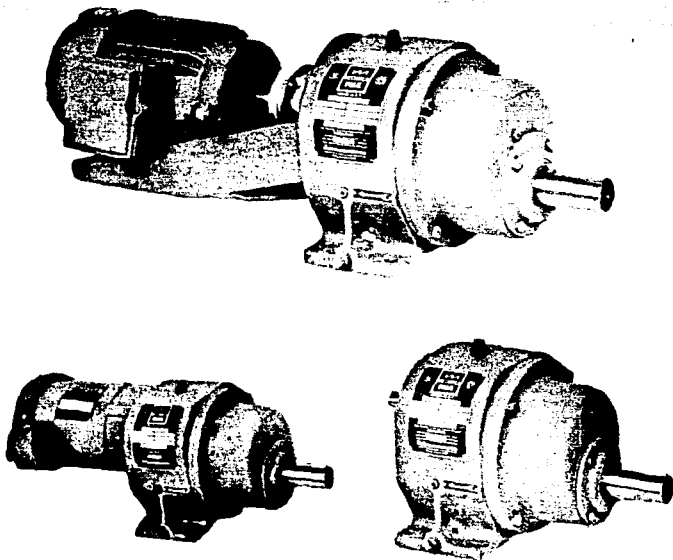
SHAFT M



1.5.2 Reductores de Ejes Desplazados.

Prácticamente este tipo de reductores es una modificación de los de ejes colineales.

En este tipo de reductores se tienen los siguientes:



UNIONES DE FLECHAS

Instrucciones para el Cálculo de la carga en Voladizo.
Métodos de Localización de Carga
Tabla de Capacidades de Carga en Voladizo en la Flecha de baja velocidad.

LOS DE ACEITE

Selección y Aplicación
Formación Útil de Flechas con Sellos
Diagrama.

TENSIONES DE LAS UNIDADES

Factor NZ
Correcciones NZA
Correcciones NZC

INFORMACION TÉCNICA

Los ejes están sujetos a sobrecargas, resistiendo por los choques y impactos externos sin daño alguno . . . El exterior está pintado con una aplicación de pintura anticorrosiva de alta calidad y terminado con una capa de pintura protectora transparente.

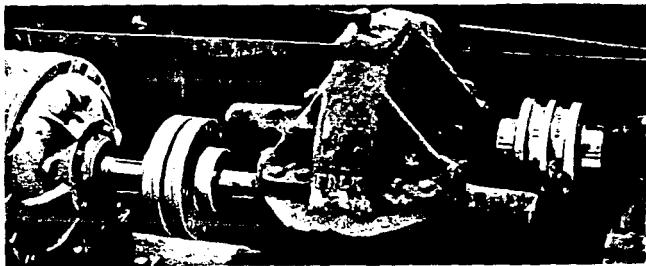
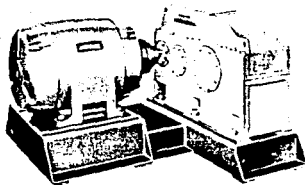
RODAMIENTOS DE ALTA CAPACIDAD - Los rodamientos seleccionados proveen algo más que los requerimientos mínimos especificados por las normas AGMA con objeto de soportar las más severas sobrecargas, permitiendo una mínima fricción, facilidad de arranque y un promedio de vida mayor que la requerida en la generalidad de las aplicaciones.

FLECHAS PARA SERVICIO PESADO - Los diámetros de las flechas han sido diseñados para soportar y mantener un funcionamiento seguro de los engranes, aún cuando estén sujetos a condiciones de trabajo más pesadas, así como para soportar cargas axiales y en voladizo severas.

1.5.3 Reductores de Ejes Paralelos.

Cabe mencionar que este tipo de reductores son los más ampliamente utilizados en la industria por su diversidad de aplicaciones y su gran variedad de relaciones, por ejemplo: en unidades simple reducción se tienen relaciones de 1.84 a 7.59, en doble reducción de 9.30 a 47.08 y en triple reducción de 57.66 a 297.9.

En esta clasificación se tienen los siguientes:



**Exact Ratios of Current*
Standard Units**

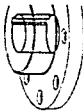
SIZES 2050 thru 2195

EXACT RATIOS: AGMA (Bold Ty

Model B Reducers E

AGMA B and Optional Series	Approx. U.S. Shank nom. I	SINGLE REDUC					
		2050	2060	2070	2080	2090	210
1.84	950	1.880	1.840	1.840	1.873	1.848	1.82
2.00	1000	2.027	2.000	2.000	2.033	2.008	1.98
2.25	1100	2.227	2.207	2.208	2.241	2.211	2.18

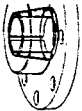
I Motor Frame Size (1944)	HORSEPOWER AT RPM			II Motor Frame Size (1933)	HORSEPOWER AT RPM			2C
	1750	1170	870		1750	1170	870	
1431	1	1/2	3/4	102	1	1/2	1/2	1
1432	1 1/2	1	3/4	103	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2
1433	2	1 1/2	1	104	2	2	2	2
1434	3	2	1 1/2	105	3	2	1 1/2	2
1435	4	3	2	106	4	3	2	2
1436	5	4	2 1/2	107	5	4	3	2
1437	7 1/2	5	3	108	7 1/2	5	3	2
1438	10	7 1/2	4	109	10	7 1/2	5	2
1439	15	11	5	110	15	11	7 1/2	2
1440	20	15	7 1/2	111	20	15	10	2
1441	25	20	10	112	25	20	12 1/2	2
1442	30	25	12 1/2	113	30	25	15	2
1443	40	35	16 2/3	114	40	35	20	2
1444	50	45	21	115	50	45	25	2



Straight Bored



Taper Bored
Shank End



Taper Bored
Gas End

in two styles to permit the bushing to be inserted from either the shank end or gas end.

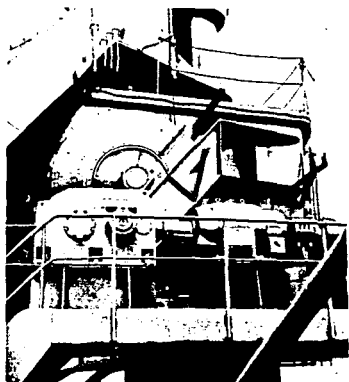
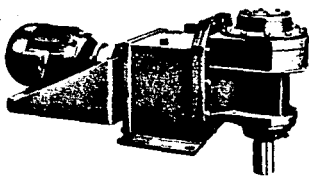
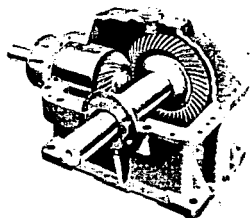
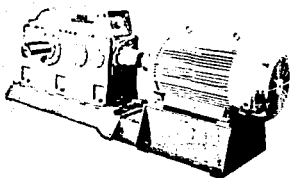
Steel hubs are offered for severe duty applications where heavy interference fits are required and on applications requiring special long hubs or hubs for mill motors and other tapered shafts.

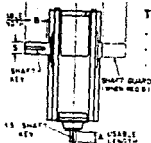
③ Clamp Rings

Clamp rings secure the flexible element to the hubs. High strength bolts pass through the hub flanges and element into the clamp rings.

1.5.4 Reductores de Ejes a 90°.

Dentro de esta clasificación se tienen los siguientes tipos:





TYPES YB and YBT

- ... Double Reduction YI
- ... Triple Reduction YB
- ... Quadruple Reductio

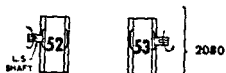
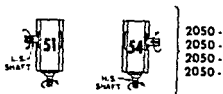


Motor Frame Size	Horsepower at RPM			Type YBT, Double Shaft					
	1750	1170	670	2050	2060	2070	2080	2090	210
143T	1	1/2	1/3	16	16	16	16	16	16
145T	1 1/2	1	1/2	18	18	18	18	18	18
147T	2	1 1/2	1	21	21	21	21	21	21
184T	5	2	1 1/2	21	21	25	25	25	25
213T	7 1/2	3	2	22	22	26	26	26	26
215T	10	3	2	22	22	26	26	26	26
254T	13	7 1/2	5	23	23	27	27	27	27
254T	20	10	7 1/2	23	23	27	27	27	27
254T	25	15	10	24	24	28	28	28	28
284T	25	15	10	24	24	28	28	28	28
284T	30	15	10	24	24	28	28	28	28
284T	30	15	10	24	24	28	28	28	28
324T	40	20	15	24	24	28	28	28	28
324T	40	20	15	24	24	28	28	28	28
324T	40	20	15	24	24	28	28	28	28

Assemblies and shaft rotations for right

Please specify, from the plan views below, the desired assembly number. Overhung load capacities published on Pages 17, 18 and 19 apply only to units with single shaft extensions and to the shaft extensions below at the right

Standard assemblies



that are covered in detail on page 6. A selection example is also given.

BASIC SELECTION STEPS

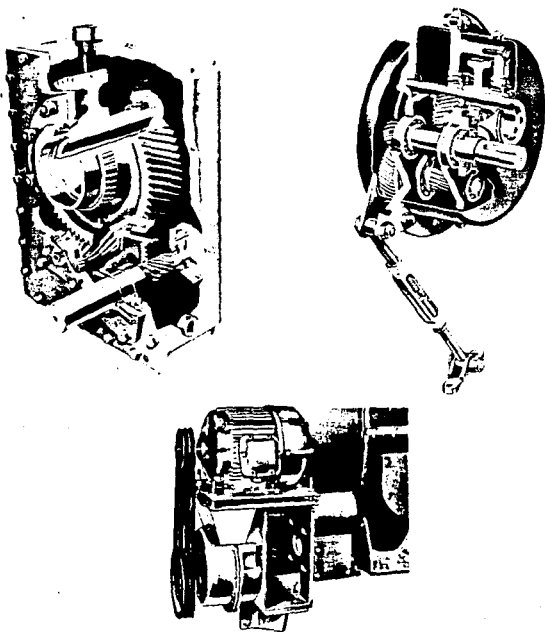
1. Determine the Load Classification
2. Determine gear drive size
3. Check external thrust load
4. Check overhung load
5. Check gear drive dimensions

AGMA LOAD CLASSIFICATIONS

Motoreducers are rated to a specific application of Load Classifications. Each application has its own operating requirements and catalogue information. Consult the catalogue for more information.

1.5.5 Reductores Montados en Flecha.

Aunque sus ejes son paralelos, no es posible clasificarlos como tal por su construcción especial. Esta unidad está montada y soportada por el eje de entrada de la unidad movida y para evitar su rotación se fija mediante un tensor. Existen estos tipos:



a drive for a uniformly loaded, constant speed belt conveyor 40 rpm at the 3½" diameter head shaft, a 20 hp, 1750 rpm and operating 10 hours per day.

and classification from Table 1 on Page 7 in Class I for a uniformly loaded belt conveyor operating 10 hours per day in Table 5 on Page 9, in the Class I column, opposite an output speed range of 69 through 40 rpm, the base 1307.24. If a Shaft Mounted Drive is required, specify 13C Flange Mounted Drive, specify 1307H24.

If a Gear Mounted Drive is required, check the overhung of couplings as outlined on Page 11.

Refer to the mounting sketch shown on Page 12, check the dimension pages and check the drive and a dimensions and the bore of the hollow shaft from 1322A hollow shaft bore is 3.437. The driven shaft diameter is 875. Refer to Table 6 on Page 10 and note that it is suitable for this drive. Specify "3½" bushing" on listing the 1307J24 drive.

overall sheave ratio is 1.831 from Table 31 a 24:1 drive ratio column under 1750 rpm and a 10 rpm output speed. If exact output speed is required sheave ratio as instructed on Page 37. Check the input sheave against minimum specified or

determining belt length for minimum shaft center dimension Pages 30 and 31, include belt calculations.

If a motor is required, specify the required direct or shaft viewed from the input shaft side of

Also indicate bore of hollow shaft.
1207 = 3½" bore
1115 = 1½" bore

is used for selecting a drive, refer to the motor and Type XV for shaft up or down shaft. Follow the motor control application input shaft and the shaft on the order so

the procedure but select a drive for the highest drive out

put driven by a 3 hp load, the drive selection under the correct

Variable Speed — Cons

Gear Drive Ratio Subst
8 and 9 list the most economical output speed using 1 reduction gear ratios (not providing ...)

1. That the hollow shaft speed listed in Tab
2. That the resulting
3. That the unit ratio double reduction

9. Let the most economical choice of drive, size and n output speed using 1750 or 1170 rpm motors. Stand (not drive a set) can be substituted in recommended within the limits stated on Page 6.

V-Belts Selections can be made from any belt man catalogue. If a Falk motor mount is used, refer to Pages dimensions and Pages 32 thru 35 for shaft centers, belt lengths and minimum center distance, include belt allowance in calculations.

1:1 Drive		20:1 Drive		24:1 Drive		35
Sheave Ratio	Motor	Shaft	Sheave Ratio	Gear	Sheave Ratio	Gear
Motor rpm	Output rpm	Motor rpm	Output rpm	Drive rpm	Motor rpm	Drive Output rpm
1.750	1170	1750	1170	1750	1170	
1.81		121	1.43			
1.83		122	1.37			
1.75		116	1.35	95	1.38	
1.64		111	1.30	93	1.28	88
1.57		112	1.27	96	1.22	74

CAPITULO II
COMPORTAMIENTO DE LOS SISTEMAS VIBRATORIOS

2.1 DEFINICIONES Y CONCEPTOS.

Una vibración es, en su sentido mas general, un movimiento periódico, es decir, un movimiento que se repite con todas sus características después de un cierto intervalo de tiempo llamado período de vibración, designado generalmente por el símbolo T. Una gráfica de desplazamiento X contra el tiempo, puede ser una curva sumamente complicada.

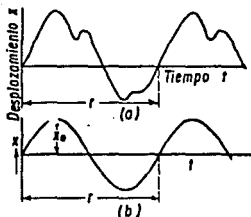


Figura: 2.1 Funcion periódica y armónica, mostrando el período T y la amplitud X

El tipo más sencillo de movimiento periódico es el movimiento armónico en él, la relación entre X y T puede expresarse por:

$$X = X_0 \text{ sen } \omega t$$

Como se muestra en la Fig. 2.1, que representa las pequeñas oscilaciones de un péndulo simple. El valor máximo del desplazamiento es X_0 llamado amplitud de la vibración.

El período T generalmente se mide en segundos, y su recíproco $f = 1/T$ es la frecuencia de la vibración, medida en ciclos por segundo. En la literatura alemana a los ciclos por segundo se les suele llamar Hertz, en honor al primer investigador en ondas de radio (que son vibraciones eléctricas).

En la ecuación 1 aparece el símbolo ω , conocido como frecuencia angular (circular) y medido en radianes por segundo.

Las relaciones entre ω , f y T son las siguientes: en la ecuación 1 y la Fig. 2.1. puede verse claramente que un ciclo completo de la vibración tiene lugar cuando ωt ha pasado a través de 360° o sea 2π radianes. Entonces sus valores previos, estarán resumidos en la función seno. Así, cuando $t=2\pi/\omega$, el intervalo de tiempo t será igual al período T , o sea:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad \frac{\text{RAD}}{\frac{\text{RAD}}{\text{SEG}}} = \text{SEG}$$

Puesto que f es el recíproco de T .

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad \text{ciclos/seg.}$$

En un movimiento armónico en el cual el desplazamiento - este expresado por $x = x_0 \cdot \text{sen } \omega t$, la velocidad se encuentra - obteniendo la derivada del desplazamiento con respecto al - tiempo:

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = x_0 \omega \cos \omega t \text{ - - - - - 2}$$

De tal suerte que la velocidad resulta también armónica - con un valor máximo: $x_0 \omega$ Ver Fig. 2.2

La aceleración será:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = -x_0 \omega^2 \text{sen } \omega t$$

También armónica y con un valor máximo $\omega^2 x_0$.

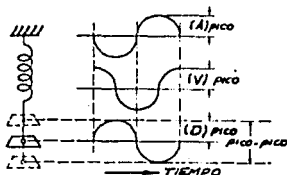


Figura 2.2 Relación entre el desplazamiento velocidad y aceleración de la vibración

Consideramos 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 ωt como ABSCISA. Debido a la -

presencia de la magnitud ϕ , las dos vibraciones no lograrán su desplazamiento en el mismo instante, ya que una de ellas estará ϕ/ω seg. detrás de la otra. La magnitud ϕ se conoce como el ángulo de fase o diferencia de fase entre las dos vibraciones:

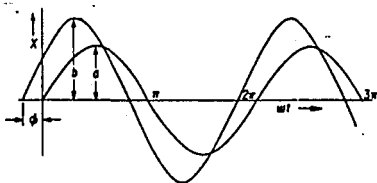


Figura 2.3 Dos movimientos armónicos incluyendo el ángulo de fase ϕ .

Puede verse que los dos movimientos tienen la misma ω , y como consecuencia, igual frecuencia f . El ángulo de fase tiene significado, tratándose de dos movimientos con la misma frecuencia, pues si las frecuencias son diferentes, el ángulo de fase no tiene sentido alguno.

2.2 REPRESENTACION DE LAS VIBRACIONES POR EL METODO VECTORIAL.

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 ω , 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 armónico; en la siguiente argumentación, sin embargo, consideraremos la proyección horizontal.

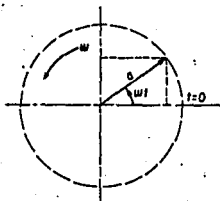


Fig. 2.4 Vibración Armónica representada por la proyección horizontal de un vector rotativo.

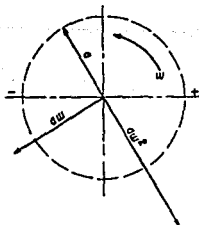


Fig. 2.5 El Desplazamiento, la velocidad y la aceleración son vectores perpendiculares.

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

$$\omega = 2\pi f$$

La velocidad del movimiento $x = a \cos \omega t$ será:

$$x = -a\omega \sin \omega t$$

La cual podrá representarse por (la proyección horizontal de) un vector de longitud $a\omega$, girando con la misma velocidad angular ω que el vector del desplazamiento, pero situada siempre a 90° .

Adelante de ese 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 ω y 180° adelante con respecto a la posición del vector desplazamiento, o bien 90° adelante del vector velocidad. La veracidad de estos argumentos puede comprobarse fácilmente, siguiendo los diferentes vectores a través de una revolución completa Fig. 2.5.

Este método vectorial de visualizar movimientos recíprocos resulta sumamente conveniente. Por ejemplo, si un punto está simultáneamente sujeto a dos movimientos con la misma frecuencia, pero que difieren en el ángulo de fase ϕ , sean $a \cos \omega t$, y $b \cos(\omega t - \phi)$. La suma de estas dos expresio-

nes por métodos trigonométricos resultaría tedioso. Empero, los dos vectores pueden fácilmente dibujarse, y el movimiento total quedará representado por la suma geométrica de los dos vectores, como se muestra en la parte superior de la figura 2.6. Una vez más el paralelogramo completo \vec{a} , \vec{b} , se considera girando en sentido contrario a las manecillas del reloj, con la velocidad angular uniforme ω , y la proyección horizontal de dos diferentes vectores representará el desplazamiento en función del tiempo. Esto se muestra en la parte inferior de la Fig. 2.6. La línea a-a representa el instante de tiempo particular para el cual se ha dibujado el diagrama. Puede verse de inmediato, que el desplazamiento de la suma (línea punteada) es de hecho la suma de las ordenadas de \vec{a} y \vec{b} .

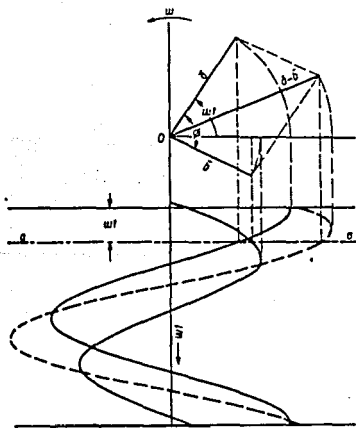


Figura 2.6 Dos vibraciones se suman sumando sus vectores geoméricamente

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

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

donde:

$$\tan \beta = b/a$$

2.2.1 Comportamiento de los Sistemas.

Un conocimiento básico de como un sistema masa-resorte responde a las fuerzas de vibración, puede ser útil para entender, reconocer y resolver muchos problemas comunes en medición, análisis de la vibración y balanceo. En los párrafos siguientes, los efectos de masa del sistema, rigidez y propiedades de amortiguamiento son discutidos para revelar la causa de resonancia.

Todas las máquinas tienen tres características, las cuales se combinan para determinar como éstas reaccionan a las fuerzas que provocan vibración. Estas características son: rigidez, masa y amortiguamiento. Cada una es representada matemáticamente por los símbolos k , m , y c , respectivamente. Estos conceptos realmente representan fuerzas inherentes de cada máquina o estructura, las cuales tienden a resistirse u oponerse a la vibración.

Las unidades de estas fuerzas son las siguientes:

Rigidez $K = \frac{\text{lb}}{\text{in}}$ ó $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$ es la cantidad de la fuerza requerida para doblar o deflejar parte de una estructura, una cierta distancia.

Masa $m = \frac{\text{lb seg}^2}{\text{in}}$ ó $\frac{\text{Kg seg}^2}{\text{cm}}$ es la cantidad de peso del sistema dividido por la aceleración de la gravedad. La fuerza afectada por la masa es una fuerza de inercia.

Inercia es simplemente "la tendencia de un cuerpo en reposo a permanecer en reposo" o "la tendencia de un cuerpo en movimiento a permanecer en movimiento".

Amortiguamiento $C = \frac{\text{lb seg}}{\text{in}}$ ó $\frac{\text{Kg seg}}{\text{cm}}$ es la fuerza de amortiguamiento por unidad de velocidad del sistema. Es la tendencia a reducir la velocidad del movimiento vibratorio del sistema,

Como se mencionó anteriormente, los efectos combinados de las fuerzas restauradoras de Rigidez, Masa (inercia) y Amortiguamiento, determinan como un sistema deberá responder a una fuerza vibratoria de excitación. Matemáticamente la relación puede escribirse como:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = M\omega^2 e \sin(\omega t - \phi)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \text{Aceleración de la Vibración} \\ &= -x\omega^2 \sin \omega t \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \text{Velocidad de Vibración} \\ &= X\omega \cos \omega t \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X &= \text{Desplazamiento de la Vibración} \\ &= X \sin \omega t \end{aligned}$$

$$M\omega^2 e \sin \omega t = \text{Fuerza excitadora debida al desbalance}$$

Me = Masa del peso desbalanceador

e = Distancia a la que Me es localizada desde el centro de rotación.

$$\omega = \text{Frecuencia circular} = 2\pi f \quad \text{ó} \quad 2\pi \frac{\text{RPM}}{60}$$

ϕ = Angulo de Fase entre la fuerza excitadora y la vibración actual.

Para simplificar la ecuación anterior puede ser escrita como:

Fuerza Excitadora = Fuerza de Rigidez + Fuerza de Inercia + Fuerza de Amort.

En otras palabras, la fuerza excitadora está siempre en equilibrio con las fuerzas restauradoras de Rigidez, Masa (inercia) y Amortiguamiento. Por supuesto, la cantidad de vibración resultante de la fuerza excitadora dependerá de los efectos combinados de Rigidez, Masa y Amortiguamiento presentes, y se deberá manifestar que incrementando cualquiera de las tres fuerzas restauradoras deberá resultar una reducción en la amplitud de vibración.

Sin embargo, en la realidad, estas fuerzas restauradoras no trabajan juntas. Por ejemplo: Se deberá notar que la fuerza de inercia (masa) es proporcional a la aceleración = $-x\omega^2 \text{sen}\omega t$. Por otro lado, la Rigidez es proporcional al desplazamiento $X = X \text{sen}\omega t$. Como resultado las fuerzas restauradoras de Inercia y Rigidez están actualmente 180° fuera de fase con una tendencia a cancelarse una a otra. De la misma forma puede notarse que el amortiguamiento es proporcional a la velocidad ($\text{vel} = x\omega \text{cos}\omega t$), ya que la velocidad es una función cosenoidal, la fuerza de amortiguación es 90° fuera de fase con la Rigidez y la Inercia.

Otro importante factor a considerar es el efecto que la frecuencia (ω) tiene sobre la magnitud de las fuerzas restauradoras. La Rigidez, puede notarse, es proporcional sólo con el desplazamiento (x) y de este modo la fuerza de rigidez no es afectada en gran forma por la frecuencia de la fuerza excitadora. En otras palabras, la fuerza de rigidez es constante con relación a la frecuencia. La fuerza de inercia, de otra manera, es proporcional a la aceleración de la vibración ($-x\omega^2 \text{sen}\omega t$) se puede notar que es proporcional a la frecuencia al cuadrado (ω^2).

En otras palabras la fuerza de inercia se incrementa con el cuadrado de la frecuencia de la fuerza de excitación.

La gráfica de la Fig. 2.8 muestra la relación entre frecuencia y la magnitud de las fuerzas de inercia y rigidez.

Puede notarse en la Fig. 2.8 que la fuerza de inercia se incrementa proporcionalmente con el cuadrado de la frecuencia de la fuerza excitadora, deberá existir una frecuencia particular a la cual las fuerzas de inercia y rigidez sean iguales en magnitud, y ya que las fuerzas restauradoras de rigidez e inercia están fuera de fase 180° , tienden a cancelarse una a otra.

En resumen, a la frecuencia donde las fuerzas de rigidez y de inercia se igualan y se cancelan, una a otra, el sistema pierde esencialmente estas fuerzas restauradoras. Como resultado, para una fuerza excitadora dada, el sistema deberá exhibir una muy alta amplitud de vibración a esta frecuencia particular, con sólo la fuerza de amortiguamiento actuando en el sistema en cuestión.

La frecuencia a la cual las fuerzas de rigidez e inercia tienen igual magnitud y donde la amplitud de vibración más alta o de pico ocurre, es llamada frecuencia de resonancia. Se observa en la Fig. 2.9 que un sistema con bajo amortiguamiento presenta una amplitud de vibración mayor en la frecuencia de resonancia. Un sistema con alto amortiguamiento deberá tener menor amplificación en la frecuencia de resonancia, pero deberá tener altas amplitudes antes y después de la resonancia que los sistemas con bajo amortiguamiento.

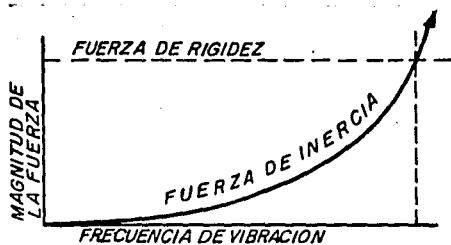


Fig. 2.8 Relación entre rigidez, inercia y frecuencia.

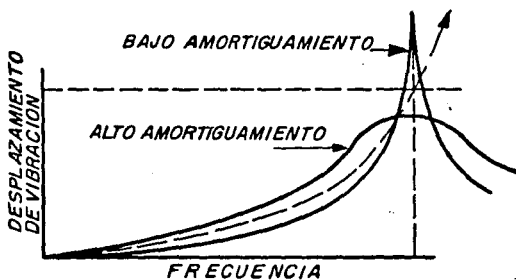


Fig. 2.9 Respuesta de los sistemas con alto y bajo amortiguamiento.

Otro fenómeno interesante asociado con la resonancia es un cambio en el ángulo de fase, entre la fuerza excitadora y la vibración actual.

Con referencia a la Fig. 2.8, es aparente que la fuerza restauradora predominante bajo resonancia es la rigidez. (Rigidez es la cantidad de la fuerza que se opone a la vibración).

Como resultado, bajo frecuencia de resonancia, puede asumirse que la fuerza de rigidez está 180° fuera de fase con la vibración actual. Sin embargo, a altas frecuencias arriba de resonancia, es evidente que la fuerza de inercia llega a ser la fuerza restauradora predominante. Por lo tanto por encima de la resonancia la fuerza de inercia deberá estar 180° fuera de fase con la vibración.

El resultado entonces, deberá ser un cambio de 180° en el ángulo de fase entre la fuerza excitadora y la vibración actual, cuando el sistema pasa a través de resonancia o cuando el sistema cambia de una rigidez predominante controlada a una inercia predominante controlada.

La Fig. 2.10 muestra una gráfica de cambio de fase como una función de la frecuencia para sistemas con alto y bajo amortiguamiento.

Se puede observar en la Fig. 2.10 que el cambio de fase a la frecuencia de resonancia es de 90° . Esto debido al hecho de que el amortiguamiento es la única fuerza restauradora en acción a la frecuencia de resonancia. Y ya que el amortiguamiento es una función de la velocidad (cosenoidal) la fuerza de amortiguamiento está 90° fuera de fase.

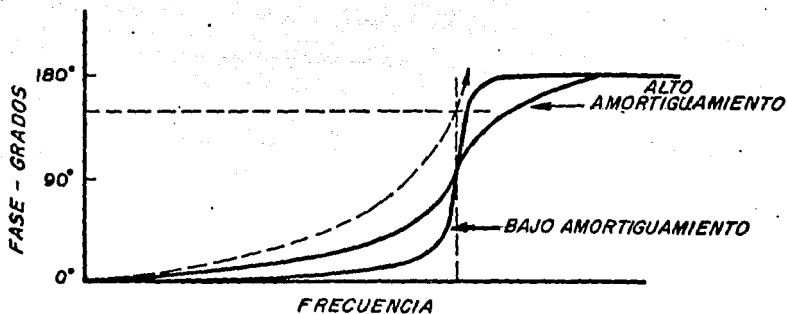


Fig. 2.10 Relación del cambio de fase en función de la frecuencia para sistemas con alto y bajo amortiguamiento.

Conociendo el principio de como un sistema responde a las fuerzas vibratorias, es importante considerarlo en la medición de la vibración, análisis y balanceo.

Desde un punto de vista de medición, es importante recordar que cada objeto tiene su propia frecuencia de resonancia, cada espiga y accesorios, los cuales son usados con o para utilizar los transductores, tienen su propia frecuencia de resonancia.

Obviamente, la resonancia de los montajes para el captador, deberán introducir errores considerables en la medición. El transductor propio tiene una frecuencia de resonancia inherente, la cual limita su aplicación.

Desde el punto de vista de análisis, se deberá recordar que las máquinas a lo largo de sus estructuras soportes, son sistemas complejos, consistentes de varios sistemas masa-resortes, cada uno con su propia frecuencia natural.

Además, cada sistema masa-resorte tiene varios grados de libertad, con diferentes frecuencias de resonancia cada uno. Esta potencial "multitud" de frecuencias de resonancia, combinadas con las numerosas frecuencias excitadoras, las cuales son inherentes a la máquina, se combinan para hacer que la resonancia sea un problema común para el analista de vibraciones. Sin embargo, reconocer el problema, identificar el sistema masa-resorte en particular responsable de la resonancia y decidir sobre una solución adecuada, siempre requiere consideración y un estudio cuidadoso.

Desde el punto de vista de balanceo, intentar equilibrar

un rotor, el cual está operando en o cerca de la frecuencia de resonancia, puede ser una frustrante experiencia. Esto es normalmente el resultado de variaciones menores en la velocidad del rotor, desde una "corrida" a la próxima, en la cual se producen considerables errores en la amplitud del desbalance y medidas de fase. Porque el sistema esta experimentando un cambio de fase de 180° , durante la resonancia. Cuando se opera cerca de la resonancia un cambio de velocidad de sólo 2,3 ó 4 RPM puede producir 50° ó 60° de cambio de fase, y con estos posibles errores de fase, balancear - por medio de técnicas convencionales puede ser imposible.

2.3 SISTEMAS DE UNO Y VARIOS GRADOS DE LIBERTAD.

Se dice que un sistema mecánico tiene un grado de libertad, si podemos expresar su posición geométrica en cualquier instante mediante un solo número. Sea por ejemplo, un émbolo que se mueve confinado en un cilindro. Como su posición en cualquier instante, puede determinarse por su distancia desde el extremo del cilindro, tenemos, por lo tanto, un sistema con un grado de libertad. Otro ejemplo es un peso suspendido de un resorte, de tal suerte que se vea restringido por guías que le permitan desplazarse solamente en dirección vertical, es un sistema típico de vibraciones con un solo grado de libertad.

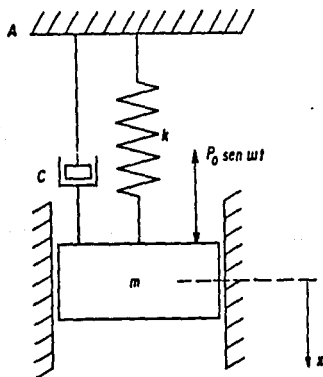


Figura 2.11 El sistema fundamental de un solo grado de libertad

En general, podemos decir que si para especificar la posición de un sistema mecánico se requieren n números, el sistema tiene n grados de libertad.

Un disco que se mueve en un plano sin restricción alguna tiene tres grados de libertad que son: los desplazamientos x y y del centro de gravedad y el ángulo de rotación con respecto a su centroide.

Un cilindro que rueda por un plano inclinado tiene un grado de libertad. Si, por otro lado, su descenso consiste tanto en rodamiento como en deslizamiento, tendrá dos grados de libertad, uno debido a la translación y el otro a la rotación.

Un cuerpo rígido que se mueve libremente en el espacio, tiene seis grados de libertad: tres por las translaciones y tres por las rotaciones. En consecuencia, para definir su posición se requieren tres números o "coordenadas". Estas coordenadas se denominan generalmente $x, y, z, \theta, \psi, \lambda$, un sistema de dos cuerpos rígidos unidos por medio de un resorte o cualquier otra sujeción, de tal suerte que cualquier cuerpo pueda moverse solamente en una línea recta sin poder girar, tiene dos grados de libertad (Fig. 2.12) El par de magnitudes, que determina la posición de este sistema puede escogerse de manera más o menos arbitraria.

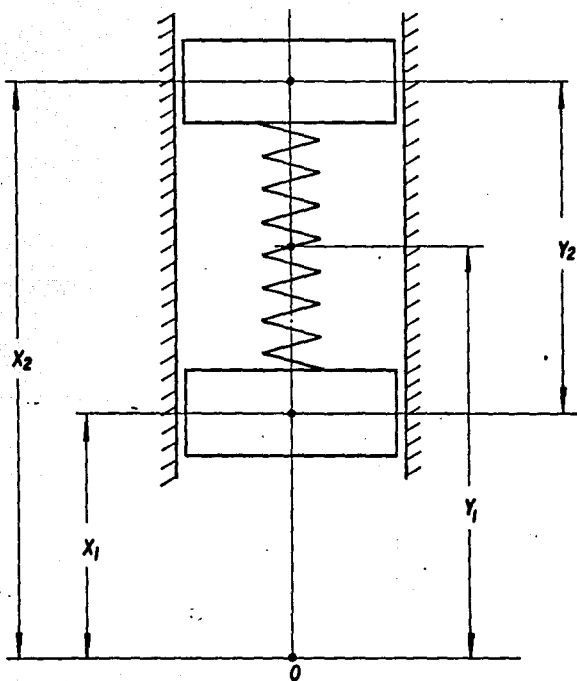


Fig. 2.12 Sistema de dos grados de libertad.

Por ejemplo, podemos llamar X_1 a la distancia desde un punto fijo 0 al primer cuerpo y X_2 a la distancia desde el punto 0 al segundo cuerpo, luego X_1 y X_2 serán las coordenadas. Empero, podríamos también escoger la distancia desde 0 al centro de gravedad de los dos cuerpos como una de las coordenadas y denominarlas Y_1 . Para la otra coordenada

podemos escoger la distancia entre los dos cuerpos, $Y_2 = X_2 - X_1$. El par de números X_1, X_2 describe completamente su posición; pero también queda determinada con el par Y_1, Y_2 . Esta última selección tiene en este caso una cierta ventaja práctica, ya que en general, no suele interesarnos tanto la posición del sistema en conjunto, como los esfuerzos dentro de él. El esfuerzo en el resorte de la Fig. 2.12 queda completamente determinado por Y_1 . Una selección adecuada de las coordenadas de un sistema con varios grados de libertad puede simplificar considerablemente los cálculos.

2.3.1 Obtención de la Ecuación Diferencial de un Sistema con un solo Grado de Libertad.

Considere una masa m suspendida de un techo rígido por medio de un resorte, como se muestra en la Fig. 2.11. La "rigidez" del resorte está dada por su "constante de resorte" K , que por definición es el número de kilogramos de tensión necesarios para alargar el resorte 1 cm. entre la masa y la pared rígida hay también un mecanismo amortiguador de aire o aceite. Se supone que éste no transmite fuerza alguna a la masa, siempre y cuando esté en reposo; pero tan pronto como se mueve la masa, la "fuerza de amortiguamiento" del mecanismo es Cx o Cdx/dt , es decir, proporcional a la velocidad y en dirección opuesta. La magnitud C se conoce como constante de amortiguamiento σ , sin abreviación, como coeficiente de amortiguamiento viscoso.

El amortiguamiento que tiene efecto en los sistemas mecánicos reales, no siempre sigue una ley tan sencilla como la relación Cx .

Sea una fuerza exterior alterna $P_0 \sin \omega t$ actuando sobre una masa originada por algún mecanismo que no necesitamos especificar en detalle.

El problema consiste en calcular el movimiento de la masa M debido a esta fuerza exterior o en otras palabras, - si X es la distancia entre cualquier posición instantánea de la masa durante su movimiento y su posición de equilibrio, tendremos que obtener X en función del tiempo. De la Segunda Ley de Newton.

$$\text{Fuerza} = \text{Masa} \times \text{Aceleración}$$

Todas las fuerzas que actúan sobre la masa se consideran positivas, cuando se ejercen hacia abajo y negativas cuando se ejercen hacia arriba.

La fuerza del resorte es de magnitud Kx , puesto que es - cero cuando no hay alargamiento X . Cuando $X=1$ cm. la fuerza del resorte es por definición de K Kg. y como consecuencia, la fuerza del resorte para cualquier otro valor de X - (en cm.) será Kx (en kilogramos), dado que el resorte sigue la ley de proporcionalidad de Hooke entre la fuerza y la de formación.

El signo de la fuerza del resorte es negativo, puesto - que el resorte tira hacia arriba de la masa, cuando el desplazamiento es hacia abajo, o bien la fuerza del resorte es negativa, cuando X es positiva. Así pues, la fuerza del re sorte esta expresada por $-Kx$.

La fuerza de amortiguamiento que actúa sobre la masa, -

también es negativa, siendo su valor $-CX$, ya que está dirigida contra la velocidad X ; actúa hacia arriba (negativa), mientras que X está dirigida hacia abajo (positiva). Las tres fuerzas que actúan sobre la masa hacia abajo son:

$$-Kx - c\dot{x} + P_0 \sin \omega t$$

La ley de Newton nos da:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = m\ddot{x} = -Kx - c\dot{x} + P_0 \sin \omega t,$$

o

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = P_0 \sin \omega t \quad \text{-----} \quad A$$

En esta derivación se ha omitido el efecto de la gravedad. La amplitud X se midió desde la posición de "equilibrio", es decir, desde la posición donde la fuerza mg , que actúa hacia abajo, se mantiene en equilibrio con la fuerza del resorte $K\delta$, que actúa hacia arriba (donde δ es la deformación del resorte debida a la gravedad).

Esta ecuación tan importante se conoce como la ecuación diferencial del movimiento de un sistema con un solo grado de libertad. Los cuatro términos de la ecuación anterior son la fuerza de inercia, la fuerza de amortiguamiento, la fuerza del resorte y la fuerza exterior.

La Fig. 2.12 representa un disco con momento de inercia I , sujeto a una flecha con una rigidez torsional K , definida como el momento en kilogramos-centímetros necesarios para lograr un giro de torsión del disco de 1 radián. Considere

- el movimiento de torsión del disco, bajo la influencia de un par de torsión $T_0 \sin \omega t$ aplicado externamente. Una vez más este es un problema con un solo grado de libertad, ya que el desplazamiento torsional del disco, desde su posición de equilibrio puede expresarse con una sola magnitud: el ángulo ψ . La Ley de Newton, aplicada a un cuerpo que gira, establece que:

Par de Torsión = momento de inercia x aceleración angular:

$$= I \frac{d^2\psi}{dt^2} = I \ddot{\psi}$$

Como en el problema anterior, hay tres pares de torsión actuando sobre el disco: el par del resorte, el par de amortiguamiento y el par exterior. El par del resorte es $-K\psi$, donde ψ está dada en radianes.

El signo negativo es evidente por la misma razón que el-

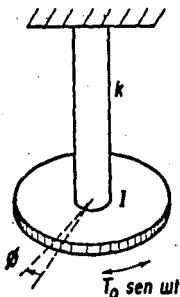


Fig. 2.12 Sistema Torsional con un solo grado de libertad.

de la fuerza del resorte $-KX$ en el caso anterior. El par de amortiguamiento es $-C$, originado por el mecanismo amortiguador, que no se muestra en la Fig. 2.12. La "constante de amortiguamiento" C en este problema es el par de torsión originado por una velocidad angular de un radián por segundo. El par de torsión exterior es $T_0 \text{ Sen} \omega t$, de tal suerte que la Ley de Newton nos lleva a la ecuación diferencial:

$$I\ddot{\varphi} + C\dot{\varphi} + K\varphi = T_0 \text{ Sen} \omega t$$

que tiene la misma estructura que la primera ecuación.

Como tercer ejemplo, considere un circuito eléctrico con un generador de corriente alterna, un condensador C , una resistencia R y una inductancia L , todas conectadas en serie. En lugar de la Ley de Newton, utilizaremos la relación que establece que el voltaje instantáneo del generador $e = E_0 \text{ Sen} \omega t$, es igual a la suma de los tres voltajes a través de C , R y L . Sea i el valor instantáneo de la corriente en el circuito con la dirección indicada en la Fig. 2.13

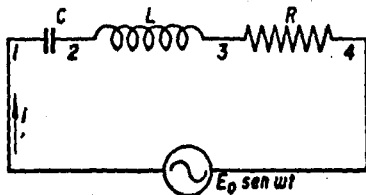


Fig. 2.13 Circuito eléctrico con un solo grado de libertad.

De acuerdo con la ley de OHM, el voltaje al través de la resistencia es $V3-V4 = Ri$. El voltaje al través de la inductancia es $V2-V3 = L \frac{di}{dt}$. En este condensador, la relación $Q=CV$ es válida, donde Q es la carga, C la capacitación y V el voltaje. La carga Q se puede expresar en función -- de T como sigue: si la corriente i fluye durante un elemento de tiempo dt , la cantidad de electricidad transportada - en el circuito es $i dt$. Esta no fluye al través del condensador, sino que, simplemente aumenta su carga, de tal suerte que:

$$dQ = i dt$$

$$Y, \text{ por ende, } i = \frac{dQ}{dt} = \dot{Q} \quad \text{ó} \quad Q = \int i dt$$

Para demostrar que este circuito eléctrico se comporta - análogamente a la masa en vibración de la Figura, es preferible trabajar con la carga Q , más bien que con la corriente i , que es más usual.

Las diferentes caídas del potencial pueden escribirse:

$$V1 - V2 = \frac{Q}{C}$$

$$V2 - V3 = L \frac{di}{dt} = L \frac{d^2 Q}{dt^2} = L \ddot{Q}$$

$$V3 - V4 = Ri = R \frac{dQ}{dt} = R \dot{Q}$$

Como la suma de las caídas de estos tres voltajes debe ser igual al voltaje del generador, la ecuación diferencial es:

$$L\dot{Q} = R\dot{Q} + \frac{1}{C} Q = E_0 \sin \omega t$$

La que es exactamente de la misma estructura que la ecuación Λ . Por lo tanto, los casos lineales, torsionales y eléctricos, hasta ahora discutidos, nos llevan todos a la misma ecuación diferencial. La transcripción de uno a otro caso se sigue directamente con la tabla que se muestra a continuación.

Todas las proposiciones mecánicas planteadas tienen sus analogías eléctricas correspondientes y viceversa. Por ejemplo, se estableció que "el voltaje a través de la inductancia L es $L \frac{di}{dt}$ ". En lenguaje mecánico esto se expresa como "la fuerza de la masa m es $m \frac{dv}{dt}$ ".

Una proposición mecánica sería "la energía almacenada en la masa es $1/2 mv^2$ ". La analogía eléctrica es "la energía almacenada en la inductancia es $\frac{1}{2} Li^2$ ".

LINEAL		TORSIONAL		ELECTRICO	
Masa	m	Momento de Inercia	I	Inductancia	L
Rigidez	k	Rigidez Torsional	k	1/Capacitancia	$1/C$
Amortiguamiento	c	Amortiguamiento Tors.	c	Resistencia	R
Fuerza	$P_0 \text{ sen } \omega t$	Par Torsional	$T_0 \text{ sen } \omega t$	Voltaje	$E_0 \text{ sen } \omega t$
Desplazamiento	X	Desplazamiento angular	Ψ	Carga del condensador	Q
Velocidad	$\dot{x} = v$	Velocidad	$\dot{\Psi} = \omega$	Corriente	$\dot{Q} = i$

Cualquier sistema con inercia, elasticidad y amortiguamiento proporcional a la velocidad, en el que el desplazamiento pueda describirse mediante una sola magnitud, pertenece a esta categoría.

CAPITULO III

TECNICAS DE MEDICION

MEDICION DE LA VIBRACION.

El primer paso para el análisis es la medición de la vibración presente en la unidad y equipo accionado. Este punto es primordial, ya que de la exactitud y veracidad de estas mediciones depende el éxito del análisis, por lo que es importante hablar de la medición, al mismo tiempo que describiremos el equipo usado para este fin.

3.1 MEDICION DE LA VIBRACION E INSTRUMENTOS PARA EL ANALISIS.

Las mediciones para determinar la cantidad total de vibración en un punto de una máquina, son utilizadas desde hace tiempo por la mayoría de las industrias, siendo de uso común una gran variedad de dispositivos que van desde los extremos de los dedos y el desplazamiento de una moneda sobre la coraza de la máquina, hasta los instrumentos electrónicos; siendo éstos últimos los que proporcionan los primeros medios para obtener resultados precisos.

Un medidor portátil de baterías para medir vibraciones como los que se muestran en la Fig. 3.1, son ampliamente usados para obtener lecturas periódicas de gran precisión, tales lecturas son usadas para determinar y saber oportuna-

mente de un problema presente o inminente en la máquina rotatoria.

Más importante ha sido el desarrollo de instrumentos electrónicos para el "análisis de la vibración", estos extraordinarios instrumentos son capaces de proporcionar mediciones de las características individuales de la vibración, - aún cuando ésta es compleja.

Esto hace posible eliminar los problemas de una máquina - en el caso de desbalanceo y corregirlo en su mismo lugar.

Los instrumentos electrónicos que sirven para medir las vibraciones mecánicas se clasifican por lo general en:

MEDIDORES
MONITORES
ANALIZADORES

El vibrómetro que aparece en la Fig. 3.1, es un instrumento portátil y pequeño que sirve para revisar periódicamente la vibración habida en las máquinas rotativas para determinar el nivel de vibración "global".

Un monitor de vibraciones Fig. 3.2, es semejante a un vibrómetro o medidor de vibraciones, pero trabaja instalado - permanente o semipermanente a fin de proporcionar una protección constante contra la vibración mecánica excesiva. - Normalmente, los monitores de vibración incorporan relés de alarma en conjunto con niveles de vibración prefijados, advirtiéndolo cuando la vibración rebasa un nivel dado.



Figura 3.1 Medidores de vibración

Existen monitores que ponen en marcha la secuencia que -
llevan al paro de la unidad si alcanza la vibración un nivel
crítico.

Los analizadores que aparecen en la Fig. 3.3 y 3.4 incor-
poran un filtro sintonizable para separar las frecuencias in
dividuales de las vibraciones complejas.

También se incluye una lámpara estroboscópica que alumbra
en sincronismo con la vibración, la cual constituye una ayu-
da valiosa en el análisis de los problemas mecánicos y en el
equilibrado dinámico.

El análizador de vibraciones debe ser capaz de medir o in
dicar la magnitud, frecuencia y fase de la vibración; además
cuando la vibración ocurre a varias frecuencias, éste debe -
ser capaz de separar una frecuencia de otra para poder medir
cada característica individualmente.

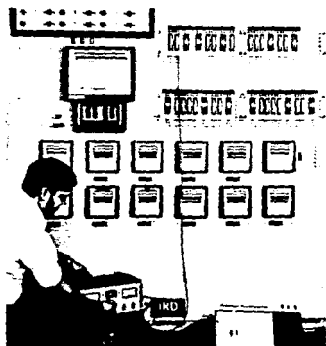
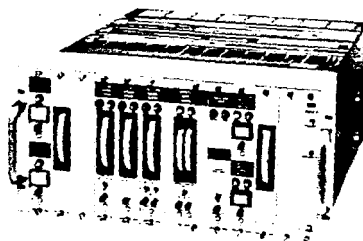


Figura 3.2 Monitores de Vibración

3.2 TIPOS Y OPERACION DE LOS CAPTADORES DE VIBRACION.

Sea cual sea el tipo de instrumento que se valga para medir la vibración (medidor, monitor, analizador) el centro del sistema de medición es el captador o transductor.

Un transductor no es más que un dispositivo sensor que convierte una forma de energía en otra forma. El captador de vibraciones convierte la vibración mecánica en señal eléctrica.

Los tipos más comunes de captadores o transductores utilizados son:

Tipo velocidad sísmica

Acelerómetro

De proximidad

Tipo no contacto.

3.2.1 Captador de Vibración Tipo Velocidad Sísmica.

La Fig. 3.5 muestra un diagrama esquemático del captador tipo velocidad sísmica que detalla sus componentes principales. Se trata de un sistema consistente en una bobina de alambre fino que sostienen unos resortes de baja rigidez. Un imán permanente está fijado firmemente a la caja del captador, creando un fuerte campo magnético alrededor de la bobina suspendida. Cuando se sujeta la caja del captador de velocidad a la pieza que vibra o al apoyarla contra la misma, el imán permanente (estando conectado firmemente a la caja) sigue el movimiento vibratorio.

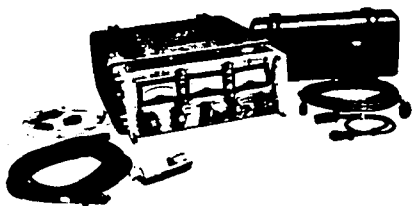
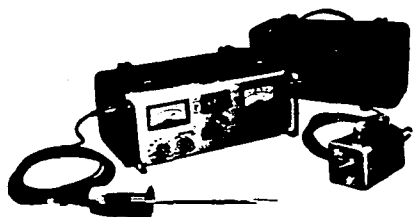
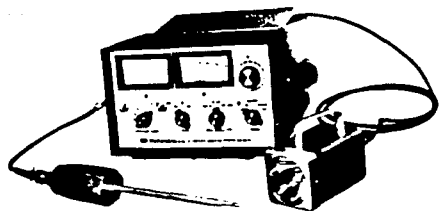


Figura 3.3 Analizadores modelo IRD

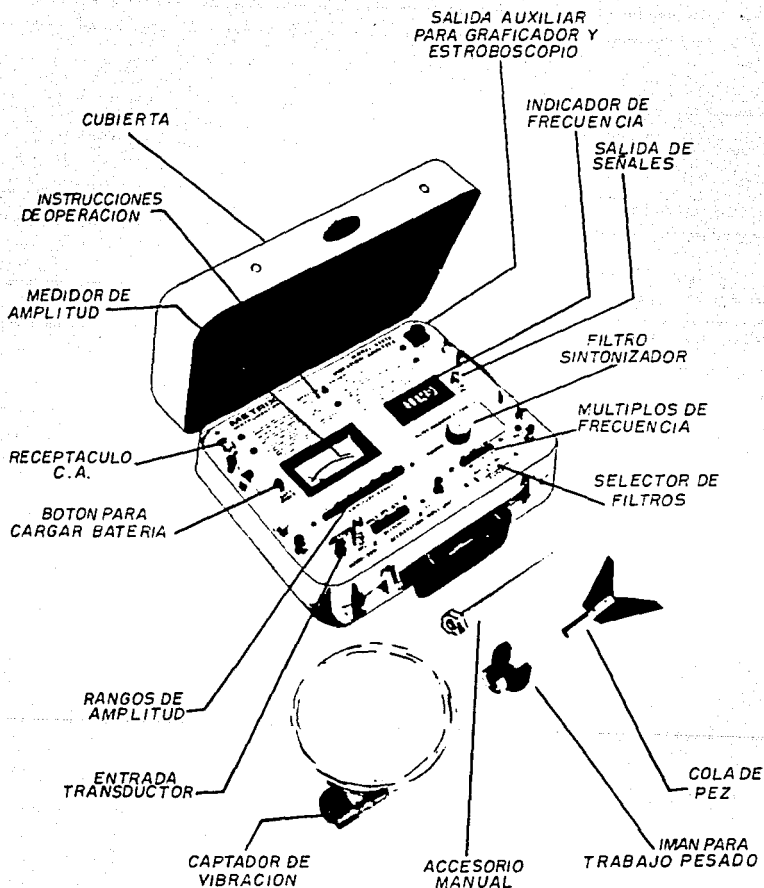


Figura 3.4 Analizador marca METRIX modelo 5282

La bobina de alambre (o conductor) en cambio, como está sostenida por los resortes de baja rigidez, sigue estacionaria en el espacio. Bajo dichas condiciones, el movimiento relativo que hay entre el campo magnético y el conductor em bobinado es idéntico al movimiento de la pieza que se estudia con relación a un punto fijo en el espacio, lo que hace que el voltaje que genera el captador esté en función directa con dicho movimiento relativo.

Mientras más rápido se produce el movimiento, mayor el voltaje. En otras palabras, el voltaje que sale del pick up es directamente proporcional a la velocidad vibratoria.

A medida que cambia la velocidad de la pieza vibratoria cambiará de modo proporcional el voltaje que se genera. De aquí su nombre de pick up de velocidad (o captador de velocidad).

Normalmente, se expresa el voltaje de salida de un captador de velocidad en milivoltios por pulgada por segundo, lo que también se denomina la "sensibilidad" del captador de vibraciones.

La sensibilidad del captador de velocidad no sigue constante, más que dentro de una gama de frecuencias especificada. En el caso de las frecuencias de vibración reducidas se da hasta una disminución de sensibilidad porque a las frecuencias más reducidas la bobina captadora ya no se mantiene inmóvil con respecto al imán. Dicha disminución de sensibilidad que se da en el captador empieza a hacerse sentir a una frecuencia de como 600 CPM y por debajo de los 600 CPM el rendimiento de la curva desciende en forma exponencial. El significado de este hecho radica en que las

lecturas de amplitud que se tomen a frecuencias inferiores a los 600 CPM mediante el captador de velocidad estandar, no son lecturas fidedignas, ya que el medidor de amplitud del instrumento indicará un valor inferior al de la amplitud vibratoria real que se mida.

Aún cuando la sensibilidad se vea reducida a una baja frecuencia, el captador de velocidad estandar sigue siendo muy útil, ya que dicha sensibilidad reducida hará poco o ningún efecto en el empleo del instrumento para el equilibrio o para la detección de cualquier aumento de vibración mecánica de acuerdo con un programa de mantenimiento preventivo. Además, para quienes deben tomar lecturas para compararlas con un criterio específico, dicha reducción de sensibilidad es razonablemente predecible, pudiendo obtener datos exactos mediante el gráfico de factores correctivos. - Fig. 3.6.

Todas las lecturas a las que se aplique el gráfico tienen que ser lecturas filtradas de amplitud, obtenidas mediante el filtro del instrumento analizador de vibraciones. Las lecturas globales como las que se obtienen con el vibrómetro no deben aplicarse al gráfico.

Para hacer uso del gráfico, no se tiene más que fijar la frecuencia de vibración en la escala horizontal al pie del gráfico. A partir de este punto, trace hacia arriba hasta cortar la curva cruzando luego hasta el eje vertical al lado izquierdo leyendo el valor indicado del factor correctivo según la escala. Luego, multiplique la lectura observada del medidor de amplitud con el factor correctivo para poder obtener la amplitud verdadera de la vibración en cuestión.

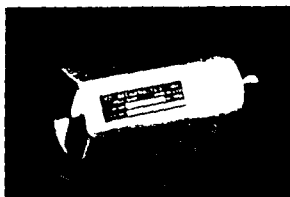
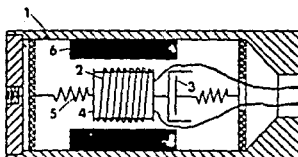


Figura 3.5 a Captador de velocidad sísmica



- | | |
|----------------------|------------|
| 1. Caja del captador | 4. Masa |
| 2. Bobina de alambre | 5. Resorte |
| 3. Amortiguador | 6. Imán |

Figura 3.5 b Construcción básica de un captador de vibración tipo velocidad sísmica

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

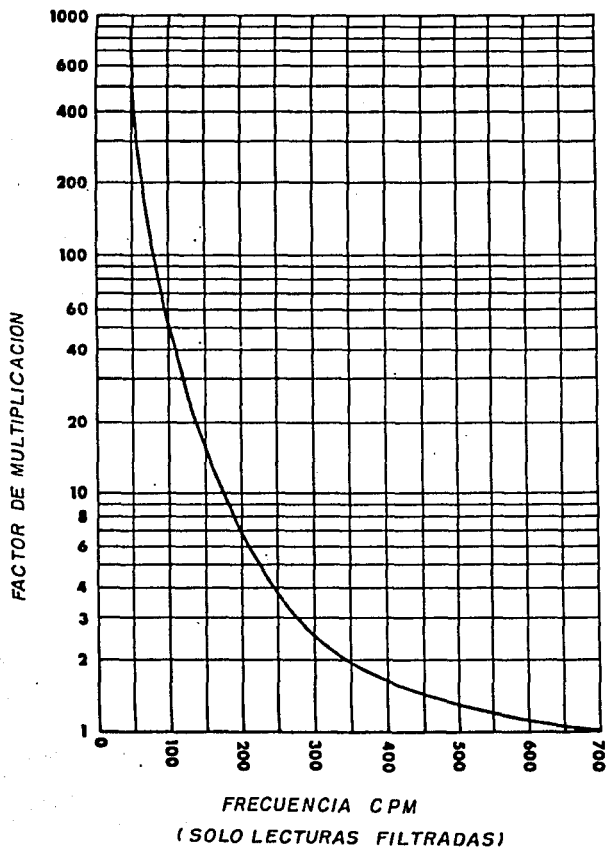


Figura 3.6

La mayoría de los captadores de vibración (pick up) de velocidad son sensibles unicamente a las vibraciones que se den en el sentido de que está apuntado. Además, el captador puede colocarse en cualquier posición que se quiera sin por ello afectar su funcionamiento o su exactitud.

3.2.2 Acelerómetro.

Otro transductor que se utiliza muy a menudo para medir la vibración es el acelerómetro Fig. 3.7, el acelerómetro es un dispositivo autogenerador de salida proporcional a la aceleración vibratoria.

Como la aceleración es función de los valores de desplazamiento y frecuencia al cuadrado los acelerómetros son especialmente sensibles a las vibraciones que se produzcan a frecuencias muy elevadas, lo que hace que sea particularmente útil para medir y analizar la vibración que emiten los engranes o cojinetes antifricción.

Muchas veces se instalan permanentemente los acelerómetros para que actuen como monitores para las vibraciones de las turbinas de gas y otras máquinas de velocidades rotativas muy elevadas.

El tamaño reducido y el peso liviano del acelerómetro hacen que se adapte muy bien a las aplicaciones donde haya espacio limitado y el peso sea factor importante. Además, los acelerómetros son mucho menos sensibles a los campos magnéticos casuales de los que lo son los captadores de velocidad y por eso tienen aceptación para el monitoreo de



Figura 3.7 a Acelerómetro

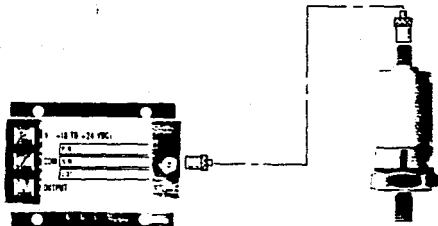


Figura 3.7 b Sistema transductor de aceleración

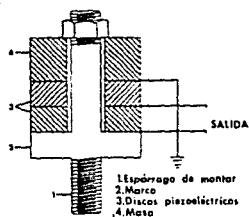


Figura 3. 8 El acelerómetro se vale del material piezoeléctrico que produce una carga eléctrica cada vez que se halla bajo fuerzas vibratorias

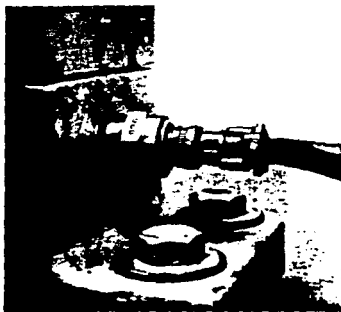


Figura 3. 9 El acelerómetro IRD Mechanalysis que incorpora un amplificador elimina la necesidad de un amplificador externo.

vibraciones de los grandes motores y alternadores de C.A.

3.2.3 Funcionamiento.

En general, el captador acelerómetro tiene un funcionamiento semejante al del captador de velocidad sísmico según indica el diagrama de la Fig. 3.8, excepto que el acelerómetro, en vez de la bobina de alambre que tiene el captador de velocidad, incluye un material que produce una carga eléctrica al ser comprimido (esto es, al aplicarle fuerza), mientras mayor sea la fuerza que se aplique, mayor será la carga eléctrica que se genera. Semejante material se denomina "piezo-eléctrico", pudiendo ser de un cristal natural o sintético o de un material cerámico.

El rendimiento que sale del acelerómetro, esto es, su sensibilidad se expresa en picocoulombs por cada g , siendo la " g ", desde luego la unidad estandar para medir la aceleración que se define como la aceleración producida por la fuerza de la gravedad en la superficie de la tierra.

La salida que rinden los acelerómetros es más bien reducida si se le compara con la salida normal de los captadores tipo velocidad, y por lo tanto, se requiere casi siempre que la salida del acelerómetro sea preamplificada para poder obtener una señal "útil". El acelerómetro que se presenta en la Fig. 3.9, incorpora su propio amplificador, lo que tiene la ventaja de eliminar muchos de los problemas tales como el largo limitado del cable o de la intercambiabilidad de los cables. El acelerómetro que aparece en la -

Fig. 3.9, no incorpora un amplificador, pero si tiene la ventaja de funcionar a una temperatura más elevada junto con su peso y tamaño más pequeño.

3.2.4 Captador Tipo no Contacto.

Hay muchas máquinas de alta velocidad como turbinas acopladas a reductores, bombas centrífugas y compresores, que consisten en rotores de peso relativamente liviano que trabajan dentro de cajas grandes, macizas y entre cojinetes rígidos, debido al peso y rigidez de la caja que cubre la máquina y a los cojinetes, a menudo hay poca evidencia externa de la vibración del rotor o eje, aunque dentro del juego que permite el cojinete estén vibrando excesivamente. Si se trata de una máquina de dicho tipo, se hace necesario medir la vibración del eje para poder saber si corren riesgo las tolerancias de los sellos y cojinetes.

Esta es la función del captador tipo no contacto. En la Fig. 3.10 aparece un captador no contacto típico, sus componentes básicos y la relación que guarda con el eje de la máquina al medir el desplazamiento de la vibración de dicho eje. El captador no contacto mide la vibración del eje más o menos del mismo modo que el captador de velocidad, con el accesorio rozaje, excepto que no hay contacto con la superficie que mide y por lo tanto tampoco hay desgaste del captador o del eje. Además el rozaje proporciona la medida de la vibración del eje con relación a un punto fijo en el espacio (absoluta) mientras que el captador no contacto se utiliza normalmente para medir la vibración del eje relativa a la caja del cojinete.

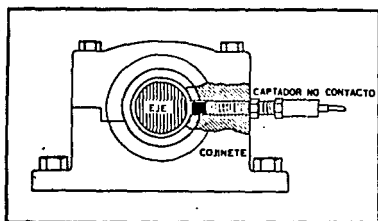


Figura 3.10 El captador no contacto percibe el movimiento relativo entre el eje y cojinete de la máquina.

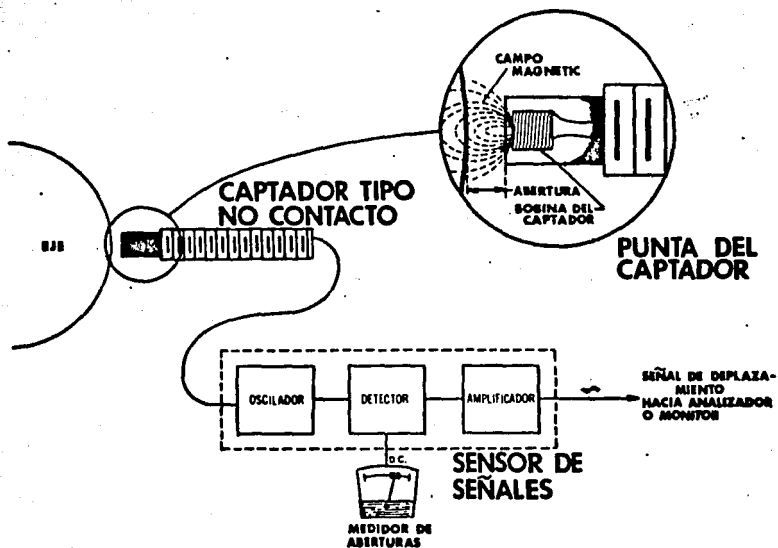


Figura 3.11 Diagrama tipo bloque de la operación del captador tipo no contacto.

A diferencia de los captadores acelerómetros o de velocidad, el de no contacto no es dispositivo autogenerador, sino que requiere fuerza de un "sensor de señales", el cual genera una señal de C.A. de altísima frecuencia que se llama "señal portadora". Esta señal se aplica por un cable especial a una bobina pequeña que hay en la punta del captador no contacto produciendo ahí un campo magnético en la punta. Ver Fig. 3.11.

Cualquier conductor metálico que esté cerca del captador como un eje de acero, absorberá energía del campo magnético que, a su vez, da lugar a una reducción proporcional en la amplitud de la señal portadora. Cada vez que cambia la distancia (GAP) que separa la punta del captador del objeto metálico (eje), cambiará igualmente la amplitud de la señal portadora. Se detectan los cambios instantáneos habiendo en la amplitud o en las modulaciones de la señal portadora en la forma de una señal de C.A. proporcional al desplazamiento vibratorio de pico a pico del eje.

Se instalan los captadores tipo no contacto en la máquina con la punta del captador cerca del eje rotatorio. La distancia que separa la punta y el eje de un captador dependerá del tipo de captador, el material del eje y la calibración del sistema.

Para poder facilitar la instalación del captador tipo no contacto con la seguridad de tener ajustada la abertura en todo momento, el medidor de abertura del instrumento accesorio o monitor da lectura de la misma. Pueden tomarse lecturas de abertura mientras gira el eje (abertura media) o sin

girar el eje (abertura estática). El medidor de aberturas proporciona los medios para instalar y ajustar el captador-no contacto, cosa indispensable donde no sea posible ningún método de medir físicamente la abertura, como por ejemplo; con la máquina en marcha o en el caso de que el captador - se halle instalado, dentro del cojinete de la máquina, sin haber acceso a la punta del mismo.

El uso de los captadores tipo no contacto puede dar resultados inexactos, si no se presta atención especial a los de talles como al material que compone el eje. Distintas condiciones, tales como el cromado, variaciones en las aleaciones, el empleo de materiales no ferrosos, etc. pueden producir errores considerables en las lecturas obtenidas mediante estos captadores.

3.2.5 Palo para Ejes.

Muchas veces resulta útil saber cual es la vibración real de un eje para poderla comparar con la de la cubierta del cojinete, lo que pasa a menudo en el caso de las máquinas - de alta velocidad como las turbinas, las bombas centrífugas y los compresores, donde tanto la cubierta de la máquina como los cojinetes presentan muy poca vibración, aún cuando - el rotor y el eje estén vibrando excesivamente.

El palo para eje, que se ve en la Fig. 3.14.a, cuando - se utiliza junto con el captador de velocidad constituye un modo conveniente de medir la vibración de un eje. El palo-para eje, no es más que un palo de madera dura en forma de cola de pez, provisto de un eje o espárrago que puede ser -

de madera o aluminio, donde se conecta el captador. La forma que tiene de cola de pez, da los dos puntos de contacto - que se requieren para sostener el palo para eje contra la - circunferencia del eje que gira, y que permite también el - empleo en cualquier eje o rodillo. Además, la punta del palo tiene forma cónica para reducir la superficie de contacto con el eje para reducir a su vez, la fricción e impedir el castañeteo. Los ejes deberán ser lisos de preferencia - acabado de torno 250 μ in o rectificado 32 μ in.

Si se aplica el palo en cualquier eje que tenga corrosión, picaduras, melladuras o que sea de superficie, por otro motivo aspera, se obtendrán datos dudosos, dañando la superficie de contacto del palo. La sintonización del filtro del analizador con la frecuencia de la velocidad rotatoria, normalmente mejorará los resultados que se obtienen. También, hay que evitar las cuñas y cuñeros, tornillos de ajuste y agujeros de lubricación.

En el caso de velocidades del eje que rebasen 3600 RPM, se tendrá que evitar el contacto del palo durante mucho tiempo, puesto que el aumento de calor debido a la fricción podría quemar el palo o hasta rayar el eje. Se recomienda, pues, aplicar un aceite de lubricación medio espeso para reducir tanto la fricción como el aumento de calor en los ejes de alta velocidad.

No se recomienda tomar lecturas con el palo en ejes que superen las 12,000 RPM, debido al alto riesgo de accidentes del analista.



Figura 3.14a El palo para eje es una herramienta valiosa para el análisis y problemas de balanceo

Del mismo modo que palpa la vibración de un eje el palo también destaca cualquier falta de redondez o excentricidad del eje.

Aunque haya errores en las mediciones tomadas mediante el palo para ejes por irregularidades geométricas del eje, variaciones en la presión aplicada o cambios habidos en la posición angular, el palo sigue siendo una herramienta muy valiosa en el análisis y balanceo en campo.

3.2.6 Rozaejes.

Aunque sea conveniente el palo para ejes en revisiones periódicas de vibraciones, análisis y equilibrado en el sitio, en los casos en que se desee observar constantemente la vibración "absoluta" del eje, se utiliza el accesorio roza eje como el que se ve en la Fig. 3.14.b.

El accesorio rozaejes se instala en forma permanente en la cubierta del cojinete de la máquina, consiste de una sonda con resorte que se mantiene en contacto firme contra el eje rotatorio para seguir con exactitud el movimiento del eje. La sonda está provista de una punta no metálica de larga duración, instalada dentro de la zona de contacto del cojinete para lubricar la punta. Un captador de velocidad o acelerómetro montado sobre el rozaejes proporciona la salida eléctrica proporcional de la vibración "absoluta" del eje (con relación a un punto fijo en el espacio).

Los captadores de vibraciones tipo rozaejes se instalan normalmente sobre las grandes máquinas rotativas como los -

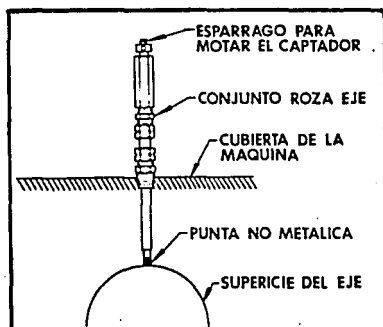
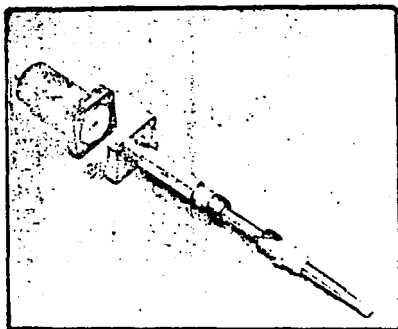


Figura 3.14b Accesorio rozaejes I R D

turbogeneradores con rotores más bien pesados. En el caso de estas máquinas grandes y otras similares en las cuales las velocidades superficiales del eje son moderados, se prefiere medir la vibración absoluta del eje para vigilar el estado de las máquinas y para realizar el balanceo dinámico en el sitio de operaciones.

En el caso de las máquinas de alta velocidad que tienen rotores de peso relativamente liviano, se prefiere por lo general medir la vibración del eje con relación al cojinete. Las medidas de vibración "relativa" del eje, se obtienen por medio de captadores tipo no contacto.

3.3 ANALIZADOR DE VIBRACIONES.

Los medidores de niveles de vibración global proporcionan una indicación del estado de la maquinaria en general. Sin embargo, para poder identificar los problemas debemos poder medir y comparar todas las características que definen la vibración: la amplitud, la frecuencia y la fase. Esta es la misión del analizador. Además, la mayoría de las vibraciones que afectan la maquinaria son algo complejas, ya que consisten en muchas frecuencias diferentes, que se producen al mismo tiempo, por lo tanto, siendo compleja la vibración, el analizador debe tener la capacidad de separar cada frecuencia de las demás para poderla medir sola.

La amplitud de vibración se lee mediante el medidor de amplitud que tiene el analizador, según se ve en la Fig. 3.15. La gama de escala entera del medidor así como la escala empleada (superior o inferior) se selecciona por medio del selector de gama amplitud.

Generalmente todos los analizadores de vibración tienen rangos de medición de amplitud de:

- .1, .3, 1, 10, 30, 100 MILS, pk-pk
- .1, .3, 1, 10, 30, 100 IPS, pk
- .1, .3, 1, 10, 30, 100 G'S, pk

En la escala superior de la carátula del equipo, generalmente están marcados los valores múltiplos de .1 y en la escala inferior los múltiplos de .3.

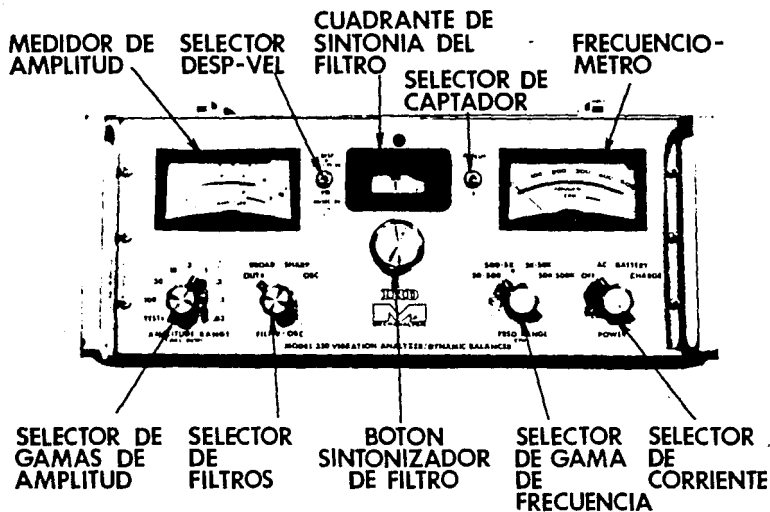


Figura 3.15 Funciones y controles del analizador de vibraciones y balanceador

3.3.1 Frecuenciómetro.

La frecuencia de vibración que se mide, aparece en el -- frecuenciómetro del analizador, ver Fig. 3.15, la frecuencia de vibración se lee directamente del medidor en ciclos-por minuto (CPM).

La gama de frecuencia del medidor queda determinada por el selector de gamas de frecuencia. Este selector en algunos equipos es por medio de botones que se oprimen para seleccionar frecuencias de:

120 CPM a 1200 CPM
1200 CPM a 12000 CPM
12000 CPM a 120000 CPM

o por medio de botones de giro para seleccionar frecuencias-de:

50 CPM a 500 CPM
500 CPM a 5000 CPM
5000 CPM a 50 000 CPM
50 000 CPM a 500 000 CPM

El frecuenciómetro dará la frecuencia más fuerte o la -- que más predomina; la cual es generalmente coincidente con la velocidad de rotación de la pieza que está causando el -- problema. Cuando están presentes varias frecuencias, ninguna de las cuales es mucho mayor que las otras, el frecuenciómetro no puede determinar cual frecuencia medir, ya que se necesita la frecuencia para decir que pieza está causando el problema, de esta forma son necesarios algunos medios para separar dichas frecuencias.

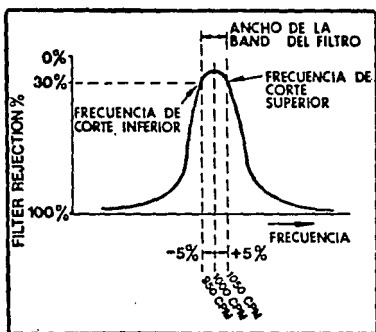


Figura 3.16 Respuesta típica de un filtro IRD

3.3.2 Filtro Sintonizable.

Como puede que una máquina tenga más de una frecuencia de vibración al mismo tiempo y puesto que tenemos que contar con las medidas de frecuencia para identificar los problemas específicos de una máquina, necesitamos encontrar algún modo de "tapar" todas las frecuencias menos una, para poder ver que parte o partes presentan problemas y por lo tanto requieran corrección. Es este el objetivo del filtro sintonizable que es muy semejante al sintonizador de un radio, puesto que sirve para rechazar las emisoras que no se quieren escuchar para poder recibir la que se desee.

Para poder utilizar debidamente el filtro sintonizable, es importante comprender algunas de las características de los filtros.

Antes que nada, hay que reconocer que el filtro sintonizable no podrá rechazar todas las frecuencias de vibración menos la que se busca sintonizar, ya que se sintoniza realmente el filtro a una banda de frecuencia angosta, aceptando las frecuencias que queden dentro de la banda y al mismo tiempo rechazando cada vez más las frecuencias fuera de la banda.

Una curva de respuesta típica de un filtro aparece en la Fig. 3.16. Nótese que el ancho de la banda del filtro queda definido por las frecuencias de corte superiores e inferiores.

Las frecuencias de corte de un filtro son las que por encima y por debajo de la frecuencia central sintonizada donde

la respuesta dada a una señal sea de como 30% menos de la respuesta máxima. En otras palabras, en la frecuencia de corte, una señal se verá reducida en un 30% de su amplitud verdadera. Más allá de las frecuencias de corte estará reducida la señal mucho más.

Ordinariamente se expresa el ancho de banda de un filtro como un % que interviene entre la frecuencia central sintonizada del filtro y las frecuencias de corte superior e inferior. Por ejemplo, el ancho de la banda del filtro que se ve en la Fig. 3.16, es de $\pm 5\%$, lo que quiere decir que el ancho de la banda se extiende en 5% por encima (+) y 5% por debajo (-) de la frecuencia sintonizada.

Se sintoniza un filtro así a la frecuencia de 1000 CPM, se dará un ancho de banda que iría de 950 CPM por un lado hasta 1050 CPM por el otro, o sea un ancho de 100 CPM. (esto es, $5\% \times 1000 = 50$). Además, el mismo filtro sintonizable a la frecuencia de 10 000 CPM tendría un ancho de banda desde 9500 CPM hasta 10 500 CPM, o sea de 1000 CPM. Como se verá, el ancho de la banda efectivo de un filtro depende de la frecuencia que se sintonice.

Es importante entender las características de los filtros en este sentido: supongamos que nuestro filtro de $\pm 5\%$ está sintonizado a una frecuencia vibratoria a 1000 CPM y que su amplitud sea de 0.5 in/seg. Además, supongamos también que hay presente una vibración a 1.0 in/seg. a una frecuencia de 950 CPM, siendo de 30% la razón del rechazo del filtro en cuestión.

El resultado neto será que pasarán dos señales vibracionales por el filtro al mismo tiempo: 0.5 in/seg. a 1000 CPM

y de 0.7 in/seg. a 950 CPM. Claro que la frecuencia de la vibración más fuerte será la que se indica en el frecuenciómetro, aunque esté ajustado a 1000 CPM. Según parece, semejante comportamiento por parte del filtro sería indeseable, pero mientras se pueda detectar la fuente de vibración más fuerte, se podrá identificar el defecto y resolver el problema.

La mayoría de los analizadores IRD tienen dos filtros para ancho de banda; uno lo llaman ancho y otro agudo, mientras que los analizadores Metrix y Bruel and Kaejer, tienen sólo un ancho de banda. El filtro ancho tiene anchura de $\pm 5\%$ y el agudo de $\pm 2.5\%$.

El filtro que se desea usar es seleccionado y puesto en marcha por el selector de filtros, Fig. 3.15.

Normalmente se escoge el filtro ancho para una exploración rápida de las gamas de frecuencia a fin de determinar enseguida que frecuencias de vibración están presentes. El filtro agudo proporciona mejor rechazo y selectividad y es el que se utiliza cuando se estudia una vibración.

3.4 LAMPARA ESTROBOSCOPICA.

La lámpara estroboscópica es parte necesaria del analizador de vibraciones, esta lámpara emite una luz de alta intensidad que pulsa sincronizada con la frecuencia vibracional que se mide.

El principio de la medición de la lámpara estroboscópica descansa sobre una comparación de la velocidad de relampagueo, conocida de una lámpara con la velocidad de rotación-desconocida de un objeto.

Cuando la razón de relampagueo de la lámpara en flashes/min, es idéntica con la razón de rotación de un cuerpo en RPM (ciclos/min.), el cuerpo parece estar en reposo y de esta forma si una marca es hecha sobre el cuerpo, ésta será iluminada siempre en la misma posición.

Si la razón de relampagueo es ligeramente más lenta que la razón de rotación, el cuerpo aparecerá rotando a una velocidad lenta en el sentido de rotación normal, esto se debe a que cualquier punto dado sobre el cuerpo avanza ligeramente más rápido por cada tiempo de relampagueo de la lámpara.

Si la razón de relampagueo es ligeramente más rápida que la razón de rotación, el cuerpo aparecerá rotando a una velocidad lenta pero en sentido inverso de la rotación normal, esto se debe a que puntos sucesivos sobre el cuerpo son iluminados por cada tiempo de relampagueo y esto dentro del campo de visión humano se observa al cuerpo girando en sentido opuesto al normal.

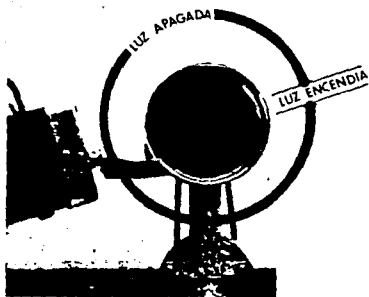


Figura 3.18 La luz estroboscópica pulsa en sincronía con la vibración

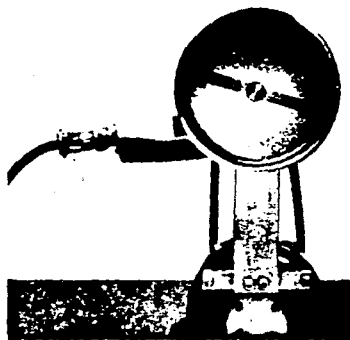


Figura 3.19 Luz estroboscópica a 2 x Rpm

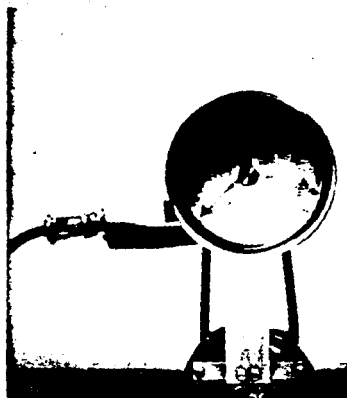


Figura 3.20 Marco de referencia "CONGELADA" en tres posiciones.

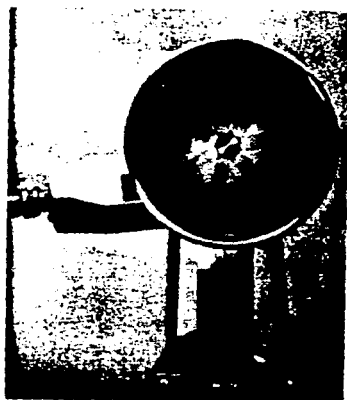


Figura 3.21 Imagen estroboscópica errática

El empleo de la luz estroboscópica para identificar la fuente de la vibración es muy importante, la frecuencia de vibración suele ser igual a la velocidad rotatoria de la parte defectuosa o una múltiple de la misma.

La lámpara estroboscópica se conecta al analizador, Ver Fig. 3.17, ésta pulsa a una razón determinada por la frecuencia de vibración, la parte que causa el problema muchas veces parece inmóvil bajo la luz. La polea de la Fig. 3.18 permanece inmóvil con una marca visible bajo la luz estroboscópica a la frecuencia vibracional de $1 \times \text{RPM}$. Pero si la frecuencia de vibración se da a $2 \times \text{RPM}$, digamos debido a juego mecánico, se podrá ver la polea parada con la marca de referencia en dos posiciones, tal como se ve en la Fig. 3.19. La Fig. 3.20 hace ver la marcha congelada en tres posiciones, lo que podría pasar si la frecuencia fuese de $3 \times \text{RPM}$.

Algunas veces parece como si el rotor no estuviera inmóvil bajo la luz estroboscópica. La imagen puede ser errática como la que aparece en la Fig. 3.21, lo que acontece cuando la vibración es inestable o compleja. Podría ser también que la vibración viniese de otra fuente. De ser así, se debe usar el filtro sintonizable.

3.4.1 Frecuencia Máxima de Pulsaciones Estroboscópica.

Normalmente se limita la frecuencia máxima de las pulsaciones de la luz estroboscópica a fin de conservar la bombilla. Por eso, algunos analizadores tienen fijada la frecuencia máxima en $15\ 000$ flashes/min. Mientras que otros -

la limitan a 5000 flashes/min. Para frecuencias de vibración por encima de dicha frecuencia máxima, el analizador - hará automáticamente que pulse la luz estroboscópica a fracciones de la frecuencia máxima, por ejemplo, a $1/2$, $1/3$ ó $1/4$ etc.

La importancia que tiene mencionado hecho, lo subraya el ejemplo que sigue: supongamos que la frecuencia máxima de pulsaciones de su luz estroboscópica es de 5000 flashes/min. mientras que la velocidad rotatoria (RPM) de la máquina es de 4600 RPM. Si se mide la vibración a $2 \times$ RPM o sea 9200-CPM, la luz estroboscópica deberá pulsar a una fracción de los 4600 flashes/min. Como se trata de una frecuencia igual a la velocidad rotatoria no se verá más que una marca bajo la luz estroboscópica, aunque la frecuencia que se mide es de 2 veces las RPM. Resulta que serán visibles dos marcas únicamente cuando la vibración de $2 \times$ RPM queda precisamente en la frecuencia máxima de pulsación de la luz estroboscópica o por debajo de ella.

Pueden sacarse dos conclusiones del ejemplo anterior:

- 1o. En primer lugar, la relación que existe entre la frecuencia de una vibración y las RPM de una máquina (es decir, si la frecuencia que se mide es de 1, 2, 3, etc. veces las RPM) no debe ser determinada exclusivamente por el número de marcas de referencia que aparezcan bajo la luz estroboscópica.
- 2o. Cuando se desconocen las RPM de la máquina, la frecuencia que parezca inmovilizar una marcha no debe ser considerada automáticamente como igual a la velocidad rotatoria. En el ejemplo que aparece arriba, solo apa

recio una marca aunque la frecuencia medida fuera de $2 \times \text{RPM}$. En la máquina en cuestión solo se observaría una marca a las frecuencias de 1, 2, 3, 6 4 6 más múltiplos de la velocidad rotatoria. Además, no aparecería si no una marca a las frecuencias de $1/2$, $1/3$ ó $1/4$ menos RPM.

Hay un procedimiento en que se utiliza la luz estroboscópica para determinar la velocidad rotacional de una máquina - se describe más adelante.

La lámpara estroboscópica se utiliza para confirmar las lecturas del frecuenciómetro.

Normalmente el frecuenciómetro de un analizador proporcionará indicaciones de frecuencia exactas dentro de $\pm 2\%$ de la gama del aparato de la escala completa. Sin embargo, la resolución y la exactitud del frecuenciómetro son tales que es imposible determinar la frecuencia hasta un ciclo preciso.

Por resultado, a menudo se hace la siguiente pregunta: ¿es la frecuencia que se indica exactamente igual a la velocidad rotacional (o una múltiple de la misma) de alguna parte de la máquina? Fácilmente se contesta dicha pregunta - gracias a la luz estroboscópica. Como tanto la luz estroboscópica como el frecuenciómetro son "disparados" por la misma señal vibracional, si la frecuencia y las RPM de la máquina - o (múltiplos) son iguales, la luz estroboscópica hará parecer inmóvil el rotor, siendo visibles una o más referencias.

Sin embargo, si la frecuencia que se mide no resulta exactamente idéntica a la velocidad del eje o algún múltiplo de la misma, entonces el eje no aparecerá inmóvil bajo la luz -

estroboscópica. Por ejemplo, si la vibración en realidad proviene de otra parte de la máquina o tal vez de otra máquina cercana, la imagen estroboscópica podrá parecer errática como la que aparece en la Fig. 3.2, ó la marca hasta podrá dar la sensación de estar girando lentamente.

3.4.2 Medición de la Fase.

Otro propósito que comunmente sirve la luz estroboscópica, es el de medir la fase de vibración. La medición de fase se resulta a menudo indispensable en el análisis de la vibración para poder diagnosticar problemas mecánicos específicos. Además, las medidas de fase son especialmente útiles para equilibrar piezas rotativas, debido al hecho de que la posición de las marcas de referencia cambian cada vez que se cambia la posición del desequilibrio. Puede valerse pues de la posición de la marca de referencia para determinar el sitio exacto donde se debe hacer correcciones de peso.

Lo primero que se hace al utilizar la luz estroboscópica para medir la fase, es establecer una referencia común a partir de la cual se realizarán todas las medidas de fase.

Normalmente, se aplica una marca de referencia a un extremo del eje para poderla ver bajo la luz estroboscópica. La referencia puede ser de gis o de pintura, o se puede tomar como referencia una cuña o cuñero ya existente. En algunos casos, se trata de una máquina que no debe ser parada y se halla sin cuña o cuñero visible, en vista de lo cual se puede utilizar cualquier desperfecto, abolladura, mancha de corrosión u de grasa que tenga el eje.

Es una práctica común en la industria mirar el extremo - del eje como si fuera la cara de un reloj imaginario. En cuyo caso la fase de la vibración media en la Fig. 3.18 sería de 2:00 horas.

El sistema de referencia a base de la cara de un reloj es el que se usa más a menudo para observar la fase con fines - de comparación general.

Si se desea medir la fase con mucha precisión (como para el balanceo) un sistema de referencia angular (de 0° a 360°) como se ve en la Fig. 3.22 es el que se utiliza.

La Fig. 3.22 muestra una medida de fase de 75° . Al realizar estas medidas de fase hay que tomar ciertas precauciones para poder obtener datos exactos y confiables:

Primero, la dirección del eje del captador, junto con la marca de referencia en el extremo del eje que gira y la cara superpuesta del reloj o referencia angular sirve para establecer la "referencia fija" que permite tomar lecturas de fase comparativas. Así es que la dirección del captador no debe ser cambiada de una lectura a otra.

Pero si resulta necesario cambiar la dirección del captador, habrá que tomar nota de lo mismo, para poder realizar - las correcciones correspondientes en las lecturas de fase para hacer las comparaciones que el caso requiera.

Para demostrar la importancia que tiene la dirección del captador, se mide la fase estando el captador en dirección - horizontal sobre el cojinete según se ve en la Fig. 3.23, y luego se mueve el captador al otro lado del cojinete de manera

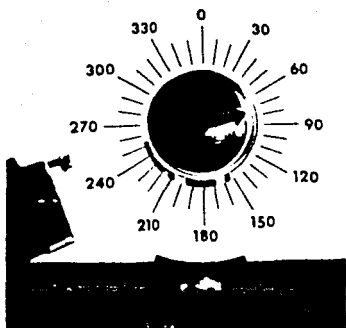


Figura 3.22 Si se necesitan lecturas de fases exactas, como en el caso de practicar un balanceo, se utiliza normalmente una referencia física angular.



Figura 3.23 Cualquier cambio que se imparta en la dirección del eje de captador trae por resultado un cambio correspondiente de fase.

que el eje del captador este cambiado 180° . Con lo que resulta un cambio de 180° en las lecturas de fase con respecto a la posición original.

Hasta los cambios más pequeños en la dirección del eje del captador producirá una modificación correspondiente de fase, por ejemplo, al trabajar con el captador de vibraciones en la mano cualquier inestabilidad que permita alterar el ángulo del captador, dará por resultado lecturas de fase inestables. Esto tiene especial importancia al tomar lecturas de fase para fines de balanceo para lo cual es indispensable que sean exactas para obtener resultados confiables.

Segundo, al utilizar el filtro sintonizable del analizador para tomar lecturas de amplitud y fase, es de vital importancia que el filtro esté debidamente ajustado para cada lectura. Aunque un ligero desajuste de el filtro, tal vez no modifique de modo apreciable la lectura de amplitud, la lectura de fase, en cambio podrá ser alterada en varios grados.

Tercero.- Al realizar lecturas comparativas de fase, se tendrá que evitar cambiar de un parámetro de amplitud a otro. Por ejemplo, las lecturas de fase que se tomen al medir el desplazamiento, se diferencian de las de velocidad en 90° exactamente, debido a que la velocidad es la derivada del desplazamiento y sus funciones están fuera de fase 90° .

3.4.3 Oscilador Interno.

Los analizadores de vibración estandars se suministran -

provistos de un oscilador interno ajustable. Este oscilador interno constituye un modo independiente de hacer pulsar la luz estroboscópica y está totalmente separado de la fuente de vibración.

El oscilador interno es puesto en marcha pasando el selector de filtros a la posición oscilatoria. Ver Fig. 3.15. La frecuencia a la que el oscilador interno dispara la luz estroboscópica es ajustable a través de toda la gama de - frecuencias del analizador. Sin embargo, el régimen de - pulsaciones de la luz estroboscópica se subdivide automáticamente por encima de la frecuencia de pulsaciones máximas de la luz al igual que lo hace en lo que respecta a las - frecuencias de vibración. Se ajusta el oscilador por medio del botón para sintonizar el filtro, apareciendo la - frecuencia del oscilador en el frecuenciómetro, mientras - funcione el oscilador interno, el medidor de amplitud dará lectura de cero.

El oscilador interno que se utiliza en conjunto con la - luz estroboscópica ofrece tres ventajas importantes;

- 1) Realizar estudios en "movimiento lento"
- 2) Facilitar la sintonización del filtro
- 3) Determinar la velocidad rotatoria de (RPM) de una parte.

Quando hay partes que vibran rápidamente, se dificulta al ojo seguir el movimiento. Normalmente, la incapacidad del ojo de seguir el movimiento de una parte que vibra hace que ésta parezca borrosa. Los estudios en movimiento - lento que se han hecho con el oscilador y la luz estrobos-

cópica proporcionan una manera de observar condiciones dinámicas que de otro modo no podrían estudiarse a menos que se tuviera una cámara de cine de alta velocidad.

Es fácil utilizar el oscilador interno y la luz estroboscópica para los estudios en movimiento lento, no se tiene - mas que ajustar la frecuencia de pulsación de la luz estroboscópica a razón un poco más lenta o más rápida que la de la parte, lo que hará parecer que la pieza se mueve más despacio. Por ejemplo, dado el caso de un eje que gire a 1800 RPM, si ajustamos el oscilador interno a la frecuencia de 1780 CPM el eje dará la sensación de que este dando vuelta a 20 RPM bajo la luz estroboscópica. $(1800-1780 = 20)$.

El retardar así el movimiento aparente, nos permite observar el movimiento relativo de las distintas partes, así como otras condiciones que podrían afectar en forma gradual el funcionamiento de la unidad. Por ejemplo, se da un caso en que se detecto un alto nivel de vibración en una unidad-motor-abanico de accionamiento directo, poco después de su puesta en marcha. La observación en movimiento lento del acoplamiento reveló en el cople un ligero vaivén axial, la inspección visual que se llevo a cabo después de parar la máquina reveló que se había instalado una cuña más pequeña que lo debido, al colocar el cople sobre el eje del abanico. La instalación de una cuña del tamaño debido en vez de la pequeña, eliminó tanto el movimiento del acoplamiento, como la alta vibración.

Si se conoce la velocidad rotatoria de una máquina, se puede aprovechar el oscilador para sintonizar rápida y exactamente el filtro a dicha velocidad o a múltiples de la misma. Por ejemplo, supongamos que quisieramos sintonizar el-

filtro a la velocidad rotatoria (RPM) de un motor por 1725 - RPM. Para hacerlo, tendríamos que ajustar el oscilador interno a como 1725 RPM y hacer cualquier otro ajuste menor - hasta que el eje del motor pareciera inmóvil bajo la luz estroboscópica.

Al ajustar el oscilador interno, se ajusta a la vez el filtro sintonizable, de manera que al colocar el filtro en posición de banda ancha o banda angosta se halla ya sintonizado automáticamente a la frecuencia de la velocidad rotatoria del motor, siendo esto un modo más rápido y más fácil de sintonizar el filtro sin recurrir a un ajuste fino para obtener la amplitud pico.

Si se desconoce la velocidad rotatoria (RPM) de una máquina, se puede determinar rápida y fácilmente, mediante el oscilador interno y la luz estroboscópica. Para hacerlo, ajuste inicialmente el oscilador interno a razón de 5000 flashes/min. Ahora bien, reduzca lentamente las pulsaciones observando al mismo tiempo la marca de referencia sobre la pieza que gira con la luz estroboscópica. Siga reduciendo la frecuencia de las pulsaciones hasta llegar al punto donde aparezca inmóvil una sola marca de referencia. Fijarse en dicha frecuencia de pulsación indicado en el medidor. Esto es lo que llamamos la primera lectura o R1.

Después de apuntar el valor de R1 siga reduciendo poco a poco la frecuencia de las pulsaciones hasta que nuevamente se vea como "congelada", una sola marca de referencia bajo la luz estroboscópica. Tome nota de dicho valor llamándolo R2.

Una vez determinados los valores de R1 y R2, se calcula la velocidad rotatoria de la pieza en cuestión a base de la formula que sigue:

$$\text{RPM} = \frac{R1 \times R2}{R1 - R2}$$

La técnica que se acaba de describir para saber la velocidad rotatoria de una pieza dará resultados para dos frecuencias de pulsación adyacentes que dejen inmóvil una pieza con una marca de referencia bajo la luz estroboscópica, pero es importante no saltar una frecuencia que de una sola marca o las RPM que se calculen resultarán incorrectas.

3.4.4 Graficador.

La mayoría de los analizadores, así como monitores, y algunos medidores incorporan medios para conectarle un graficador de C.D. Fig. 3.24. El voltaje que sale del instrumento es proporcional a la lectura indicada por el medidor de amplitud. Un receptor de potencia en el analizador dispone de un voltaje C.D. en proporción a la amplitud de vibración que se necesita para impulsar el eje vertical o "y" de la grabadora y otro receptor dispone de un voltaje C.D. en proporción a la frecuencia filtrada que se necesita para impulsar el eje horizontal "X" de la grabadora. Así, mientras que el operador ajusta el filtro manualmente a través de la gama de frecuencias, la grabadora o graficador traza automáticamente la información de amplitud contra la información de frecuencia.

La Fig. 3.25 es un ejemplo típico de la información de análisis que se obtiene, de esta manera se dice que esta técnica es semiautomática, desde el punto de vista que la información se graba automáticamente en el graficador X-Y, mientras que el operador adapta el filtro manualmente a través de la gama de frecuencias.

Es evidente que para realizar un análisis completo de la vibración, se tienen que trazar planos de las direcciones horizontal, vertical y axial en cada punto de apoyo de la unidad. La información de la Fig. 3.25 está ordenada de manera que estos tres grupos de medidas por cada punto de apoyo se puedan incluir en una sola gráfica.

Existen tipos de papel para graficador que tienen espacio para incluir un bosquejo de la máquina o unidad y otra información importante, tal como el parámetro de amplitud, la gama de amplitudes, la ubicación de un captor, la identificación de la máquina, los estados de funcionamiento, etc.

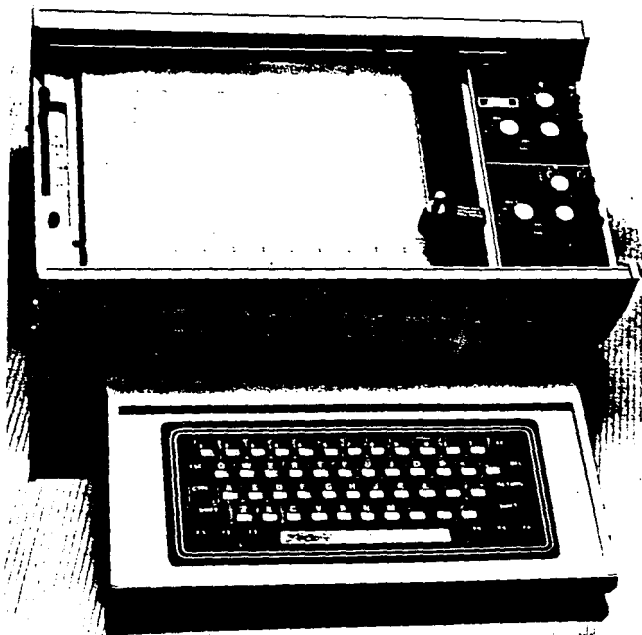


Figura 3.24 Graficador serie 700 marca METRIX el cual se conecta al analizador.

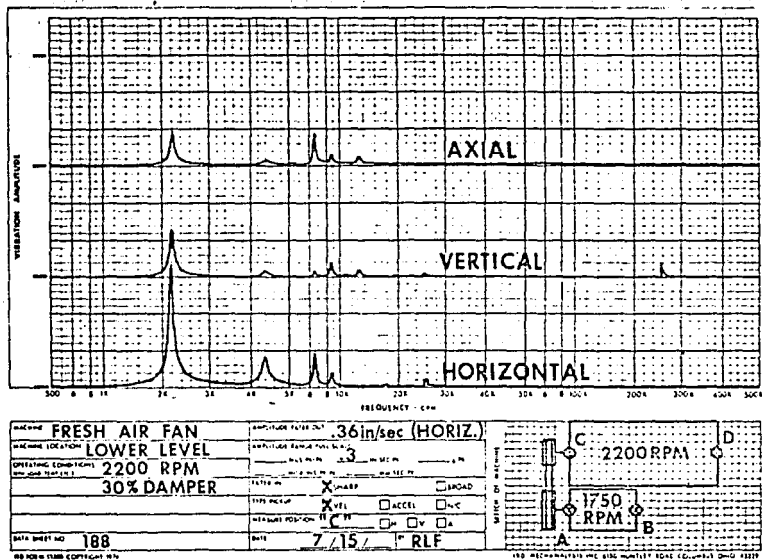


Figura 3.25 Datos grabados por graficadora X y sobre amplitud
contra frecuencias vibracionales

CAPITULO IV

ANALISIS DE LA VIBRACION

El propósito de este tema es el de identificar los problemas de vibración; así como sus causas en los reductores de velocidad, máquina motriz y maquinaria accionada.

4.1 OBJETIVO DEL ANALISIS.

Generalmente se realiza un análisis de vibración en la maquinaria durante inspecciones regulares por parte de los departamentos de mantenimiento en muchas industrias, o quizá un monitor de vibraciones da una señal de alarma, lo que indica que la máquina tiene averías en formación. Evidentemente, el siguiente paso es el de analizar la vibración para determinar el por qué.

4.2 INFORMACION DE APOYO.

La información de análisis que se obtiene cuando la máquina se encuentra en buen estado de funcionamiento se llama información de referencia o de apoyo y sirve de base para efectuar futuras comparaciones con las revisiones y los análisis regulares.

El proceso de análisis se divide en dos etapas:

- 1) Adquisición de información
- 2) Interpretación de información

El proceso de adquisición de información que se resume - aquí, es simplemente una forma de medir y anotar en detalle las características de vibración que se necesitan para detectar y corregir el o los defectos mecánicos.

Para interpretar la información, el dato anotado se compara con la información anterior de la máquina.

En el caso de ser unidades nuevas que se van a probar o - cuando no se tenga información de apoyo sobre esas unidades, simplemente se utiliza la carta de severidad de vibración - que se aplica a la maquinaria en general o estándares publicados por AGMA para comparar la vibración.

Un buen analista mantiene notas detalladas de sus medidas. Con esto se evita confusión y se dispone de un registro histórico para consultas futuras.

Para simplificar el registro de la información de análisis, se desarrolla un reporte como el que aparece en la - Fig. 4.1. Este reporte permite el registro de toda la información que generalmente se requiere.

Para poder identificar los puntos de medición, tanto para uso inmediato como para consultas futuras, se debe elaborar un bosquejo completo del sistema. Generalmente se necesita un diagrama de bloques como el que aparece en la Fig. 4.1.

MECANICA FALK, S.A. DE C.V.

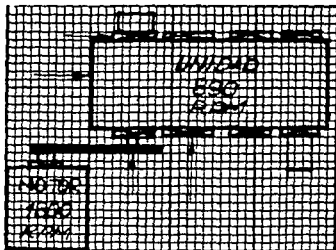
Figura 4.1

CONTROL DE CALIDAD

REPORTE DE ANALISIS
DE VIBRACIONES

REPORTE 030
FECHA 31-OCT-86

UNIDAD 199YN3-5
O.T. 91814-02
RELACION 44.82181
VEL. ENT. 870 RPM 990 RPM
VEL. SAL. 19.8 RPM 22.2 RPM
HP MOTOR 400
HP CAT. 700
F.S. 1.75



CONVENCION
H: Horizontal
V: Vertical
A: Axial

RECEPTOR	SIN FILTRO						CON FILTRO						
	DESPL.		VELOCIDAD		DESPL.		DESPL.		DESPL.		DESPL.		
	MILS	CPM	IN/SEG	CPM	MILS	CPM	MILS	CPM	MILS	CPM	MILS	CPM	
TREN A.V.	H	1.2	990	0.05	990	1.1	990	0.05	1920	---	302	---	36630
	V	1.5	990	0.06	990	1.5	990	0.02	1980	---	302	---	36630
	A	0.6	990	0.03	990	0.6	990	0.02	1980	0.01	302	---	36630
1er TREN INT.	H	1.2	990	0.04	990	1.2	990	0.04	1980	---	302	---	6040
	V	1.4	990	0.05	990	1.4	990	0.04	1980	---	302	---	6040
	A	0.2	990	0.01	990	0.14	990	0.05	1950	0.02	302	---	6040
2o TREN INT.	H												
	V												
	A												
3er TREN INT.	H												
	V												
	A												
TREN B.V.	H	1.3	990	0.05	990	1.2	990	0.05	1950	---	302	0.06	1960
	V	1.5	990	0.06	990	1.5	990	0.04	1980	---	502	0.03	1980
	A	0.4	990	0.01	990	0.4	990	0.01	1950	0.01	302	0.01	1960
CUBIER. TA PRINC.	H	0.9	990	0.04	990	0.9	990	0.02	1980	---	502	---	---
	V	1.3	990	0.05	990	1.4	990	0.01	1950	0.04	302	---	---
	A	0.25	990	0.01	990	0.2	990	0.04	1980	0.01	302	---	---

DATOS DE ENGRANES				
TREN	PIEZA	NO. DIENTES	R.P.M.	FREC. ENGR.
A.V.	PIÑON	31	990	36630
	ENGRANE	121	302	
1er INT.	PIÑON	20	302	6040
	ENGRANE	77	78.4	
2o INT.	PIÑON			
	ENGRANE			
3er INT.	PIÑON			
	ENGRANE			
B.V.	PIÑON	25	78.4	1960
	ENGRANE	89	22.0	

CONCLUSIONES: LA VIBRACION MÁXIMA ENCONTRADA ES DE 1.5 MILS A LA FRECUENCIA DE LA RECHU DE A.V. (990 CPM) ESTE VI-ERACION CAE EN AREA "GOOD" BUENO PARA ISO INSPECCION: G. Delgado S

APROB. [Signature]

El bosquejo debe mostrar todos los elementos esenciales de la máquina incluyendo motor, reductor, unidades impulsadas, etc. y también accesorios principales, como acoplamientos, poleas, ventiladores, etc., es importante que el bosquejo contenga una configuración básica que otras personas puedan reconocer fácilmente.

Cuando se deben tomar medidas de ruido, además de medidas de vibración, es necesario trazar una vista superior de la máquina, lo que permitirá la identificación de los cuatro cuadrantes de medidas alrededor de la máquina.

El bosquejo debe indicar la velocidad rotativa (RPM) de cada componente. El tamaño de la máquina se especifica mediante el registro de los Hp de la rueda motriz o a través del rendimiento de la unidad impulsada.

Ya que se deben tomar medidas de vibración en cada soporte de la máquina, la colocación de cada punto de apoyo se debe identificar claramente.

En la Fig. 4.2, cada punto de apoyo está señalado por una letra del alfabeto. Nótese que se usan símbolos convencionales para identificar los cojinetes simples; los cojinetes antifricción (de bolas o rodillos) los acoplamientos, las poleas, etc.

Además de la información se necesita para identificar claramente a la máquina y a la posición del vibrocaptor, se recomienda que se incluya cualquier información adicional que pueda servir para identificar las causas de vibración, es decir, se puede incluir información tal como las frecuencias de engranaje de los engranes (número de dientes del engrane x RPM del engrane), el número de hojas en un ventila-

MECANICA FALK, S.A. DE C.V.
CONTROL DE CALIDAD

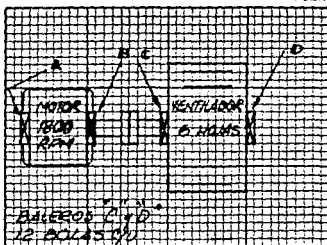
Figura 4.2

REPORTE DE ANALISIS
DE VIBRACIONES

REPORTE 045

FECHA 23-6-86

UNIDAD VENTILADOR #2
O.T. DETERMINAR CAUSA DE
RELACION INCREMENTO DE AMPLITUD
VEL ENT. 1800 RPM MOTOR
VEL SAL. EQUIPO: METRIX
HP MOTOR MODELO 5282
HP CAT. CON ACELEROMETRO
F.S. 2080



CONVENCION
H - Horizontal
V - Vertical
A - Axial

RECEPTOR	PUNTO	POS.	SIN FILTRO						CON FILTRO					
			DESP.		VELOCIDAD		VELOCIDAD		VELOCIDAD		VELOCIDAD			
			MILS	CPM	IN/SEG	CPM	CPM	IN/SEG	CPM	CPM	IN/SEG	CPM		
A	H	4.2	1800	.54	1800	.10	1800	.10	3600	.06	10800			
	V	2.3	1800	.27	1800	.21		.06		.03				
	A	7.9	1800	.12	1800	.09		.03		.01				
B	H	4.5	1800	.49	1800	.43		.10		.04				
	V	19.1	1800	.22	1800	.21		.09		.02				
	A	10.13	1800	.14	1800	.11		.04		.01				
C	H	1.9	1800	.48	~	.16		.10		.02				
	V	1.5	1800	.36	~	.11		.09		.02				
	A	7.9	~	.17/.22	~	.09		.05		.01				
D	H	7.1/0	1800	.13	1800	.10		.04		.02				
	V	.8	1800	.09/.11	1800	.07		.03		.01				
	A	.3/4	~	.04/.06	~	.04		.02		~				
	H													
	V													
	A													
	H													
	V													
	A													

DATOS DE ENGRANES				
TREN	PIEZA	NO. DIENTES	R.P.M.	FREC. ENGR.
A.V.	PIÑON	/	/	/
	ENGRANE			
1er INT.	PIÑON	/	/	/
	ENGRANE			
2o INT.	PIÑON	/	/	/
	ENGRANE			
3er INT.	PIÑON	/	/	/
	ENGRANE			
B.V.	PIÑON	/	/	/
	ENGRANE			

CONCLUSIONES: VIBRACION CONSIDERABLE EN A Y B, AMPLITUD CAE EN AREA "ROUGH" DE LA CARTA ISO A LA FRECUENCIA DEL MOTOR, POSIBLE DESBALANCE DEL ROTOR.
INSPECCION: F. OROPEZA

APROBO Guillermo Delgado S.

dor, el número de paletas en un propulsor de bombas o a la ubicación de máquinas grandes y cercanas que puedan aportar vibración de "fondo".

En el reporte modelo, Fig. 4.2, hay espacio para apuntar información de apoyo importante.

Esta información se debe llenar completamente, especialmente si los datos de análisis se retendrán y archivarán para consultas futuras.

Bajo condiciones de prueba se anota la información que define los estados de funcionamiento de la máquina al momento de realizar el análisis, se pueden incluir condiciones tales como velocidad, carga, temperatura, etc.

Generalmente la información de análisis se toma cuando la máquina opera bajo condiciones normales. Sin embargo, un cambio en el estado de funcionamiento puede producir variaciones perceptibles en las características de vibración. Cuando la máquina opera bajo condiciones diversas, se pueden tomar algunas medidas de muestra para detectar variaciones importantes en la vibración.

Bajo fecha se anota el día, mes y año de la toma del análisis, en algunos casos la hora también se debe anotar, ya que las características de vibración de algunas máquinas cambian según la hora. Este cambio puede corresponder con otras operaciones en la planta o con cambios de temperatura del calor del medio día al fresco de la noche, lo que podría afectar el alineamiento de las máquinas.

4.2.1 Lecturas sin Filtro.

El siguiente paso es de medir y anotar las mediciones to tales que salen sin filtrar, de amplitud y de frecuencia - preponderante en cada punto de medición, para realizar el análisis de vibración se anotan las medidas de desplazamiento y velocidad de las direcciones vibroceptoras horizontal, vertical y axial de cada punto de apoyo indicado en el bosquejo de la máquina. En la Fig. 4.1 y 4.2 aparecen estas medidas correctamente anotadas, donde corresponda. También se pueden tomar y anotar las medidas de aceleración (g) que salen sin filtrar, se pueden escribir o identificar en la columna del reporte que generalmente esta destinado para eso.

Cuando se analiza la vibración se toman medidas generales de la amplitud y de la frecuencia predominante de cada cuadrante y se anotan en el reporte como se indica en la Fig. 4.1.

A veces las medidas del vibrómetro y frecuenciómetro que salen sin filtrar estarán inestables. Esto sucede especialmente cuando la vibración es compleja. La aguja del medidor puede saltar de un lado a otro en forma cíclica.

Cuando las medidas de amplitud de la vibración están inestables, éstas se deben registrar apuntando la oscilación máxima y mínima de la aguja del medidor. Por ejemplo, si el indicador del vibrómetro oscila entre digamos 3.5 y 5.2 mils, se debe anotar así: 3.5/5.2.

No se debe tomar el "promedio" de una medida inestable de amplitud. El registro de una sola medida o del promedio-

de una medida que realmente está inestable puede indicarles a los que la examinan que la amplitud está estable cuando - en efecto, no estaba. Se debe registrar exactamente lo que se observa.

Cuando el frecuenciómetro está inestable, significa sencillamente que no hay una sola vibración que predomine sobre todas las otras. La práctica corriente es de anotar las medidas inestables del frecuenciómetro mediante una línea ondulada. Vea Fig. 4.2. La oscilación máxima y mínima del - frecuenciómetro no se registra porque éste dato puede no corresponder con las frecuencias que en realidad causaron la reacción del medidor. Por ejemplo, frecuencias de vibra----ción de 1800 y 2500 CPM pueden ocasionar oscilaciones en el frecuenciómetro de 1500 a 3000 CPM, debido a la inercia del movimiento del frecuenciómetro. Solamente las medidas estables del frecuenciómetro son verdaderamente válidas.

4.2.2 Medidas con Filtro.

Las medidas de amplitud y frecuencia que salen filtradas son importantes por varias razones. En primer lugar, las - medidas de amplitud nos indican el grado del problema. En segundo lugar las medidas de frecuencia predominante nos - pueden conducir rápidamente al origen del problema y a menudo revelan frecuencias de vibración que normalmente no esperariamos encontrar. Sin embargo, no se deben formular conclusiones sobre la índole del problema, sólo a base de las medidas que salen por filtro. Antes de tomar una decisión-final se debe realizar un análisis completo de la vibración con el sintonizador.

Para obtener las medidas admitidas por filtro que se necesitan, se recomienda el proceso de exploración para sintonizar el filtro.

Si se explora cada gama de frecuencias con el filtro, se encontrarán todas las frecuencias importantes de vibración - sin necesidad de prever todas las frecuencias que existen. Por consiguiente, aún aquellas personas que no están familiarizadas con una máquina pueden obtener información de análisis buena y completa.

El paso inicial para comenzar el proceso de exploración - es de observar la información que se tiene de medidas que - han salido sin filtrar y determinan el punto de medición donde se registro la amplitud más alta. Esta es una buena posición para colocar el vibrocaptor y comenzar la exploración.

Luego se prepara el analizador de la siguiente manera:

- 1) El selector del filtro a la posición amplia para permitir la exploración rápida.
- 2) El selector de la gama de frecuencias a la gama de frecuencias más baja.
- 3) El sintonizador girado al comienzo de la gama de frecuencias.
- 4) Se puede registrar desplazamiento o velocidad como variables para medir. La medición del desplazamiento se recomienda cuando las frecuencias de vibración son inferiores a 600 CPM y registros de velocidad cuando las frecuencias de vibración son superiores a 600 CPM. esto es por--

que a bajas frecuencias el captador tipo velocidad sísmica no se comporta linealmente.

- 5) Con el vibrocaptor instalado o sujetado a mano en posición, se ajusta el selector de la gama de amplitud a una medida de amplitud con aumento progresivo en los dos tercios superiores de la balanza medidora, si se puede. Esto es debido a que el aparato es más sensible.

Una vez instalado el instrumento según instrucciones, se comienza a girar despacio el cuadrante de sintonización del filtro a través de la gama de frecuencias, mientras se observa el frecuenciómetro. Hay que asegurarse que el vibrómetro siempre mida en aumento progresivo y en proporción. Se continúa sintonizando despacio hasta que el frecuenciómetro se traba, lo que indica que el filtro se está acercando a una frecuencia particular.

Cuando el sintonizador se traba, se observa el registro del frecuenciómetro y luego se gira el selector del filtro hasta la posición angosta y se ajusta cuidadosamente el cuadrante de sintonía para obtener la medida máxima en el vibrómetro.

El filtro ya está sintonizado a la primera frecuencia importante. Sin hacerles ajustes adicionales al filtro, se mide y se registra la amplitud de vibración de esta frecuencia en cada punto de medición señalado en el bosquejo de la maquinaria.

Se deben tomar medidas de vibración en las direcciones horizontal, vertical y axial, de cada punto de apoyo de la máquina. La Fig. 4.1 contiene la primera serie de medidas -

admitidas por filtro, debidamente anotadas.

La observación de los componentes rotativos con la luz es troboscópica determinará si la frecuencia que se encontró - tiene o no relación con la velocidad rotativa de alguna parte de la máquina.

Cuando se han tomado y anotado correctamente las medidas de amplitud de la primera frecuencia de vibración que se encontro se regresa el vibroceptor al punto original de medición. Se regresa el selector del filtro a la posición amplia y se continúa explorando hasta que se encuentra la siguiente frecuencia. De nuevo se sintoniza cuidadosamente a la amplitud máxima con el filtro angosto y se registra la ampli tud de esta frecuencia en cada punto de medición y posición-vibrocaptora.

Se continúa el proceso de exploración del filtro hasta - que se hayan encontrado todas las frecuencias importantes de vibración y hasta que se hayan anotado sus amplitudes correc tamente en cada punto de medición señalado en el bosquejo de la máquina. En la Fig. 4.1 se encuentra toda la información de análisis obtenida mediante esta técnica de exploración.

En la mayor parte de los casos, las frecuencias que se - encuentran explorando con el vibroceptor en la posición que registra la mayor salida de medidas filtradas, generalmente proporcionarán la información que se necesita para solucionar el problema. No obstante, es posible que haya otras - frecuencias importantes.

Por ejemplo, es muy posible que existan frecuencias de -

vibración en el motor, Fig. 4.1, que no aparezcan en el reductor y así cuando ya se ha explorado con el filtro en la posición inicial de medición, el proceso de exploración con el filtro se debe repetir por lo menos en una posición vibrocaptora por cada componente importante (motor, reductor, excitador, etc.) del sistema, con el fin de averiguar si hay otras frecuencias importantes. Además, se recomienda que las frecuencias superiores (sobre RPM) se exploren en cada punto de apoyo en máquinas equipadas con cojinetes antifricción.

Esto se sugiere ya que en muchos casos la vibración emitida por cojinetes antifricción defectuosos o engranes en mal estado, no se transmiten fácilmente a otros lugares de la máquina.

El proceso de exploración explicado anteriormente, tiene como fin la obtención de todo dato en cada punto de medición. El proceso que se ha resumido es sistemático, eficaz y requiere muy poca sintonización del filtro. Sin embargo, en casos cuando toma mucho tiempo y esfuerzo volver a sintonizar el vibrocaptor. Quizá sea aconsejable explorar toda la gama de frecuencias para conseguir una posición vibrocaptora y luego trasladar el vibrocaptor a otro lugar y explorar la gama de frecuencias. Luego éste proceso de exploración se debe repetir en cada posición vibrocaptora de la máquina.

Sin considerar el proceso de exploración del filtro que se usó, se deben revisar rápidamente las medidas anotadas para determinar si se encontraron o no todos los datos importantes. Cuando ya se han encontrado todas las frecuencias

de vibración con la exploración del filtro y se han anotado los datos de amplitud y frecuencia, se deben comparar las amplitudes admitidas por filtro con las amplitudes ya anotadas que han salido sin filtrar. Por regla general, el total de las amplitudes de vibración admitidas por filtro (desplazamiento, velocidad o aceleración) deben ser equivalentes o sobrepasar las medidas que han salido filtradas. Por ejemplo; nótese que en la Fig. 4.2 la amplitud que ha salido filtrada en la dirección horizontal del punto de apoyo "A" es de 0.54 in/seg. La suma de las amplitudes admitidas por filtro ($0.4 @ 1800 + 0.1 @ 3600 + 0.06 @ 10800$) es de 0.56 in/seg., lo que sobrepasa ligeramente la amplitud que ha salido sin filtro.

Esto sencillamente nos indica que lo más probable es que se ha encontrado toda la información anotada en la dirección horizontal del punto "C", se ve que la medida que ha salido sin filtrar es de 0.48 in/seg. y la suma de las medidas admitidas por filtro es solo de 0.28 in/seg. Esto quiere decir que posiblemente no se ha encontrado toda la información de vibración, y para encontrarla se debe explorar la gama de frecuencias con el vibrocaptor en esa posición.

4.3 TIPOS DE ANALISIS.

Los métodos anteriormente descritos para obtener información de análisis son básicamente técnicas de análisis manuales. El filtro se tuvo que sintonizar manualmente a través de la gama de frecuencias, se tuvo que ajustar manualmente para obtener amplitudes máximas en cada frecuencia encontrada; y los datos se tuvieron que anotar manualmente en la hoja de información.

Hay otros métodos para realizar estas operaciones que quizá sean un poco más rápidas y fáciles. Se pueden clasificar de esta manera:

- 1) Semiautomático
- 2) Automático
- 3) Análisis de Tiempo Real.

4.3.1 Análisis Semiautomático.

Este tipo de análisis se lleva a cabo conectando un graficador al analizador, donde el eje horizontal del papel graficador corresponde a los valores de frecuencia que se controla con el filtro de frecuencias manualmente, mientras que la amplitud de vibración se efectúa automáticamente en el eje vertical, donde la pluma graficadora sube o baja dependiendo del voltaje que sale del analizador producto de la amplitud de la vibración.

El análisis semiautomático tiene muchas ventajas sobre el análisis manual. En primer lugar, se elimina el factor de error humano en la observación y en el registro de los datos. Hay menos oportunidad de omitir frecuencias importantes de vibración y el tiempo de análisis se reduce en gran medida, ya que no hay necesidad de sintonizar cuidadosamente cada frecuencia encontrada.

4.3.2 Análisis Automático.

El análisis automático es el método mediante el cual se obtiene información de vibración y ruido, cuando el instrumento sintoniza el filtro y también registra la información automáticamente.

El analizador espectroscópico automático modelo IRD 360-Fig. 4.3, puede realizar el análisis automático. Este instrumento posee un filtro manejado electrónicamente y además puede trazar simultáneamente la información de amplitud contra la información de frecuencia con un graficador convencional X-Y.

La información que se obtiene mediante el análisis automático, es el mismo tipo de demostración gráfica de amplitud contra frecuencia que se obtuvo mediante el análisis semiautomático. Este analizador además de efectuar un análisis automático, puede ejecutar otras funciones importantes para solucionar los problemas difíciles de análisis y equilibrado. Por ejemplo, dicho instrumento también funciona como un filtro sincrónico o rastreador y cuenta con un fasómetro para medir fases con exactitud.



Figura 4.3 Analizador automático de espectro modelo IRD 360



Figura 4.4 Captador de referencia para filtro rastreador

Otra función importante del filtro rastreador, es la habilidad de trazar medidas de vibración de amplitud y fases contra la velocidad rotativa.

El registro de amplitud y fase que se hace durante el arranque y deslizamiento de la máquina revela las velocidades de funcionamiento, cuando la vibración es más alta y así se pueden identificar, positivamente las velocidades y otros estados resonantes. En la Fig. 4.5 se pueden ver los registros típicos de amplitud y fase que se tomaron en una máquina durante el arranque. Nótese los puntos de amplitud alta y los cambios de fase correspondientes que ocurren cuando se pasa por las velocidades críticas.

4.3.3 Análisis de Tiempo Real.

Se pueden obtener datos exactos de amplitud y frecuencia para el análisis de vibración, por medio de otro método.

Análisis Espectro: cónico de Tiempo Real. El análisis de amplitud contra frecuencia aparece casi instantáneamente mientras ocurre en el osciloscopio.

El instrumento IRD 850/860 tiene incorporado un osciloscopio en el tablero delantero del analizador para ofrecer vista instantánea de la información de análisis, amplitud contra frecuencia. Se pueden hacer registros permanentes simplemente si se graba la visualización con la grabadora de gráficas que también está incorporada en el tablero delantero.

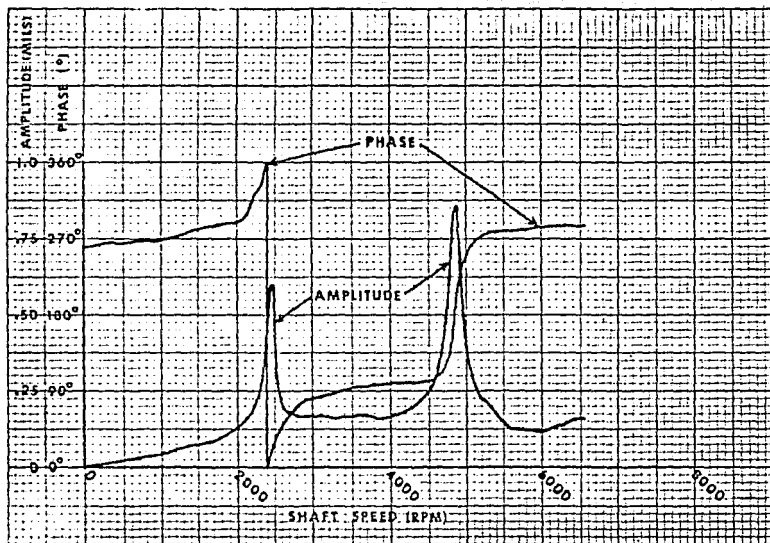


Figura. 4.5 Gráfica de amplitud y fase contra los RPM de la máquina que identifican con claridad las velocidades críticas y las condiciones rasonantes

Este tipo de analizador esta diseñado para examinar los cambios en la vibración de la maquinaria que quizá fue causada por cambios en el estado de funcionamiento. El análisis de tiempo real también es útil para evaluar la vibración "transitoria". La vibración transitoria son por naturaleza periódicos y a menudo contienen los que parecen ser movimientos recurrentes que aumenta o disminuyen con el tiempo. Así como también contienen vibraciones al azar. Claro que las técnicas de análisis manuales, semiautomáticas, automáticas, dependen de la presentación estable de la vibración, ya que estas técnicas de análisis observan y registran solamente la amplitud instantánea o vibración en la frecuencia inmediata a la que el filtro esta sintonizado. La información registrada no indicará cualquier fluctuación o cambio que se presente de vibración.

El analizador de tiempo real produce la misma información de amplitud contra frecuencia que el analizador automático o semiautomático, pero en un espacio de tiempo mucha más corto. El espectro total de vibración se presenta inmediatamente, - sin atraso. El análisis se mantiene al día automáticamente y continuamente para presentar lo que está sucediendo.

Como se puede ver, el análisis de tiempo real tiene muchas ventajas. La posibilidad de observar el espectro de vibración real al aplicarle a la máquina cambios en varios parámetros funcionales, proporciona datos que, de otro modo, sería difícil obtenerlos.

	
	
	
MEXICO 16, D. F.	
MODELO 202-02	
O.T. 20029 02	FECHA 23/10/87
H. P. CAT.	REL. 9.30:1
FACTOR DE SERVICIO	
R. P. M. 1750 / 188	
<small>FALK Marca Reg. The Falk Corp. Milwaukee Wis. U.S.A.</small> LUBRICACION	
<small>A UNA TEMPERATURA AMBIENTE DE 10° C A 51° C USESE ACEITE AGMA No. 5 A CUALQUIER OTRA TEMPERATURA DE OPERACION CONSULTAR A MEC FALK</small>	
CAPACIDAD ACEITE 4 LTS	
<small>CAMBIAR RECURALMENTE CADA 7500 HRS. DE SERVICIO O CADA 6 MESES</small>	

Figura 4 . 6 Placa de datos indicando las velocidades de entrada y salida del reductor

4.4 INTERPRETACION DE DATOS.

Hasta aquí, se han descrito varios procedimientos a seguir para poder obtener datos analíticos exactos y confiables. Al realizar dichas medidas se deberá probar el reductor de modo normal, es decir, a la velocidad que indica la placa de datos. Ver Fig. 4.6. Se deberá comprobar cualquier vibración presentes, después de que se ha parado el reductor para ver si la vibración medida proviene de otra máquina en la planta, si la unidad es probada en el banco de ensamble.

Si existieran vibraciones ambientales considerables, sería fácil que las lecturas iniciales fuesen poco útiles.

Una vez obtenidos los datos necesarios sobre la amplitud y la frecuencia, mediante los análisis manual, semi-automático, automático o de tiempo real; el próximo paso que se da es de repasar/reseñar los datos ya apuntados fijándose en las lecturas significativas de cada frecuencia de vibración que se hayan encontrado.

Para el análisis manual una manera recomendable para simplificar la evaluación de los datos, es nada más echando una mirada por cada columna de frecuencias marcando u ovalando una, dos o tres de las lecturas más significativas. Vea la Fig. 4.1. Este procedimiento es útil para reducir grandes cantidades de datos a sus elementos realmente esenciales.

En el caso de análisis semiautomático o automático, se tendrán que marcar los valores pico de las gráficas. Ver -

Fig. 4.7, para después tabularlos y considerar los más significativos.

Después de determinar cuáles son los datos esenciales, - el próximo paso es de comparar las lecturas realizadas con las características vibratoriales más típicas de varios tipos de problemas.

La clave que facilita dicha comparación, es la frecuencia. Se realiza una comparación por frecuencias a base de las velocidades rotacionales de los componentes de la maquinaria. Si existe cualquier duda sobre si una frecuencia de vibración determinada tiene relación directa con las RPM de la unidad, se debe recurrir a la luz estroboscópica.

Al analizar el ruido mecánico además de la vibración, el objeto que se persigue normalmente es el de determinar que es lo que se puede hacer para reducir los niveles de ruido existentes. En los casos en que revele el análisis que las frecuencias de vibración son idénticas, la identificación y corrección de las fuentes de vibración por lo general harán el efecto de reducir el ruido de modo considerable también.

El cuadro que se ve en la Fig. 4.8 detalla las frecuencias vibratoriales que normalmente se encuentran con respecto a las RPM de la pieza o a la causante posible de la vibración. El problema al que se refiere se hallará asociado con una pieza, cuyas RPM sean de algún múltiplo de la frecuencia vibratorial.

La comparación deberá indicar, sin duda alguna, que parte ocasiona el problema.

T05 #2 V FILTRO FUERA = 0.22 IN/SEG

ALLEN

Allen Datagraph, Incorporated
24 Keeneland Drive
Salem, New Hampshire 03079
90058003

PRINTED
IN
U.S.A.



Figura 4.7 Gráfica de Vibración

Frecuencia En RPM	Causas Mas Probables	Otras Causas Posibles y Comentarios
1 x RPM	Desequilibrio	1) Chumaceras, engranajes o poleas excéntricas 2) Eje desalineado o deformado—en caso de alta vibración axial 3) Correas defectuosas si se trata de RPM de correa 4) Resonancia 5) Fuerzas recíprocas 6) Problemas eléctricos
2 x RPM	Juego mecánico excesivo	1) Desalineación en caso de alta vibración axial 2) Fuerzas recíprocas 3) Resonancia 4) Correas defectuosas si se da 2 x RPM de correa
3 x RPM	Desalineación	De costumbre se trata de desalineación y juego axial excesivo (soltura) combinados.
Menos de 1 x RPM	Movimiento gloriatorio del aceite (menos de 1/2 RPM)	1) Correas de transmisión defectuosas 2) Vibración ambiental 3) Resonancia subarmónica 4) Vibración que late
Sincrónica (frecuencia de línea AC)	Problemas eléctricos	Los problemas eléctricos más frecuentes incluyen los barras de rotor rotas, rotor excéntrico, fase desequilibrados en sistemas polifásicos, abertura de aire desigual.
2 x Sincrónica frecuencia	Pulsaciones de torque	Problema raro a menos que se excite la resonancia
Muchas veces la de RPM (frecuencia armónicamente relacionada)	Engranajes defectuosos Fuerzas aerodinámicas Fuerzas hidráulicas Soltura mecánica Fuerzas recíprocas	Número de dientes multiplicado por las RPM del engranaje defectuoso Número de palas del ventilador por las RPM Número de aletas impulsoras por las RPM Podrá darse a 2, 3, 4 o más armónicas de ser mucha la soltura
Frecuencia elevada (sin relación armónica)	Cojinetes antifricción defectuosos	1) Vibración del cojinete puede ser inestable en cuanto a amplitud y frecuencia 2) Cavitación, rotirculación y flujo turbulento provocan vibración casual de alta frecuencia 3) Lubricación incorrecta de cojinetes de gorrón (Vibración excitada por fricción) 4) Frotamiento.

Figura 4.8 Cuadro que detalla las frecuencias de vibración que normalmente se encuentran junto con las causas más probables

Es fácil localizar la parte de una máquina que causa la vibración, puesto que normalmente la frecuencia de la vibración resulta ser un múltiplo de las RPM de la parte afectada y además, bajo la luz estroboscópica, la parte aparecerá inmóvil. El próximo paso necesario es decidir que pasa con la pieza, para dicho fin necesitamos conocer las características vibratorias para cada tipo de problema.

El gráfico de la Fig. 4.9 detalla las causas más frecuentes que se encuentran de la vibración, junto con las características de amplitud, frecuencia e imagen estroboscópica para cada causa.

La columna titulada observaciones proporciona datos útiles sobre cualquier característica particular que uno debiera conocer para poder identificar el problema.

Cuando se prueban por primera vez unidades que han sido ensambladas en la planta, los valores máximos de vibración encontrados en la prueba se ubican en la carta de severidad de vibración publicada por la IRD. Ver Fig. 4.10. Esta carta establece varias regiones que se delimitan por valores de velocidad de vibración. El estado del reductor depende de la zona en que caiga el valor de vibración que está en función del desplazamiento en Mils y de la frecuencia en CPM.

También se puede comparar la vibración de la unidad en la gráfica de niveles máximos de vibración que publica AGMA (American Gear Manufacturers Association) en el estandar 426.01. Ver Fig. 4.11. El nivel máximo de vibración de este estandar es de 2.0 mils a una frecuencia de 50 Hertz.

IDENTIFICACION DE VIBRACION

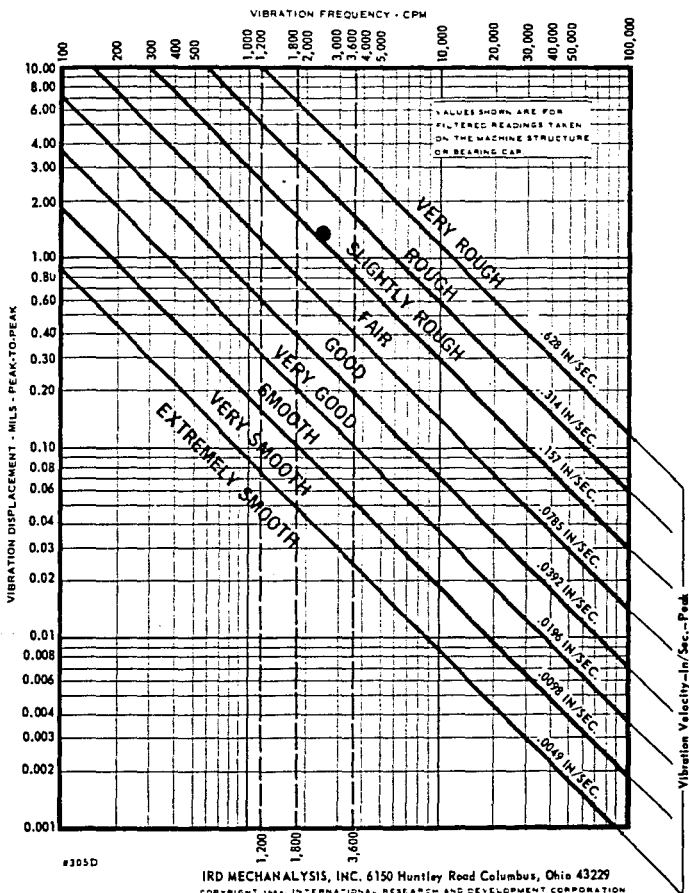
CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE	COMENTARIOS
Desequilibrio	Proporcional al desequilibrio Mayor en sentido radial	1x RPM	Marca de referencia Única	Causa más común de vibración
Desalineación de acoplamiento o cojinetes y eje deformado	Mayor en sentido axial 50% o más de vibración radial	1x RPM más común 2 y 3x RPM a veces	Única, doble o triple	Indicación más segura aparición de vibración axial amplia. Utilice indicadores tipo reloj u otro método para diagnóstico positivo. En caso de ser máquina con cojinete de manga sin desalineación de acoplamiento equilibre la máquina
Cojinetes defectuosos tipo antifricción	Inestable - utilice medición de velocidad si es posible	Elevadísimo varias veces RPM	Errático	Cojinete culpable o lo mejor será el más cerca de la vibración de frecuencia más elevada
Elementos excéntricos	Rara vez mucha	1x RPM	Marco única	En caso de engranajes mayor vibración hátese alineado con centros de engranes. Si vibración de motor o generador, desaparece al apagar corriente. En caso de bomba o soplador, trate de equilibrar
Engranajes defectuosos o ruido de engrane	Baja - utilice si es posible medición de velocidad	Elevadísimo número de dientes x RPM	Errática	
Juego mecánico		2 x RPM	Das marcas de referencia. Ligera, mente errática	Normalmente lo acompaña el desequilibrio y / o desalineación
Correas de transmisión defectuosas	Erráticas o pulsadoras	1, 2, 3 y 4 x RPM de correas	Son uno o dos según frecuencia las más veces inestable	La luz estroboscópica es mejor herramienta para inmovilizar correa defectuosa
Eléctrico	Desaparece al apagar la corriente	1x RPM o 1 a 2x frecuencia sincrónica	Marca única o dos dando vueltas	Si baja de repente la amplitud al apagar la corriente, causa es eléctrica
Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas		1x RPM o el número de palas del abanico o impulsor x RPM		Rara vez constituye causa de problemas menos que en caso de resonancia
Fuerzas recíprocas		1, 2 y órdenes más elevadas x RPM		Son inherentes en las máquinas recíprocas siendo reducibles tan solo por cambiar de diseño o el aislamiento

Figura 4.9 Cuadro de identificación de vibración

GENERAL MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART

Figura 4.10

For use as a GUIDE in judging vibration as a warning of impending trouble.



Estas dos gráficas tienen una correspondencia entre sí - aunque la más usual es la primera, debido a las siguientes razones:

- Es más estricta
- Nos dá una idea inmediata del estado del reductor o máquina.
- Contiene valores de desplazamiento, velocidad y frecuencia.
- Es más conocida por clientes, distribuidores, etc.

Como ejemplo supongamos que la vibración máxima encontrada en un reductor, es de 1.5 mils a una frecuencia de 2500-CPM que es la velocidad de rotación de la flecha de alta velocidad, este punto se ubica en la región "Slightly Rough" (ligeramente severo) de la carta de severidad de vibración para maquinaria en general de IRD. Ver Fig. 4.10. Mientras que en la gráfica que publica AGMA este valor está dentro del nivel aceptable Fig. 4.11.

La IRD también ha publicado una gráfica que sirve para relacionar la aceleración de vibración con la frecuencia para localizar la zona de severidad. Ver Fig. 4.12. Esta gráfica es aplicable para maquinaria que tiene elementos rotativos con frecuencias mayores a 18000 CPM. Mientras que AGMA en el estandar 426.01 publica un nomograma que relaciona desplazamiento, velocidad, aceleración y frecuencia. Ver Fig. 4.13a.

Cuatro escalas componen este nomograma:

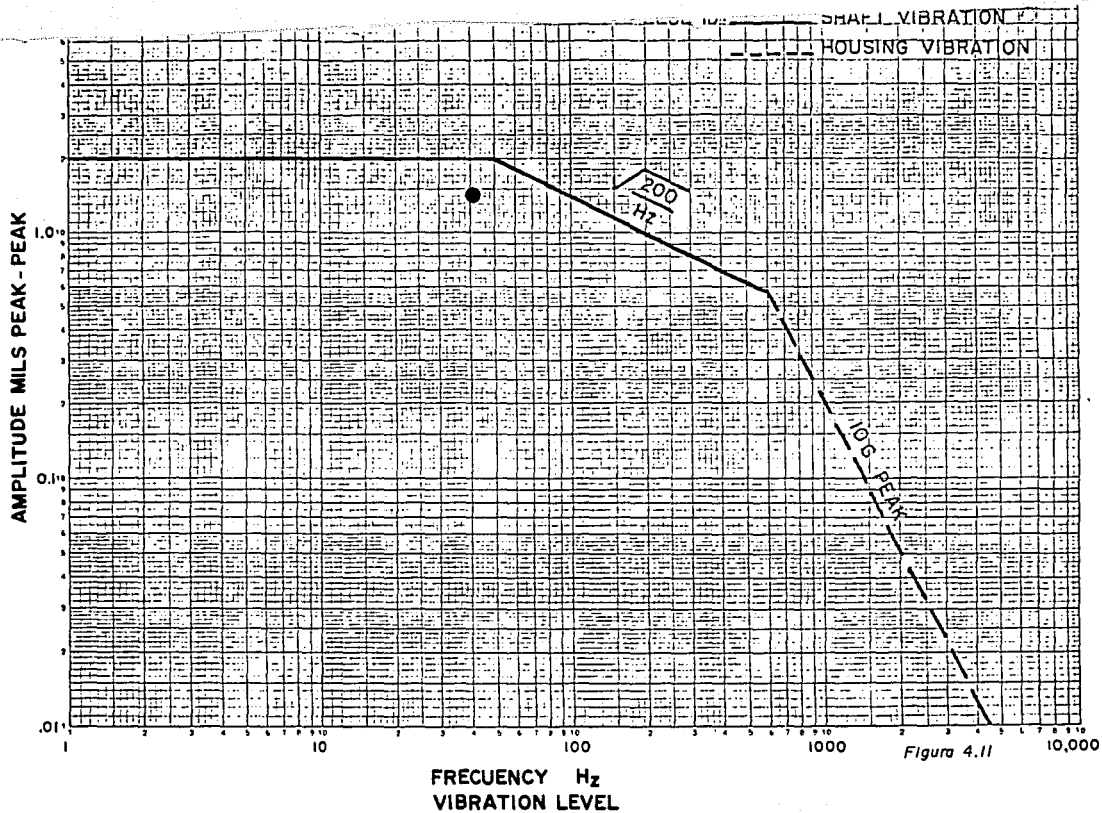
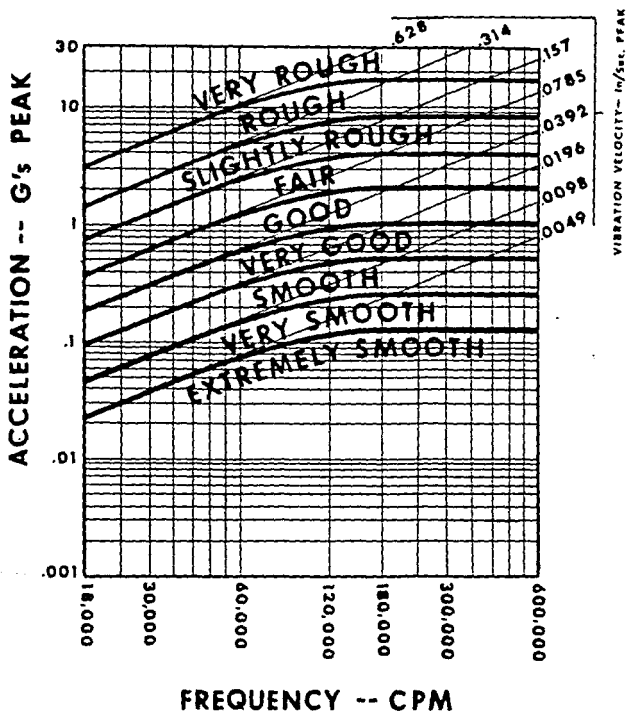


Figura 4.11

VIBRATION ACCELERATION GENERAL SEVERITY CHART

Figura 4.12



Carta general de aceleración de vibración

1. Frecuencia: Escala Horizontal
2. Velocidad : Escala Vertical
3. Aceleración: Diagonal hacia arriba de derecha a izquierda.
4. Desplazamiento: Diagonal hacia abajo de derecha a izquierda.

Como sabemos una vibración es un movimiento armónico simple (onda senoidal) que exhibe estas cuatro cantidades. Conociendo dos de estas cantidades podemos determinar las otras dos por medio del nomograma.

Por ejemplo:

Dado: 1 g de Aceleración, 0.001" pico a pico de desplazamiento.

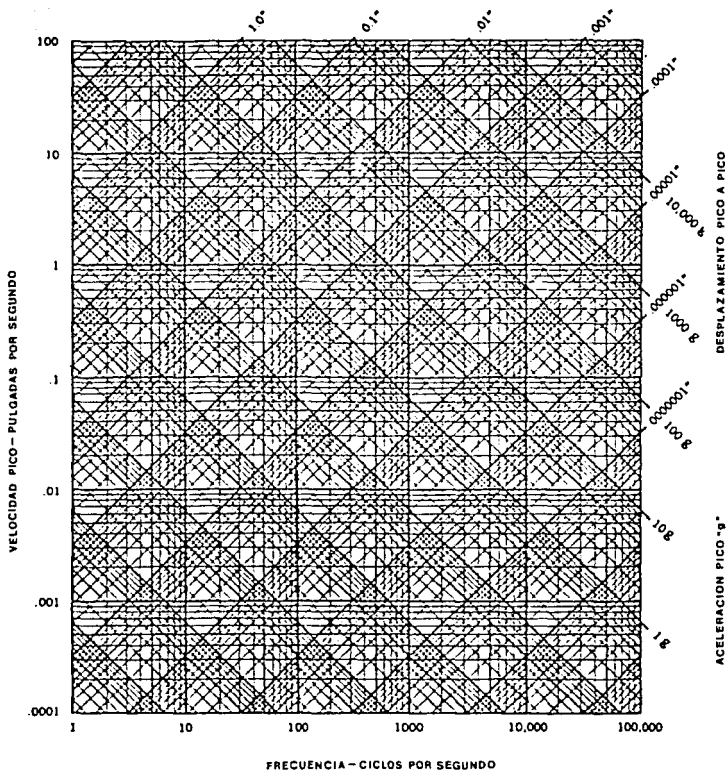
Encontrar: frecuencia y velocidad.

Del Nomograma: Encontrar el punto de intersección de aceleración pico de 1g en la línea (diagonal hacia arriba de derecha a izquierda) con la línea de desplazamiento pico a pico de 0.001" línea (diagonal hacia abajo de derecha a izquierda). En este punto se lee una frecuencia de 150 cps (Hz) en la escala vertical y una velocidad pico de 0.45 in/seg. escala horizontal.

Factores de Conversión.

Los valores del nomograma son valores pico a pico para el desplazamiento y valores pico para aceleración y velocidad. Sin embargo valores promedio, RMS o valores pico son requeridos los siguientes factores de conversión; deberán ser aplicados. Ver. Fig. 4.13b.

Figura 4,13a



Nomograma de vibracion

Homograma de vibración

FRECUENCIA - CICLOS POR SEGUNDO

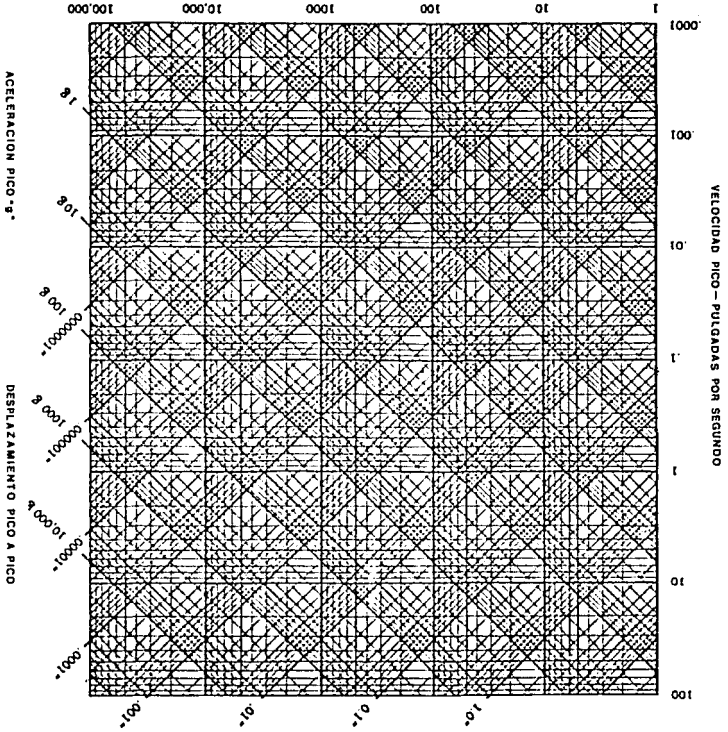


Figura 4.13a

<i>Para obtener</i>	<i>MULTIPLICAR POR LOS SIG. VALORES</i>			
	<i>Promedio</i>	<i>Rms</i>	<i>Pico</i>	<i>Pico a Pico</i>
<i>Promedio</i>	1.0	0.900	0.636	0.318
<i>Rms</i>	1.111	1.0	0.707	0.354
<i>Pico</i>	1.571	1.414	1.0	0.500
<i>Pico a Pico</i>	3.142	2.828	2.0	1.0

Figura 4.13b Factores de Conversión

4.5 TOLERANCIAS DE VIBRACION.

Durante las pasadas décadas se han usado diversas guías de severidad de vibración publicadas por organizaciones, - marcas asociadas, sociedades técnicas, fabricantes de equipo, así como también las experiencias individuales. Los - siguientes párrafos describen brevemente algunas de estas - referencias:

4.5.1 Carta T.C. Rathbone.

Uno de los primeros trabajos sobre tolerancias de vibración apareció en un artículo publicado por Mr. T.C. Rathbone llamado "Tolerancia de Vibración" en Noviembre de - 1939 en la publicación Power Plant Engineering. El Señor - Rathbone era, en ese tiempo Jefe de Ingeniería de la Turbine and Machinery División de la Fidelity and Casualty Company de New York.

El señor Rathbone elaboró esta carta con la experiencia personal en maquinaria rotativa durante su vida profesional. Esta carta se muestra en la Fig. 4.14

La carta Rathbone a sido y continúa siendo usada para - la evaluación relativa de bajas frecuencias de vibración - (abajo de 6000 CPM). Esta carta se aplica para medidas - de vibración sobre la caja de baleros o estructura de la - maquinaria y no deberá ser usada para medir vibración en - los ejes, esta carta requiere que la amplitud de vibración este dada en mils y la frecuencia conocida de rotación de - la maquinaria en CPM, por lo tanto, solo lecturas de desplam

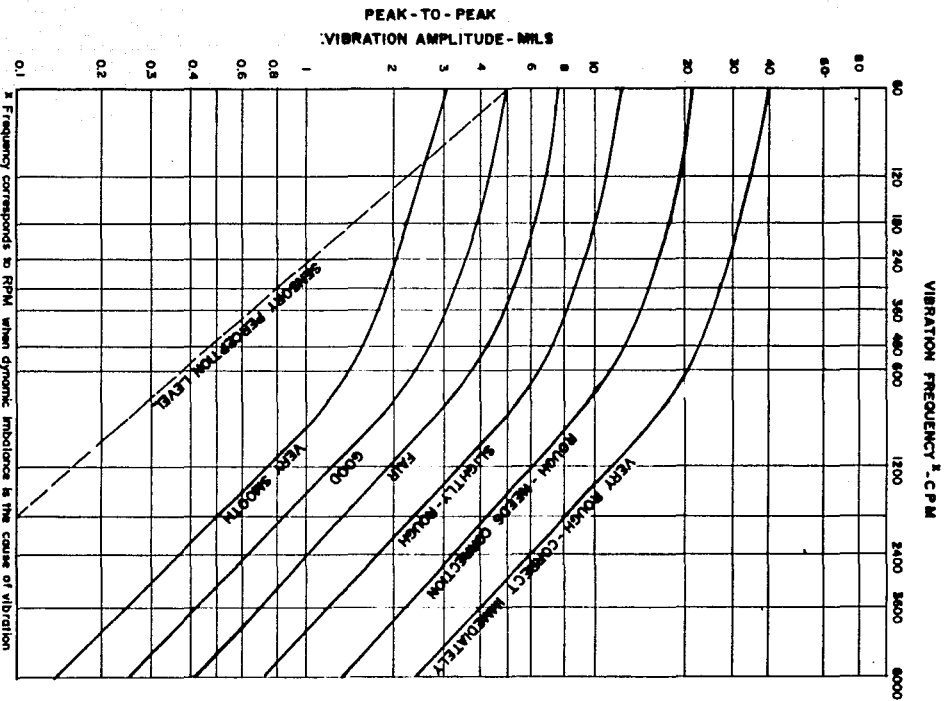


Figura 4.14 Cario T.C. Rainbone

zamiento filtradas deberán ser aplicadas a esta carta.

Observando la carta Rathbone, es interesante notar que - arriba de 600 CPM, el desplazamiento de la vibración disminuye con el incremento de la frecuencia.

Arriba de 600 CPM las líneas diagonales las cuales dividen las regiones de severidad son casi líneas rectas con valores de velocidad constante muy cercanos. Esto es interesante porque apoya la forma moderna de utilizar sobre todo medidas de velocidad para determinar la severidad de vibración. Cabe mencionar que esta carta es el resultado de la experiencia adquirida en ese tiempo, cuando la instrumentación y equipo disponible para medir la vibración solo proporcionaban lecturas de desplazamiento.

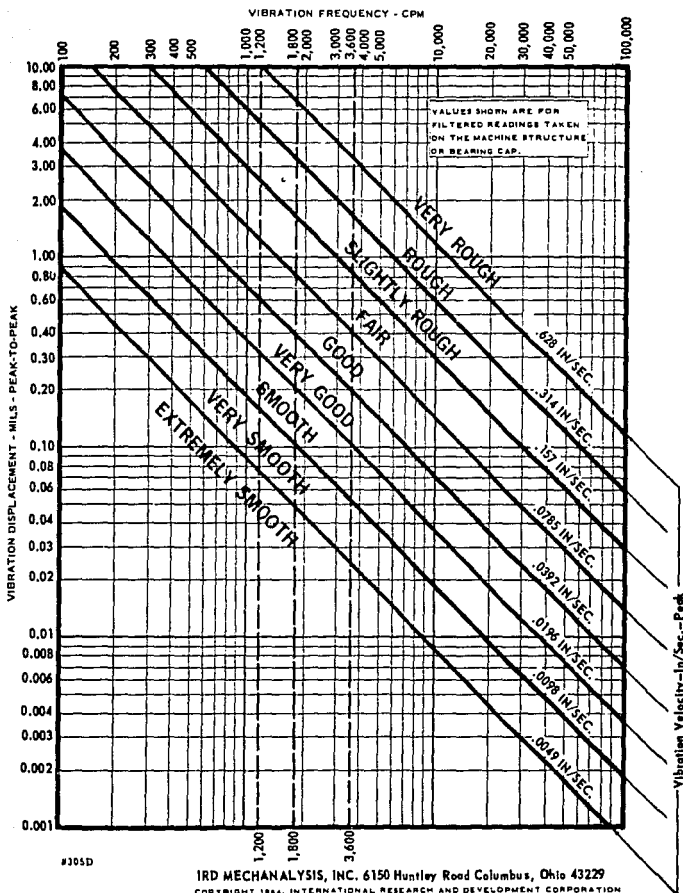
4.5.2 Carta de Severidad de Vibración para Maquinaria en General IRD.

Como se mencionó, la carta Rathbone es utilizada para evaluar la vibración de frecuencia hasta 6000CPM (100 Hz). Por supuesto, desde que esta carta fue publicada las velocidades de operación de la maquinaria se han incrementado dramáticamente resultando vibración a altas frecuencias y la moderna instrumentación disponible hoy en día hace posible la medida con exactitud de amplitudes de velocidad y aceleración a altas frecuencias. Como resultado, esto trajo como consecuencia guías adicionales necesarias y una de ellas es la Carta de Severidad de Vibración para Maquinaria en General. Fig. 4.15, desarrollada por IRD Mechanalysis.

GENERAL MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART

Figure 4.15

For use as a GUIDE in judging vibration as a warning of impending trouble.



Esta carta incorpora valores de velocidad de vibración - constantes junto con valores de desplazamiento.

Cuando las lecturas de amplitud son obtenidas en el Sistema Métrico (micras pico a pico o milímetros/segundos pico) - la carta de la Fig. 4.16 puede ser usada. Esta carta fue de sarrollada de la misma forma que la carta de Mr. Rathbone, - por experiencia. El mayor cambio fue una reducción general en los niveles de vibración basados en muchos casos individuales. Se tomaron numerosos casos en donde la vibración de la maquinaria era severa (rough) y suave (smooth) como referencia para establecer entre éstas varias áreas de severidad de vibración. La carta presentada no es un trabajo final, - pero sirve como una referencia que se puede encontrar aceptable o inaceptable en la industria de hoy.

Cuando se usa la Carta de Severidad de Vibración para Maquinaria en General IRD, los siguientes factores deberán ser tomados en consideración:

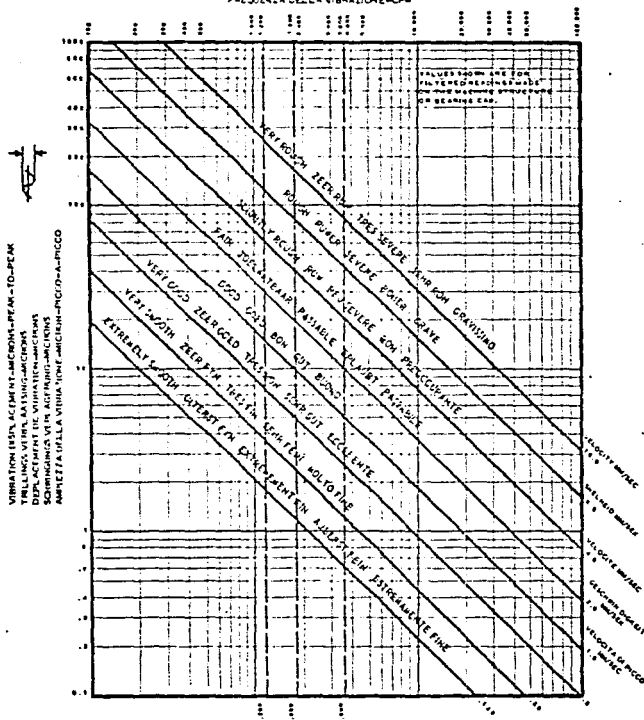
1. Cuando se usan medidas de desplazamiento, sólo lecturas de desplazamiento filtradas (para una frecuencia específica) deberán ser aplicadas a esta carta. Lecturas sin filtrar o sobre todo lecturas de velocidad pueden ser aplicadas porque las líneas, las cuales dividen las regiones de severidad son de hecho líneas de velocidad constante.
2. La carta se aplica solo para medidas tomadas sobre la caja de baleros o estructura de la máquina. Esta carta no es aplicable para medir la vibración de ejes.
3. Esta carta se aplica principalmente a maquinaria, la -



IRD-MECHANALYSIS INTERNATIONAL

GENERAL MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART
 TREK LINGS STRENGHEIDSKAART VOOR ALGEMENE MACHINES
 TABLEAU DE SEVERITE VIBRATOIRE POUR LES MACHINES EN GENERAL
 SCHWINGUNGSSTRENGE TABELLE FUR ALLGEMEINE MASCHINEN
 NOMOGRAMMA GENERALE DI PERICLOSITA DELLA VIBRAZIONE

VIBRATION FREQUENCY-CPM
 TREK LINGS FREQWENTIE-CPM
 LES FREQUENCES DE VIBRATION-CPM
 SCHWINGUNG FREQUENZEN-CPM
 FREQUENZA DELLA VIBRAZIONE-CPM



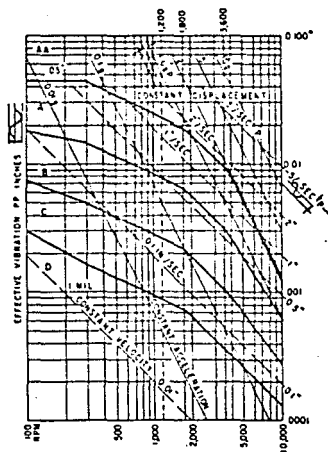
4305D-1 Copyright 1971 IRD MECHANALYSIS, INC. Columbus, Ohio. Subject to change without notice. Little in USA.

Figura 4.16 Carta de Severidad de Vibración en Sistema Métrico.

cual está rígidamente montada o atornillada a una firme y rígida cimentación. Máquinas montadas sobre aislamientos resilientes a la vibración como resortes y cojines de hule, deberán generalmente tener altas amplitudes de vibración que los rígidamente montados. Una regla general es sumar el doble de vibración para una máquina montada sobre aislamientos. Sin embargo, esta regla no deberá ser aplicada para altas frecuencias de vibración como son las características de engranes y elementos rotatorios de baleros defectuosos, debido a que las medidas de amplitud a esas frecuencias son menores dependiendo del método de montaje de la máquina.

4.5.3 Carta de Vibración de M.P. Blake's.

Otro importante escalón en el establecimiento de tolerancia de vibración fue desarrollado por Mr. Michael P. Blake de Monsanto Chemical Company en su artículo "New Vibration-Standarts for Maintenance" que se emitió en enero de 1964 en la publicación Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner. La carta de Mr. Blake's se muestra en la Fig. 4.17. utiliza un valor de vibración "efectivo", el cual se obtiene multiplicando la medida de vibración por un factor de servicio. El factor de servicio de esta carta es una clasificación del equipo, basándose en el tipo de máquina y de la importancia que tiene ésta, sobre todo en la capacidad de producción de la planta. Ejemplos de factores de servicio aparecen en la tabla que acompaña esta carta. El factor de servicio aplica un número para diferentes tipos de máquinas basados en muchas cosas que deberán ser consideradas para elegir un límite de vibración.



Explanation of Classes

- AA Diagram shows how to avoid danger
 A Failure is near. Correct within two days to avoid breakdown
 B Failure correct within 10 days to save maintenance dollars
 C Minor faults. Correct when spare dollars
 D No faults. Typical new equipment

This is a guide to aid judgment, not to replace it. Use common sense. Use with care. Take account of all local circumstances. Consider safety, labor cost, downtime cost.

TABLE 1—Service Factors

Single stage centrifugal pump, electric motor, fan.....	1
Typical chemical processing equipment, noncritical.....	1
Turbine, turbo-generator, centrifugal compressor.....	1.6
Centrifuge stiff-shaft* multi-stage trash pump.....	2
Miscellaneous equipment, characteristics unknown.....	2
Centrifuge, shaft-suspended, on shaft near basket.....	0.5
Centrifuge, link-suspended, slung.....	0.3

* Horizontal displacement on basket housing

Effective vibration = measured peak to peak vibration, inches multiplied by the service factor.

Machine tools are excluded. Values are for bolted-down equipment when not bolted, multiply the service factor by 0.4 and use the product as a service factor.

Caution: Vibration is measured on the bearing housing, except as stated.

Fig. 4.17 Carta de Severidad de Vibración M.P. BLAKE con Tabla de Factores de Servicio.

Se puede notar en esta carta, Fig. 4.17 que Mr. Blake la elaboró para evaluar medidas de desplazamiento, velocidad, así como también de aceleración. Esta carta solo cubre las frecuencias de vibración hasta 10,000 CPM (RPM). Sin embargo, en el artículo Mr. Blake es claro, desde su punto de vista "nuestro objetivo aquí es limitado, así que podemos asegurar la clase de vibración que ocurre a la misma frecuencia (RPM)". Más típicamente, incluye problemas de alineación de acoplamientos y problemas de balanceo, se excluyen problemas de ruido y vibración a alta frecuencia, debidos principalmente a baleros defectuosos y diversos ruidos y vibraciones a alta frecuencia, debidos a problemas hidráulicos y neumáticos.

4.5.4 Norma AGMA para límites aceptables de vibración lateral para unidades de alta velocidad con engranes helicoidales y herringbone.

En 1972, la Asociación Americana de Fabricantes de Engranes, formuló esta norma (AGMA 426.01), la cual no sólo incluye tolerancias de vibración, sino también condiciones de prueba, instrumentación y técnicas para medir la vibración. La carta de aceptación de la vibración que se incluye en esta norma se muestra en la Fig. 4.18.

Se puede observar de la carta, el criterio para aceptar el desplazamiento de la vibración en ejes con frecuencias hasta 500 Hz (36,000 CPM) y arriba de esta frecuencia se mide la vibración en la cubierta de la unidad, con un límite de 10 G'S pico de aceleración. Esta norma especifica que se utilicen pick ups tipo no contacto para medir la vibra--

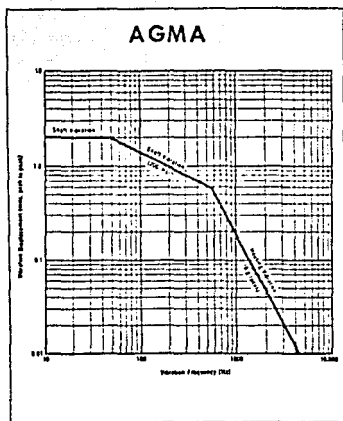


Fig. 4.18 Límites AGMA para Vibración en unidades equipadas con engranes helicoidales y de espina de pescado.

ción de los ejes; sin embargo, se pueden utilizar pickups - de tipo rozaje en algunos casos para medir la vibración - a frecuencias hasta de 200 Hz (12,000 CPM). Por supuesto - las medidas de vibración tomadas de la cubierta deberán hacerse por medio de un pickup del tipo acelerómetro.

4.5.5 Carta General de Severidad de la Aceleración de Vibración IRD.

En casos donde la vibración de la maquinaria es medida - en unidades de aceleración (G's pico), esta carta, puede ser usada como una guía para evaluar la condición de la maquinaria Fig. 4.49

Líneas de velocidad de la vibración constante son incluidas en esta carta para proporcionar bases de comparación, y puede notarse que para frecuencias de vibración abajo de - 60,000 CPM (1000 Hz) las líneas, las cuales dividen las regiones de severidad son relativamente de velocidad constante. Sin embargo, arriba de 60,000 CPM, las regiones de severidad son definidas por valores de aceleración constante muy cercanos.

Puesto que la severidad de aceleración de la vibración - depende de la frecuencia, sólo lecturas de aceleración filtrada deberán ser aplicadas en esta carta.

4.5.6 Clasificación para bombas centrífugas Inatascables, - Verticales u Horizontales del Instituto de Hidráulica

El Instituto de Hidráulica a propuesto normas que estable

VIBRATION ACCELERATION GENERAL SEVERITY CHART

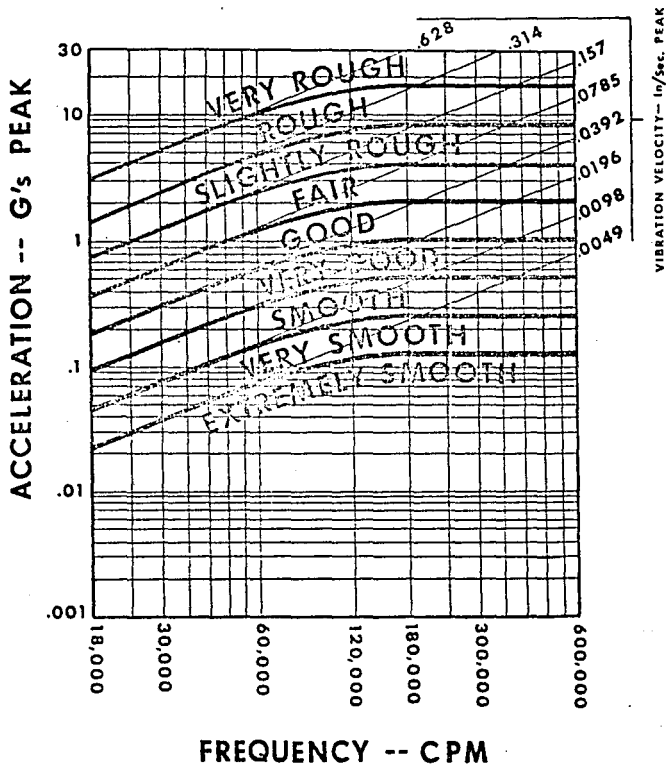


Figura 4.19 Carta General de Severidad de Aceleración de la Vibración IRD.

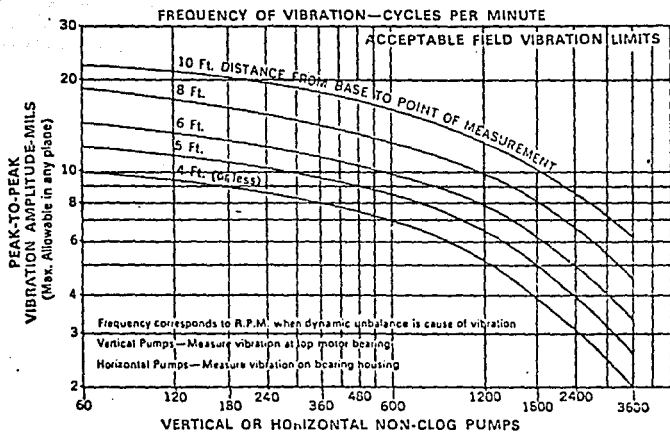


Figura 4.20 Clasificación de la Vibración del Instituto de Hidráulica para bombas centrífugas, horizontales y verticales.

cen la máxima vibración aceptable de bombas centrífugas ver
ticales y horizontales. La carta que se muestra en la Fig.
4.20 es incluida en la norma B-74-1 "Hidraulic Institute -
Applications Standards 1967" y se aplica a bombas centrífuga--
gas inatascables verticales u horizontales bajo condiciones
de servicio en el campo.

Para utilizar esta carta la amplitud de vibración deberá
estar en mils pico a pico midiendo el desplazamiento sobre-
la caja de baleros. En bombas verticales, la vibración es-
medida en la tapa de baleros del motor. Solo amplitudes -
filtradas deberán ser aplicadas en esta carta, sólo cubre -
frecuencias hasta 3,600 CPM (60 Hz) y asumiendo que la pri-
mera vibración es u ocurre a 1 por RPM.

Es interesante notar en esta carta que la amplitud de vi
bración permisible depende de las RPM de la bomba, como tam
bién de la distancia de la base de la bomba al punto de me-
dición. Esto es importante, particularmente en bombas ver-
ticales ya que la amplitud de la vibración deberá ser carac
terísticamente grande a altas elevaciones.

4.5.7 Especificación del Instituto Americano del Petróleo (API).

El Instituto Americano del Petroleo (API) tiene un set -
de normas para turbo máquinas usadas en la industria petro-
química. Algunas de estas especificaciones son (Api-611 Ge
neral Purpose Steam Turbines). (Api-612 Special Purpose --
Steam Turbines); (Api-613 Special Purpose Gear Units); (Api
616 Combustion Gas Turbines)y(Api-617 Centrifugal Compre-
ssors). Esta norma cubre también muchos aspectos de insta

lación de maquinaria, especificaciones concernientes a calidad de balanceo de rotores, velocidades críticas de rotores y tolerancias de vibración.

Normalmente, las especificaciones API establecen un límite de máximo aceptable para vibración relativa de ejes, medida con pickups tipo no contacto. Por ejemplo, API-617, la cual se aplica a compresores centrífugos, para refinerías establece que la vibración aceptable máxima de un eje, medido en mils de pico a pico, no deberá ser mayor que $2.0 \text{ mils} \cdot \sqrt{\frac{12,000}{\text{RPM}}}$. El mismo criterio es usado en otras especificaciones API y se han venido usando con bastantes buenos resultados.

La instalación y características operacionales de los sistemas de pickups tipo no contacto usados para medir la vibración de ejes son especificados en detalle en la norma API - 670.

4.5.8 Guía tentativa para Tolerancias de Vibración para Máquinas Herramientas.

Las amplitudes de vibración de máquinas herramientas, deberán ser muy pequeñas para mantener las tolerancias dimensionales y proveer acabados superficiales aceptables en las piezas maquinadas. Basándose en la experiencia del IRD y consultando a los ingenieros de servicio que trabajan en varios tipos de problemas en máquinas herramientas, las tolerancias listadas en la carta de la Fig. 4.21 han sido seleccionadas como típicos de máquinas herramientas en buen estado.

TENTATIVE GUIDE TO VIBRATION TOLERANCES FOR MACHINE TOOLS

TYPE OF MACHINE

Displacement of vibrations as read with pickup on spindle bearing housing in the direction of cut.

Grinders

Tolerance Range

Thread Grinder

.01 — .06 mils

Profile or Contour Grinder

.03 — .06 mils

Cylindrical Grinder

.03 — .10 mils

Surface Grinder (vertical reading)

.03 — .2 mils

Grinder or Resin Type

.05 — .2 mils

Centerless

.04 — .1 mil

Boring Machine

.06 — .1 mil

Lathe

.3 — 1.0 mils

These values come from the experience of IRD personnel who have been troubleshooting machine tools for over 10 years with the IRD equipment. They merely indicate the range in which satisfactory parts have been produced and will vary depending upon size and finish tolerances.

Figura 4.21 GUIA TENTATIVA DE TOLERANCIAS DE VIBRACION --
PARA MAQUINAS HERRAMIENTAS DE IRD MECHANYSIS

Por supuesto, los valores mostrados en la carta son presentados solo como una guía, y las tolerancias actuales de vibración para una máquina herramienta específica, deberá depender de las tolerancias dimensionales y de los requerimientos de acabado superficial de piezas maquinadas individualmente. Sin embargo, pueden notarse que las amplitudes de vibración para máquinas herramientas son menores a las que generalmente se consideran aceptables para máquinas industriales, como son ventiladores, motores y bombas. En suma, deberá también notarse que las guías de tolerancia de vibración están expresadas en unidades de desplazamiento, porque lo concerniente con la vibración de la máquina herramienta es el movimiento relativo de la pieza de trabajo y la herramienta de corte o rueda rectificadora y como este movimiento relativo compara el acabado superficial especificado o tolerancias dimensionales, las cuales también son expresadas en desplazamientos o unidades de distancia.

4.5.9 Norma (ISO) 2372 de la Organización Internacional de Standards.

En 1974 la Organización Internacional de Standards (ISO) publicó la norma 2372 - "Vibración mecánica de máquinas - con velocidades de operación desde 10 a 200 revoluciones - por segundo."

El objeto de esta norma es establecer algunas guías reales de niveles de vibración aceptable, para seguridad, rentabilidad y percepción humana. Esta guía se muestra en la figura 4.22.

La norma (ISO) 2372 es algo único, comparado con otras guías presentadas, esta norma fue elaborada para establecer

Ranges of vibration severity		Examples of quality judgement for separate classes of machines			
Range	rms velocity v (in mm/s) at the range limits	Class I	Class II	Class III	Class IV
0,28	0,28	A	A	A	A
0,45	0,45				
0,71	0,71				
1,12	1,12	B	B	A	A
1,8	1,8		B		
2,8	2,8	C	C	B	B
4,5	4,5			C	
7,1	7,1	D	D	C	C
11,2	11,2			D	
18	18			D	
28	28	D	D	D	D
45	45				
71	71				

Class I : Individual parts of engines and machines, integrally connected with the complete machine in its normal operating condition. (Production electrical motors of up to 15 kW are typical examples of machines in this category.)

Class II : Medium-sized machines, (typically electrical motors with 15 to 75 kW output) without special foundations, rigidly mounted engines or machines (up to 300 kW) on special foundations.

Class III : Large prime movers and other large machines with rotating masses mounted on rigid and heavy foundations which are relatively stiff in the direction of vibration measurement.

Class IV : Large prime movers and other large machines with rotating masses mounted on foundations which are relatively soft in the direction of vibration measurement (for example turbo-generator sets, especially those with light-weight substructures).

Figura 4.22 Guía de Severidad de Vibración en Maquinaria de la Organización Internacional de Estandars (ISO STD 2372)

las tolerancias de diferentes tipos y clasificaciones de máquinas. Esto es similar a los factores de servicios establecidos por M.P. Blake.

Ejemplos representativos de máquinas de estas cuatro clasificaciones de (ISO) son también mostradas en la Fig. 4.22.

Algunos factores importantes a recordar, cuando se aplica la norma 2372 de (ISO) son los siguientes:

1.- Las medidas de amplitud deberán ser tomadas en forma de velocidad, pulg/seg. o mm/sec. la tabla en la Fig. muestra los valores de velocidad en mm/sec (rms). (1 pulg/sec = 25.4 mm/sec).

2.- La norma cubre frecuencias de vibración entre 10 y 1000 Hz (600 a 60,000 CPM) en máquinas con velocidades de operación entre 10 a 200 RPS (600 a 12,000 RPM).

3.- Esta norma se aplica a medidas de vibración en la superficie de la máquina o alojamiento de baleros y no es aplicable para medir la vibración en flechas.

CAPITULO V

CAUSAS DE LA VIBRACION

El objetivo de este Capítulo es dar a conocer las características de las causas más comunes de vibración y como corregirlas para un funcionamiento suave y silencioso de las unidades reductoras o incrementadoras de velocidad, así como también de la maquinaria en general.

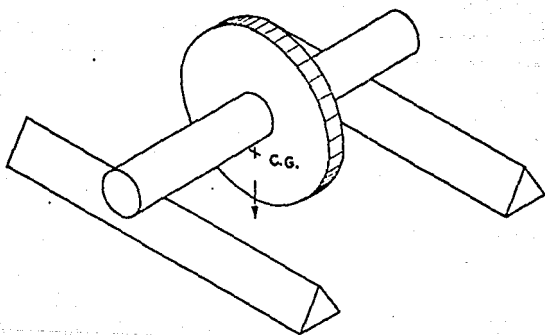
5.1 VIBRACION POR DESBALANCEO

El desbalanceo es la causa más común de la vibración en la maquinaria rotativa. La vibración ocasionada por el desbalanceo se dá a una frecuencia equivalente a 1XRPM de la parte desbalanceada, mientras que la amplitud de la vibración es proporcional a la magnitud del desbalanceo existente.

Existen dos tipos de desbalanceo, el desbalanceo estático y el desbalanceo dinámico.

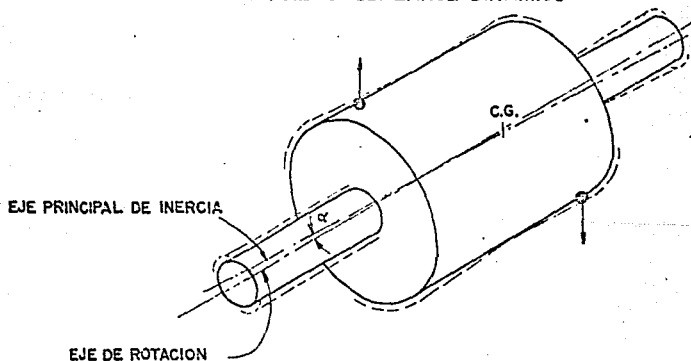
El desbalanceo estático en un elemento rotativo, es la condición que existe cuando el centro de gravedad del elemento no coincide con el eje de rotación (Fig. 5.1).

FIG. 5.1 DESBALANCE ESTATICO



El desbalanceo dinámico se manifiesta únicamente cuando el cuerpo o rotor se encuentra en movimiento giratorio y desaparece si el movimiento se detiene. Puede visualizarse más fácilmente por medio de dos fuerzas desbalanceadas en los extremos del rotor. Juntas estas fuerzas, producen un balanceo estático, pero cuando giran producen un par que tiende a voltear el rotor en el plano de sus ejes, esto es, en un instante dado, a elevar un extremo y a bajar el otro y 180° después, de una forma contraria. Esto tiende a causar que el eje describa una figura de onda doble, con los dos conos sobre un eje común (el eje de rotación) y sus vértices coincidentes en el centro de gravedad del rotor, el cual está estacionario en el espacio. Fig. 5.2

FIG. 5.2 DESBALANCE DINAMICO



Hay muchas causas de desbalanceo en un rotor. Las causas más comunes se describen a continuación:

A) Imperfecciones ocasionadas en Fundiciones.

A veces, los rotores de fundición como engranes, impulsores de bombas, etc. tendrán burbujas o agujeros ocasionados en el proceso de fundición.

Las imperfecciones pueden estar dentro de la pieza y no se pueden detectar mediante la inspección visual corriente. Sin embargo, el vacío que se forma puede ser la causa de un desbalanceo verdaderamente importante. Fig.5.3.

B) Excentricidad.

Hay excentricidad cuando la línea de centros geométrica no coincide con la línea central rotativa. El rotor mismo puede ser totalmente cilíndrico y sin embargo, el centro de rotación se ha detectado descentrado.

C) Implementación de Cuñas y Cuñeros.

Desafortunadamente, hay muy pocas normas reconocidas a través de la industria en cuanto a la implementación de cuñas, cuando se realiza un equilibrio de componentes. Un fabricante de motores puede equilibrar su producto con cuña completa, media cuña o quizás sin cuña alguna. Por consiguiente, si un fabricante de poleas equilibra su polea sin cuña y un fabricante de motores balancea su motor sin cuña, y luego estos dos componentes se ensamblan con cuña, se producirá desbalanceo. Así mismo, si ambos equilibran sus productos con una cuña completa, las unidades armadas estarán desbalanceadas.

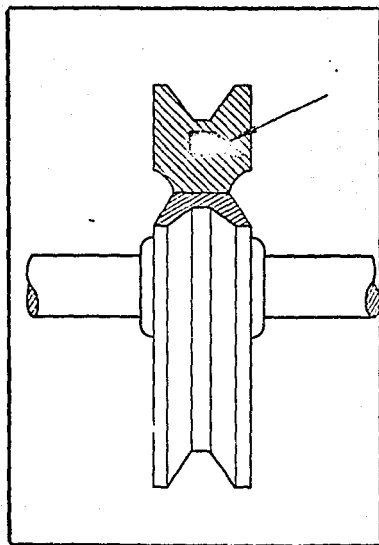


Figura 5.3 Tanto las burbujas como las inclusiones de arena pueden producir un desequilibrio -- significativo.

D) Distorsión.

Aunque una pieza esté razonablemente bien balanceada después de su fabricación, muchas causas pueden distorsionar o cambiar la forma del rotor y así alterar su equilibrio inicial. Las causas comunes de semejante distorsión son las tensiones internas del material y la distorsión térmica.

A veces el alivio de tensiones es un problema que tienen los rotores fabricados por soldadura. En efecto, cualquier pieza que se ha moldeado por presión, estiramiento, flexión, extrusión, etc., tendrá naturalmente altas tensiones internas. Si no se alivia la tensión del rotor o de las piezas que lo componen durante la fabricación, es posible que pase por este problema de por sí, por un período de tiempo y la consecuencia es que el rotor se puede distorsionar un poco para tomar nueva forma.

La distorsión que ocurre por un cambio de temperatura se llama "distorsión térmica". Es normal que el metal se expanda cuando se calienta; sin embargo, debido a imperfecciones menores, y al calentamiento desigual, la mayoría de los rotores se expandirán desigualmente, lo que producirá distorsión térmica. Es muy común en máquinas que funcionan a temperaturas elevadas, tales como motores eléctricos, ventiladores, sopladores, compresores, turbinas, etc. La distorsión térmica puede requerir que el rotor este desbalanceado en la temperatura normal del funcionamiento, aunque haya estado bien equilibrado en su estado frío.

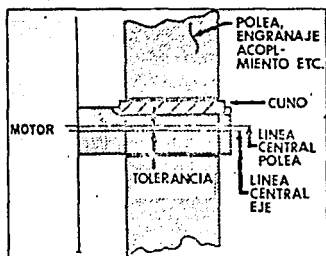


Figura 5.4 El autoajuste a las tolerancias es fuente común de desequilibrio.

E) Tolerancias de Claro.

Una de las causas más comunes de desbalanceo es la posible acumulación de tolerancias que pueden efectuarse durante el ensamble de una máquina. La Fig. 5.4 muestra un ejemplo típico de la acumulación de tolerancias en las diferentes piezas, lo que produce desequilibrio. El diámetro interior de la polea es necesariamente mayor que el diámetro del eje y cuando se usa una cuña o un tornillo de presión, la compensación del huelgo desplaza el peso de la polea a un lado de la línea de centro giratoria del eje.

F) Corrosión y Desgaste.

La mayoría de los rotores, especialmente el ventilador soplador, compresor y rotor de bomba, como también los rotores que se usan en los procesos del manejo de material son susceptibles a la corrosión, abrasión y desgaste, si la corrosión y el desgaste no ocurren uniformemente se producirá desbalanceo.

G) Acumulación de Depósitos.

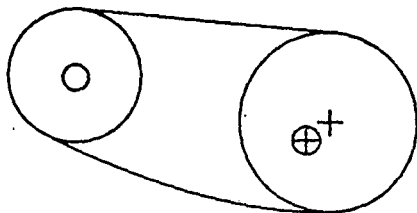
Los rotores que se usan en el manejo de materiales se pueden desbalancear a causa de una acumulación desigual de dedepósitos (polvo, cal, etc.) en el rotor. El aumento gradual de desequilibrio que se produce se puede convertir rápidamente en un problema grave, cuando las partículas de sedimento se comienzan a desprender. A medida que se desprenden más depósitos pequeños, la vibración aumenta y se desprenden más depósitos, lo que rápidamente puede ocasionar un problema grave de desequilibrio de vibración.

5.2 VIBRACION POR EXCENTRICIDAD.

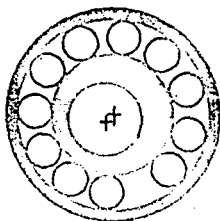
La excentricidad es otra causa que comúnmente da origen a la vibración en la maquinaria. En este caso, por excentricidad no se entiende una condición de redondez defectuosa, sino más bien el estado que se da cuando la línea central (rotacional) de un eje no coincide con la línea central (geométrica) del rotor. La Fig. 5.5 da ejemplos de la excentricidad.

En realidad, la excentricidad es a menudo la fuente del desbalanceo que da por resultado la condición de más peso - por un lado de la línea central rotacional que en el otro lado. Por ejemplo, en el caso del cojinete antifricción - que aparece en la Fig. 5.5 el diámetro de la pista interior no tiene concetricidad con la línea central geométrica de la línea central de la pista exterior. Se acaba introduciendo un desequilibrio aparente en la parte montada sobre el cojinete. Sin embargo al equilibrar el rotor, las fuerzas que causan la vibración quedarán compensadas haciendo que desaparezca la vibración. Es por esto que se recomienda balancear un rotor sobre sus propios cojinetes. Además, hay que tener mucho cuidado para que no se altere la posición de la pista interior del cojinete sobre el eje, ya que la excentricidad de la misma ha sido compensada agregando al rotor pesos para corregir el equilibrio. Si se ve cambiada la relación, entonces la condición que resulta será igual de lo que hubiera sido, sino tuviera corrección alguna.

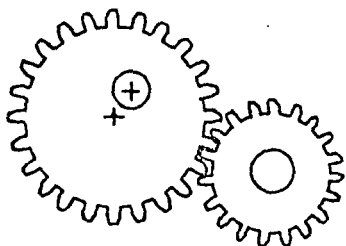
Aunque sea la excentricidad una causa de desequilibrio que se puede corregir por medio de métodos de equilibrio ru-



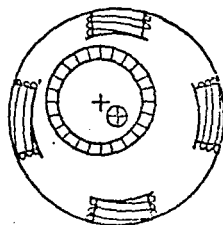
POLEA EXCENTRICA



COJINETE EXCENTRICO



ENGRANAJE EXCENTRICO



**ARMADURA DE
MOTOR EXCENTRICO**

Figura 5.5 Ejemplos de excentricidad

tinarios, la excentricidad podrá además, dar lugar a fuerzas reactivas que, en algunos casos no podrán corregirse por medio del balanceo. Por ejemplo, el engrane excéntrico que se ve en la Fig. 5.5 produce fuerzas reactivas debido a la acción como la de levas que aplica al engrane que impulsa. La vibración más marcada tendrá lugar en el mismo sentido que una línea que pase por los centros de ambos engranes a una frecuencia equivalente a 1 X RPM del engrane excéntrico.

Cualquier excentricidad que afecta una polea para correa en V como en la Fig. 5.5, producirá fuerzas reactivas al igual que en el engrane excéntrico. En este caso, la vibración más marcada se notará en el sentido de la tensión de la correa y a una frecuencia equivalente a 1 X RPM de la polea excéntrica.

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

En el caso de la armadura de motor excéntrica, aunque la armadura misma puede hallarse en equilibrio en lo que respecta a la distribución del peso del rotor, se generará una fuerza de 1XRPM entre la armadura y los polos del motor. Así que un aumento de la potencia del campo magnético producido por un aumento de la carga del motor puede provocar mayor vibración. Un método posible de comprobar la presencia de dicha condición, es medir la vibración funcionando el motor bajo carga. Luego se apaga la alimentación observando qué es lo que pasa con la amplitud de vibración. Si la amplitud disminuye poco a poco a medida que va a parar el motor en marcha libre, es que el problema será el desequilibrio. En cambio, si desaparece la amplitud de vibración en el momen

to mismo de cortar la corriente, se trate de un problema - eléctrico, debido a lo mejor, a la excentricidad de la armadura, los motores y generadores pueden tener otros problemas eléctricos que ocasionen vibraciones. Por ejemplo, un devanado en corto circuito, barras de rotor quebradas o un rotor que no este debidamente centrado en el estator, también provocarán la vibración. Una inspección visual junto con los procedimientos estandar para ensayar motores revela rá la índole del problema eléctrico.

5.3 VIBRACION POR DESALINEAMIENTO.

La desalineación es problema casi tan común como el desequilibrio por un motivo muy sencillo. Es que a pesar de tantos cojinetes "autoalineables" y acoplamientos flexibles sigue siendo difícil alinear dos ejes con sus respectivos cojinetes, de manera que no exista fuerza alguna que ocasione vibraciones. La Fig. 5.6, muestra los tres tipos posibles de la desalineación de los acoplamientos:

- 1) Angular.- Donde la línea central de los dos ejes forman un ángulo donde se juntan.
- 2) Paralelo.- Donde las líneas centrales de los ejes (con ser paralelas) se hallan descentradas.
- 3) Combinado.- Este desalineamiento es una combinación de los dos anteriores.

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

La desalineación, aún habiendo acoplamientos flexibles, produce dos fuerzas: la axial y la radial que ocasionan, a su vez, la vibración axial y radial, cosa que pasa aún cuando quede la desalineación dentro de los "límites" de flexibilidad del acoplamiento. Por lo tanto, la importancia de las fuerzas y la vibración que éstas generan aumentará a medida que aumente la desalineación. La característica más significativa de una vibración que se debe a la desalineación o a los ejes deformados, es que se presentará tanto en

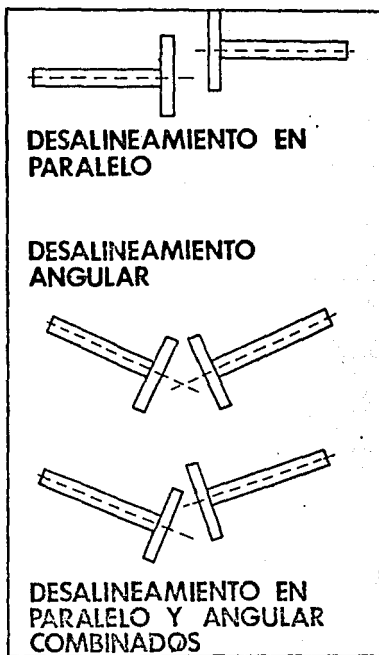


Figura 5.6 Tipos de Desalineamiento.

sentido radial como axial, lo que explica el porqué se realizan lecturas sobre la vibración axial.

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

Pueden existir condiciones de desalineación que no tienen nada que ver con un acoplamiento, por ejemplo, la desalineación de un cojinete con respecto al eje. En el caso de un cojinete tipo chumacera desalineado, como en la Fig. 5.6, no habrá vibración a menos que no haya un desequilibrio al mismo tiempo. Habrá una vibración radial así como axial producida por la reacción del cojinete desalineado a la fuerza provocada por el desequilibrio. En dicho caso la verdadera causa de una vibración de este tipo es el desequilibrio y por eso las lecturas axial y radial se verán reducidas cuando se vuelva a equilibrar la pieza afectada.

Otra condición de desalineación que produce una vibración axial elevada, es la de las poleas y catarinas que equipan las unidades motrices de cadena y de correa en V. La desalineación que presenta la Fig. 5.7 no sólo lleva a una vibración destructiva, sino también al desgaste excesivo y acelerado de poleas, catarinas, cadenas y correas de transmisión.

La vibración axial es la mejor indicación que hay en la desalineación o de un eje deformado. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea superior a la mitad de la lectura radial más elevada (horizontal o vertical)

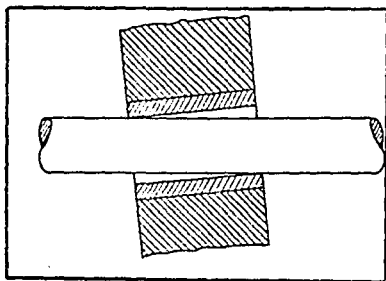


Figura 5.7a El desalineamiento de un cojinete de manga con su eje no provocará más que una vibración axial si además hay desequilibrio.

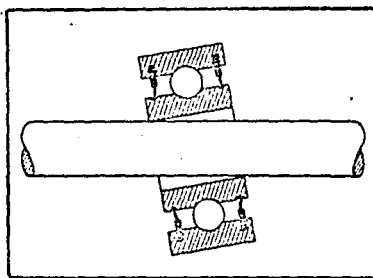


Figura 5.7b Cuando se halla desalineado con su eje un cojinete anti-fricción la vibración axial se producirá, haya o no un desequilibrio.

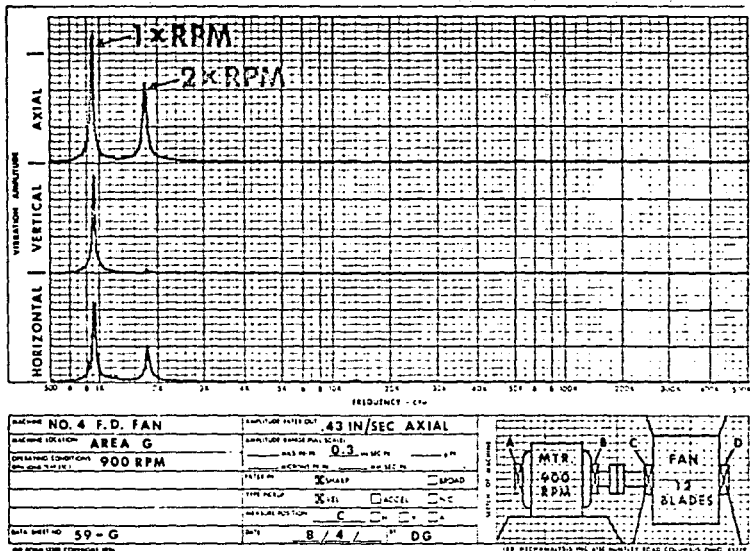


Figura 5.8 Datos analíticos de vibración típicos de desalineación o de un eje deformado.

es. que se deberá sospechar la presencia o de una desalineación o un eje deformado. La Fig. 5.8 constituye un ejemplo de las lecturas de vibración típicas de una desalineación o de un eje deformado.

5.4 VIBRACION POR AFLOJAMIENTOS.

El aflojamiento o desajuste mecánico y el martilleo que éste ocasiona, produce una vibración a una frecuencia dos veces la de la velocidad rotativa (2XRPM) y hacia el límite superior de la pieza suelta.

La vibración característica del desajuste mecánico no se produce a menos que intervenga otra fuerza excitadora, como un desequilibrio o desalineación que la cause. Sin embargo, cuando hay soltura excesiva, el desequilibrio o desalineación más mínima dará lugar a vibraciones importantes. Así que la soltura lo que hace es permitir que se produzca más vibración de lo que habría en su ausencia.

Aunque dichas vibraciones si pueden disminuirse eliminando las fuerzas de desequilibrio o desalineación, debido a lo reducidas que son las fuerzas necesarias para hacer que un estado de soltura provoque vibraciones, solución que requiere pues un nivel de equilibrio o alineación tan fino que puede que no sea ni posible ni práctico.

La naturaleza de la soltura mecánica y la razón por qué ocasiona una vibración a la frecuencia de 2XRPM se explica refiriéndose a la secuencia que aparece en la Fig. 5.9 , se representa en la misma un rotor desequilibrado montado en un cojinete por medio de pernos de montaje flojos. En la Fig. 5.9 .A, el lugar pesado del desequilibrio ha llegado a la posición de seis horas, en donde la fuerza del desequilibrio está dirigida hacia abajo, lo que tiende a forzar el cojinete contra su pedestal. En la Fig. 5.9 .B, en cambio el -

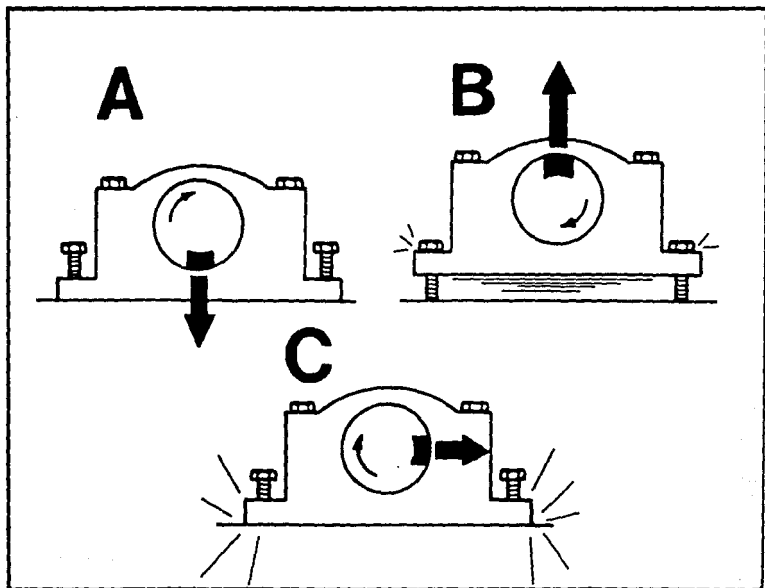


Figura 5.9 Mecanismo de soltura mecânica.

lugar pesado ha llegado a la posición de doce horas, por lo que la fuerza de desequilibrio que resulta se ve dirigida - hacia arriba. Esta fuerza hacia arriba tiende a "levantar" el cojinete del pedestal según se observa. En la Fig. - 5.9 .C, se encuentra el lugar pesado en la posición de tres horas en la que la fuerza de levante del desequilibrio es - cero. Por lo tanto, el cojinete no hará sino caerse contra el pedestal. Como se podrá ver, se trata de una acción que aplica dos fuerzas por cada vuelta que da el eje, una fuerza aplicada por el desequilibrio rotativo y la segunda al - caerse el cojinete contra el pedestal. De aquí que una frecuencia de vibración de 2XRPM. Esto se puede observar de - manera gráfica mediante el osciloscopio que acompaña el analizador de vibraciones. La curva que aparece en la Fig. - 5.10 es típica del desajuste mecánico.

Habría, desde luego, algún juego en cada máquina, siendo normal que se de alguna vibración a la frecuencia de 2XRPM, cuando exista algún desequilibrio o desalineación. En general, se debe sospechar de la soltura mecánica como la causante del problema, cada vez que la fuerza de la vibración a - 2XRPM supera la mitad de la fuerza de vibración a una velocidad rotatoria (1XRPM).

Además, si se encuentra mucha dificultad al querer eliminar la vibración por el equilibrado o realineación, se debe realizar una inspección visual para detectar cualquier soltura posible.

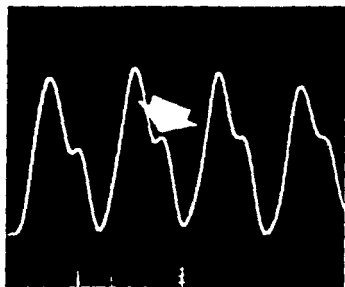


Figura 5.10 La irregularidad que afecta - esta curva es típica de la soltura mecánica.

5.5 VIBRACION POR RODAMIENTOS Y CHUMACERAS DEFECTUOSAS.

Los cojinetes antifricción con defectos de pista, bola o rodillo, normalmente ocasionan una vibración de alta frecuencia, cosa que suele producirse a una velocidad, varias veces la velocidad rotatoria de la parte pero sin que sea múltiplo exacto de las RPM del eje. Así es que una observación del eje rotatorio bajo la luz estroboscópica es difícil - que produzca una imagen estacionaria, como sería el caso si se tratara de una vibración ocasionada por el desequilibrio, la desalineación o engranes, los cuales se dan a múltiples exactos de las RPM del eje. En muchos casos, la vibración de un cojinete no es uniforme, ya que se observa un ligero movimiento espasmódico en el frecuenciómetro. La razón por qué se encuentra tanto la frecuencia elevada junto con la frecuencia a veces inestable o espasmódica al examinar los cojinetes antifricción defectuosos, puede buscarse investigando la naturaleza de las fuerzas excitadoras que genera un cojinete que tenga una bola con un sitio plano. A medida que rueda la bola, el desperfecto hace contacto intermitente con las pistas interiores y exteriores del cojinete, lo que produce una vibración a una y tal vez dos veces la frecuencia de la bola será varias veces las RPM del eje, la vibración que resulta será más bien elevada en comparación con la frecuencia de la velocidad rotatoria. La amplitud de la vibración dependerá pues de cuán defectuosa es la cojinete.

Además de la vibración que se produce a la frecuencia de la bola al rodar o a algún múltiplo de la misma, dichos impactos momentáneos podrán excitar la vibración muy parecida a la que se hace al hacer sonar una campana.

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

Naturalmente estas frecuencias naturales serán elevadas-- si se les compara con las RPM de las máquinas.

Así que las frecuencias vibratoriales que se midan en un cojinete defectuoso serán también elevadas. Además, es difícil que las frecuencias naturales de las varias partes -- sean múltiples exactas de las RPM del eje.

Por lo tanto, la frecuencia vibratorial de un cojinete -- no es probable que sea múltiple de las RPM del eje. Por -- fin, como hay tantas partes, incluyendo la pista interior, -- la pista exterior del cojinete, la jaula del cojinete, la -- caja y el eje rotativo, que pueden ser excitadas a la vibración por el impacto del desperfecto del cojinete, es muy fácil que se produzcan varias frecuencias vibratoriales simultáneamente y en grado distinto. Así es que la frecuencia -- de vibración de un cojinete puede ser algo inestable, lo -- que da un movimiento espasmódico al frecuencimetro.

El análisis que aparece en la Fig. 5.11 se llevó a cabo -- con una máquina con cojinetes antifricción defectuosos. No te por el trazado X-Y que realmente existen frecuencias elevadas generadas por un cojinete defectuoso. Estas son a lo mejor, las distintas frecuencias naturales del cojinete y-

otras partes asociadas que son activadas. Cuando hay un cojinete defectuoso generalmente no cabe duda de ello, ya que es lo único que explica lo alta que es la frecuencia de vibración. Además, la vibración que genera un cojinete normalmente no se transmite con facilidad al resto de la máquina. Así el cojinete defectuoso será el que se halle más cerca del punto de mayor vibración del tipo que se acaba de describir.

Hay que recordar que los cojinetes son los dispositivos de mayor precisión que se fabrican y por eso no fallan prematuramente a menos que sea por consecuencia de alguna fuerza externa.

Semejantes fuerzas son a menudo las mismas que causan la vibración, se debe revisar el equipo cuidadosamente por si hay otras dificultades como el desbalanceo y la desalineación después de reemplazar un cojinete, sobre todo si los casos de fallas prematuras de cojinetes han sido frecuentes. Este procedimiento ayudará a obtener un servicio más duradero y libre de problemas.

Los problemas que se encuentran en chumaceras y que producen niveles de vibración o ruidos elevados, por lo general, son el resultado del juego excesivo de las mismas (producido a su vez por el frotamiento o erosión química), soltura (esto es, que se suelta el habit dentro del cascó) o problemas de lubricación.

Una chumacera con juego excesivo puede permitir que un desequilibrio o desalineación relativamente mínimo u otra fuerza vibratoria dé lugar a una soltura mecánica o martilleo. En el último caso, la chumacera misma no es la verda

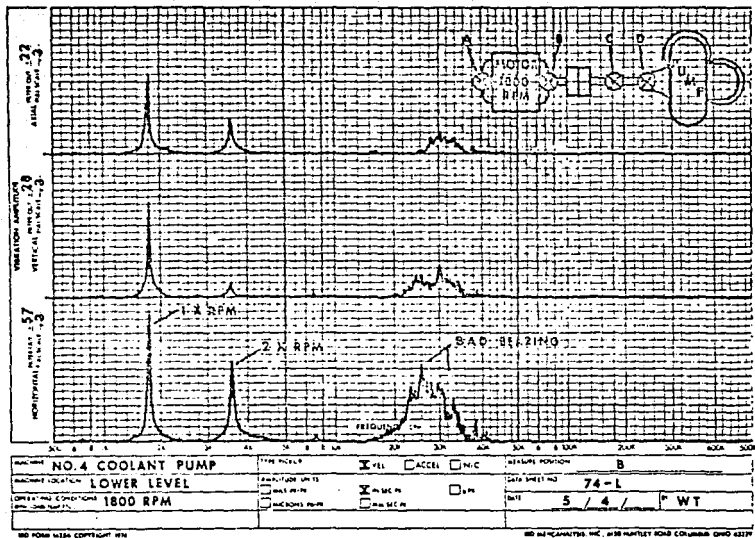


Figura 5.11 Análisis de vibración de un cojinete de bolas defectuoso.

dera causante, pero lo que pasa es que permite mayor vibración de la que hubiera si fuesen correctas las tolerancias de la misma. Una chumacera que ha sido refundida y frotada a menudo se detecta comparando las amplitudes vibratorias vertical y horizontal. Normalmente, las máquinas montadas rígidamente sobre una base o estructura inmóvil revelan una amplitud de vibración ligeramente más elevadas en el plano horizontal.

5.6 VIBRACION POR VORTICE DE ACEITE.

Otro problema que se asocia con las chumaceras, es el movimiento giratorio del aceite. Este tipo de vibración no se produce más que con los equipos provistos de chumaceras lubricadas a presión que trabajen a velocidad relativamente alta, normalmente, por encima de la segunda velocidad crítica del rotor.

La vibración que se da al girar el aceite es a menudo muy severa, pero resulta fácil reconocerla porque la frecuencia que presenta es levemente menor (5% a 8%) de la mitad de las RPM del eje. Por ejemplo, en una máquina que gire a 8600 RPM puede darse un movimiento giratorio del aceite de una frecuencia de como 4000 CPM. Como la frecuencia resulta algo menos que 1/2 de RPM el eje no aparecerá inmóvil bajo la luz estroboscópica, sino que tendrá apariencia de estar girando.

El mecanismo que pone en marcha un movimiento del aceite puede explicarse refiriéndose al diagrama en la Fig. 5.12, - bajo condiciones de trabajo normal, el eje de la máquina subirá ligeramente por un lado de la chumacera como se ve en la figura. Hasta dónde sube depende de las RPM del eje, el peso del rotor y la presión del aceite. El eje, girando en una posición excéntrica con respecto al centro de la chumacera recoge aceite en forma de cuña para producir una película porta cargas bajo presión. Si la excentricidad del eje dentro de la chumacera aumenta momentáneamente alterando su posición equilibrada, tal vez debido a un impulso repentino; - un choque externo u otra condición transitoria, entrará bombeando más aceite en seguida, hasta llenar el espacio que de

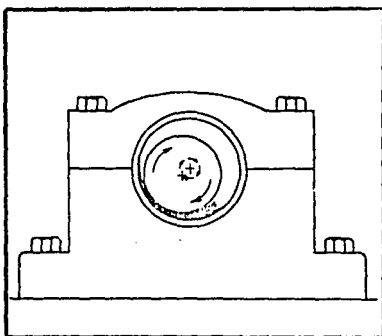


Figura 5.12 Movimiento giratorio del aceite.

ja el eje, lo que aumenta la presión que apoya el aceite. - Esta fuerza adicional desarrollada por la película de aceite puede obligar al eje a dar vueltas excéntricas dentro del cojinete. Si el efecto amortiguador que hace el sistema es su ficiente volviera el eje a su posición normal dentro del coj inete, pero de no ser así, seguirá dando vueltas excéntricas.

Ordinariamente el problema del movimiento giratorio del - aceite se achaca a la construcción incorrecta de la chumacera, pero otras causas posibles son, por ejemplo, el desgaste excesivo de ésta, un aumento de la presión del aceite de lubricación o un cambio habido en la viscosidad del aceite.

Cuando se encuentra dicho movimiento del aceite, se puede algunas veces aplicar un correctivo temporal cambiando la - temperatura (viscosidad) del lubricante. Aumentar la carga sobre el cojinete, introduciendo un leve desequilibrio o de salineación también puede surtir efecto.

Asimismo, da resultados buenos en algunos casos, raspar las superficies laterales de la chumacera o ranurar el exte rior del cojinete a fin de quebrar la "cuña" de lubricante.

Hay disponibles algunas configuraciones especiales de - chumaceras o cojinetes lisos, destinados a reducir la posibilidad de provocar ese movimiento giratorio del aceite. - Algunos de estos diseños aparecen en la Fig. 5.13. Normalmente la aplicación de chumaceras de ranurado axial se limi ta a las de tamaño reducido como las que se instalan en las turbinas de gas livianas y los turbocompresores. El cojine te de tres lóbulos imparte al cojinete mejor estabilidad - contra el movimiento giratorio del aceite ya que las tres -

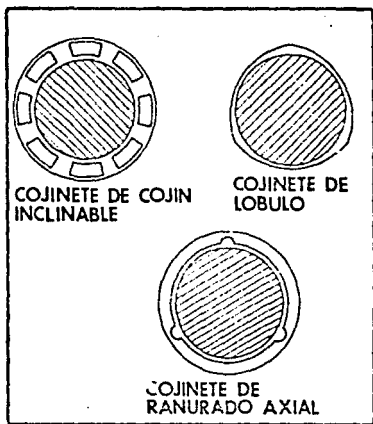


Figura 5.13 Se han realizado configuraciones de cojinete especiales para reducir la posibilidad de provocar un movimiento giratorio del aceite.

superficies distintas del cojinete sirven para generar películas de aceite bajo presión que tienden a centrar el eje. - En algunos casos se incluyen también ranuras en la intersección de las distintas superficies del cojinete de lóbulos para aumentar su resistencia al movimiento del aceite.

Se selecciona a menudo el cojinete de cojines inclinables para aplicaciones como de maquinaria industrial de tamaño grande. Al igual que el cojinete de lóbulos cada segmento a cojín provoca su propia cuña de aceite bajo presión que tiende a centrar el eje dentro del cojinete. Esta característica inclinable permite que cada cojín siga al eje lo que mejora el amortiguamiento del sistema, así como su estabilidad general.

5.7 VIBRACION POR BANDAS MOTRICES.

Las bandas o correas en V gozan de una aceptación general en las aplicaciones de la transmisión de la fuerza, porque tienen mucha capacidad de absorber los choques y la vibración.

Además, en muchos casos las correas en V proporcionan un funcionamiento relativamente silencioso en comparación con las transmisiones por cadena o engranes. Sin embargo, las correas en V pueden ser fuente de vibración nociva, sobre todo con respecto a las máquinas, herramienta que requieren que se guarden niveles de vibración muy reducidos.

Los problemas vibracionales que se asocian con las correas en V son por lo general, de dos tipos: 1) la reacción de la correa a otras fuerzas perturbadoras, y 2) Una vibración que se debe a problemas específicos de la correa.

Muchas veces se hecha la culpa a las correas en V como causantes de la vibración, porque a menudo los tramos flexibles entre las poleas pueden verse en vaivén y dando latigazos. Como la vibración de las correas es más visible que la de otras partes de la máquina y como las correas son generalmente las piezas más fáciles de cambiar, el reemplazo de una correa es a menudo lo primero que se hace al querer corregir un problema de vibración. Sin embargo puede ser que la correa reaccione a otras fuerzas perturbadoras de la máquina. Por ejemplo, un desequilibrio excesivo, poleas excéntricas, la desalineación o la soltura mecánica pueden ocasionar una vibración fácil de ver en la correa. Así que la correa puede ser no más que una indicación de otros disturbios habidos en el equipo. Por lo tanto, antes de reemplazar

las correas de transmisión se debe llevar a cabo un análisis para poder determinar la índole verdadera del problema.

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

Se puede determinar fácilmente las RPM de una correa si se sabe el largo de la correa, así como el diámetro de paso y las RPM de una de las poleas, mediante la siguiente fórmula:

$$\text{RPM DE CORREA} = \frac{\phi \text{ POLEA} \times \pi}{\text{LONGITUD CORREA}} \times \text{RPM POLEA}$$

Los defectos de correa que producen vibraciones a iguales a múltiples directos de las RPM de la correa, incluyen las grietas, cuerpos duros, cuerpos blancos o corcovos en la cara de la correa, así como trozos que se han caído. Cualquier correa deformada que haya tomado dicha forma durante el embalaje y almacenaje puede ocasionar una vibración en el caso de los equipos de peso liviano hasta que se haya vuelto a la flexibilidad.

Además una correa en V puede presentar variaciones de ancho lo que hace que se suba y baje la correa en las ranuras de la polea, creando la vibración por las variaciones que sufre la tensión de la correa.

Sea cual sea el problema, los defectos de correa pueden distinguirse fácilmente de las otras fuerzas perturbadoras de la máquina. La frecuencia vibracional se producirá a múltiples directos de las RPM de la correa, por lo que la correa parecerá inmóvil bajo la luz estroboscópica. El mejor modo de detectar la vibración de una correa es aplicando el vibrocaptor (pick up) a la caja de baleros, tanto perpendicular a la tensión de la correa como en el sentido de la misma. Los defectos de correas normalmente producen una amplitud mayor en la dirección paralela a la tensión de la correa.

En algunos casos, la amplitud vibracional ocasionada por las correas defectuosas no será uniforme, lo que pasa sobre

todo en las instalaciones de correas múltiples donde deslizen las correas de modo variable, de manera que una vez se suman y otra vez se restan unas a otras. El resultado neto es a menudo una amplitud que ya aumenta y luego disminuye - de modo periódico o cíclico.

El grado de deslizamiento de correas que se da en las - instalaciones de correas múltiples puede observarse fácilmente bajo la luz estroboscópica. No se tiene más que pasar la máquina y marcar una línea con gis blanco a través - de las correas. Luego, funcionando la máquina a su velocidad normal y luego colocando la lámpara estroboscópica a 1XRPM - de la correa, observe la marca de gis bajo la luz estroboscópica. Si se deslizan las correas de modo distinto unas a otras, se verá también moverse las marcas blancas con relación distinta entre las correas. La tensión incorrecta de una correa, la desalineación de las poleas, las correas mal equipadas o los requisitos excesivos de cargas o de potencia que causan el deslizamiento de las correas también pueden producir ruido y vibración de alta frecuencia debido a - la fricción que se genera por el frotamiento de la correa - sobre las poleas.

Esto da por resultado chillidos característicos. En resumen, se puede obtener un funcionamiento suave de las transmisiones por correa en V, observando las precauciones sencillas que siguen:

- 1) Observar que las correas estén en buen estado
- 2) Revisar si tanto el número de correas, como su tamaño cumplen con los requisitos de los equipos en lo que respecta al caballaje y carga.

- 3) En el caso de instalaciones compuestas de correas múltiples, utilice correas en que la tensión esté repartida a todas las correas por igual.
- 4) Verificar la redondez de las poleas y su alineación una con otra.
- 5) Revisar el desgaste habido en las ranuras de las poleas, ya que de ser excesivo podrá permitir que la correa no esté en contacto más que con el fondo de la ranura, lo que ocasiona el deslizamiento y la ineficiencia.
- 6) Revisar que las correas estén debidamente instaladas, ajustadas a la tensión correcta, según recomienda el fabricante de las mismas.
- 7) Tratar de reducir al mínimo todas las demás fuerzas perturbadoras de la máquina.

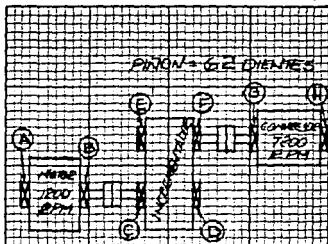
5.8 VIBRACION POR ENGRANES DEFECTUOSOS.

Los problemas de engranes son normalmente fáciles de identificar, por lo que la vibración ocurre a una frecuencia igual a "frecuencia de engranaje", que es el número de dientes del engrane por las RPM del engrane defectuoso. La Fig. 5.14, muestra datos típicos de los datos analíticos que se derivan de la vibración de los engranes. Puede observarse que la frecuencia de vibración en este caso, es igual al producto del número de dientes del piñon por las RPM del eje de alta velocidad, en cajas de engranes complejas, donde existen diversas frecuencias de engranaje es necesario consultar dibujos o planos de los engranes para conocer el número de dientes y RPM a la cual giran éstos, para poder determinar cual engrane produce la vibración. Los problemas más comunes que causan vibración en engranes o vibración en cajas de engranes a las frecuencias de engranaje, incluyen excesivo desgaste, ajuste impropio de backlash e imperfecciones en los dientes de un engrane, lubricación inadecuada y excentricidad de los mismos. En adición a los problemas actuales en engranes, las características de vibración pueden ser o son el resultado de otras fuerzas perturbadoras en el reductor, como son desalineamiento o una flecha vencidas o dobladas. Por ejemplo, refiriéndonos a los datos del análisis de la Fig. 5.15, se pueden notar una alta frecuencia de vibración presente en la caja de engranes que indica posibles problemas. Sin embargo, puede también notarse que una vibración axial ocurre a la frecuencia de rotación del motor y también es relativamente alta entre la caja de engranes y el motor, lo que nos indica que desalineamiento puede ser la causa del problema. En este caso la condición del desalineamiento

REPORTE DE ANALISIS
DE VIBRACIONES

REPORTE 064
FECHA 9-NOV-85

UNIDAD COMPRESOR DE AMONIA
DETERMINAR CAUSA -
DE ALTA VIBRACION
VEL. ENT. 1200 RPM
VEL. SAL. 7200 RPM
EQUIPO: 1ED
MODELO 300
CAPTADOR: VEL 544
GUILLEMO DELGADO



CONVENCIÓN
H. Horizontal
V. Vertical
A. Axial

RECEPTOR	SIN FILTRO				CON FILTRO								
	POS.	MILS	CPM	IN/SEG	CPM	IN/SEG	CPM	VELOCIDAD					
A	H	2.9	1200	0.25	1200	0.20	1200	0.04	2400	0.01	7200	0.02	75 K
	V	1.3	~	0.16	1200	0.16	1200	0.02	2400	—	7200	—	75 K
	A	2.4	1200	0.24	1200	0.23	1200	0.09	2400	0.01	7200	—	75 K
B	H	3.3	1200	0.27	1200	0.27	1200	0.05	2400	0.02	7200	0.02	75 K
	V	1.4	1200	0.14	1200	0.11	1200	0.04	2400	0.01	7200	0.01	75 K
	A	2.9	1200	0.24	1200	0.22	1200	0.04	2400	—	7200	0.03	75 K
C	H	2.4	1200	0.41	~	0.20	1200	0.03	2400	0.01	7200	0.30	75 K
	V	1.1	1200	0.21	~	0.09	1200	—	2400	—	7200	0.20	75 K
	A	2.0	1200	0.32	~	0.26	1200	0.09	2400	0.01	7200	0.42	75 K
D	H	2.2	1200	0.46	~	0.19	1200	0.02	2400	0.01	7200	0.32	75 K
	V	1.3	1200	0.22	~	0.07	1200	0.01	2400	0.02	7200	0.16	75 K
	A	1.9	1200	0.55	~	0.22	1200	0.05	2400	0.02	7200	0.44	75 K
E	H	1.9	1200	0.36	~	0.11	1200	—	2400	0.03	7200	0.32	75 K
	V	1.2	~	0.15	~	0.06	1200	—	2400	0.02	7200	0.11	75 K
	A	1.3	1200	0.42	75 K	0.08	1200	—	2400	0.02	7200	0.26	75 K
F	H	1.7	1200	0.33	75 K	0.09	1200	—	2400	0.03	7200	0.30	75 K
	V	1.1	~	0.17	~	0.04	1200	—	2400	0.02	7200	0.11	75 K
	A	1.2	1200	0.28	75 K	0.08	1200	—	2400	0.02	7200	0.26	75 K
G	H	0.42	7200	0.76	7200	—	1200	—	2400	0.11	7200	0.06	75 K
	V	0.17	~	0.07	~	—	1200	—	2400	0.05	7200	0.03	75 K
	A	0.11	~	0.06	~	0.01	1200	—	2400	0.04	7200	0.11	75 K
H	H	0.37	7200	0.14	7200	—	1200	—	2400	0.13	7200	0.01	75 K
	V	0.09	~	0.05	~	—	1200	—	2400	0.06	7200	—	75 K
	A	0.11	~	0.09	~	—	1200	—	2400	0.07	7200	0.01	75 K

miento deberá ser corregida primero, para poder eliminar la vibración de alta frecuencia en los engranes.

En suma, al desalineamiento de la caja de engranes con la máquina motriz o equipo accionado, el desalineamiento interno de los baleros de la caja de engranes puede también ser la causa de vibración en estos. El desalineamiento de los baleros puede ser el resultado de la distorsión de la caja al momento de montar el reductor en una base alabeada o comada. Esto puede ser fácilmente checado, aflojando ligeramente los tornillos o pernos de montaje uno a su tiempo y observando el efecto al medir la vibración o por medio de un indicador de carátula apoyado sobre la base de montaje y observar los cambios en las lecturas de este cuando se afloja uno a uno los tornillos de sujeción o pernos de anclaje. Como sabemos, las cajas también pueden distorsionarse con los años, debido a relevado de esfuerzos, a efectos térmicos u otras fuerzas internas. Cuando esto ocurre, es necesario alinear los barrenos de alojamiento de baleros para restablecer un alineamiento apropiado.

Otras amplitudes de vibración axial en los engranes de dientes rectos, generalmente indican condición de desalineamiento. Sin embargo, vibraciones axiales son más bien comunes en los engranes helicoidales, donde la carga normal en el engrane no es perpendicular al eje de la flecha, y la fuerza axial es una componente de la fuerza resultante.

Una examinación cuidadosa de los datos obtenidos de un análisis de vibración, puede algunas veces proporcionarnos información adicional sobre la naturaleza de un problema específico. Por ejemplo, un engrane excéntrico o un tren de

engranes sujeto a un excesivo desalineamiento, deberán frecuentemente revelar una "banda lateral" de frecuencia alrededor de la frecuencia de engranaje. La banda lateral de frecuencias que se encuentra a menudo es la frecuencia de engranaje más o menos la frecuencia de rotación. Para ilustrarlo, los datos del análisis en la Fig. 5.16 fueron obtenidos de una caja de engranes con un severo desalineamiento.

El piñón tiene doce dientes y gira a 1750 RPM, lo que nos da una frecuencia de engranaje de 21,000 CPM.

Esta vibración a la frecuencia de engranaje es una clara indicación de una frecuencia predominante en los datos del análisis de la Fig. 5.16. Sin embargo, puesto que la vibración de los engranes en este caso, es resultado de excesivo desalineamiento, la frecuencia de vibración del engrane es modulada por la vibración o la frecuencia de la velocidad de operación para producir una banda lateral de frecuencias a la frecuencia de engranaje. Esta banda es más o menos la frecuencia de rotación del engrane. Por lo tanto, la banda lateral de frecuencias indicada en el análisis de la Fig. 5.16 es evidente a 19250 y 22750 CPM.

Si la vibración predominante por desalineamiento es 2XRPM, la banda lateral a la frecuencia de engranaje podrá presentarse a $+ y - 2XRPM$.

En cualquier caso, cuando en un análisis de vibración de engranes revelan estas bandas laterales de frecuencias, una inspección cuidadosa deberá realizarse para verificar el desalineamiento, ejes doblados o engranes excéntricos.

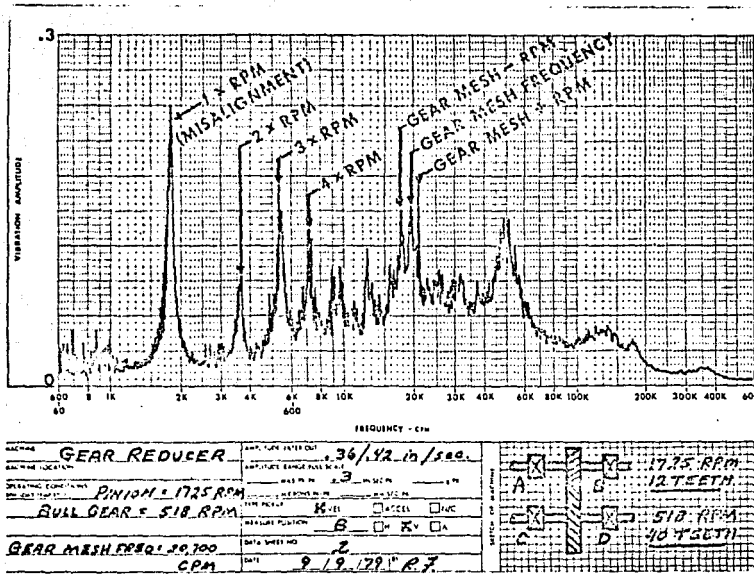


Figura 5.16 Excentricidad y desalineamiento revelan una "banda lateral" de frecuencias alrededor de la frecuencia de engranaje.

TERMINOS EMPLEADOS:

- Misalignment-Desalineamiento
- Pinion-Piñón
- Bull Gear-Engrane
- Gear Mesh Frequency-Frecuencia de engranaje
- Teeth-Dientes
- Gear Mesh-RPM-Engranaje-RPM
- Gear Mesh+RPM-Engranaje+RPM

Si el problema es claro excesivo en engranes, debido a desgaste o ajuste inapropiado de backlash, las bandas laterales de frecuencias generalmente no aparecen en los datos del análisis. Sin embargo, excesiva vibración deberá ser indicada a la frecuencia de engranaje.

Si el backlash está dentro de tolerancias y los engranes son lubricados apropiadamente, la transmisión de la carga de un diente del engrane al otro, deberá ser una acción de rodaje suave.

Sin embargo, cuando el backlash es excesivo, el engranaje ocurre en forma de impactos en el diente. El resultado, por supuesto, deberá incrementar la vibración o la frecuencia de engranaje.

Como el claro entre dientes se incrementa aún más, el impacto inicial del diente puede provocar que el diente brinque entre las tolerancias, resultando una vibración armónica de la frecuencia de engranaje. Esto es 2X 3X ó más múltiplos de la frecuencia de engranaje. Para ilustrarlo la gráfica de vibración de la Fig. 5.17 fue obtenida en un tren de engranes, donde el piñón tiene 12 dientes y gira a 1750 RPM. La frecuencia de engranaje de 21000 CPM, es la frecuencia predominante en este caso. Sin embargo, la segunda y tercera armónicas de la frecuencia de engranaje 42000 y 63000 CPM respectivamente son también evidentes. Estas frecuencias armónicas son el resultado de excesivo juego entre dientes o backlash.

Los datos de amplitud y frecuencia de vibración producidos por engranes, pueden ser erráticos en algunos casos. Esta vibración errática normalmente ocurre en engranes, los cuales

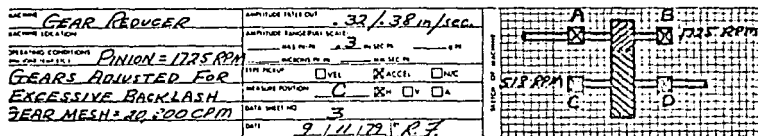
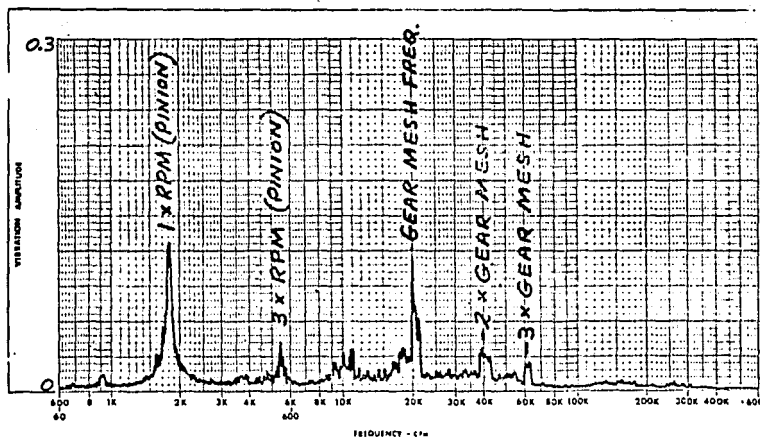


Figura 5.17 La presencia de vibración a múltiplos de la frecuencia de engranaje es normalmente el resultado de excesivo desgaste en los engranes o excesivo backlash.

TERMINOS EMPLEADOS:

Pinion-Piñon
Gears-Engranes
Gear Reduce-Reductor a base de engranes
Backlash-Juego de engranes
Gear Mesh-Engranaje

están operando bajo una muy ligera condición de carga, donde la carga puede estar oscilando de un engrane a otro. Los im pactos los cuales ocurren cuando la carga es cambiada, deberá excitar la frecuencia natural de engranes, baleros y otros componentes asociados al reductor a lo largo de las frecuencias de engranaje o sus armónicas. En ocasiones, problemas asociados con engranes y transmisiones pueden producir vibra ción a una frecuencia que no es igual a la frecuencia de engranaje. Por ejemplo, si el engrane tiene solo un diente ro to, golpeado o deformado, la vibración a 1XRPM del engrane - puede ser el resultado.

Cuando los datos de vibración indican que solo uno o pocos dientes del engrane están defectuosos, se deberá inspeccionar visualmente el interior del reductor debido a objetos sueltos, los cuales pueden introducirse en el engranado y causar daños severos. La falla de uno solo o unos cuantos dientes del engrane puede también ser el resultado de excesiva - carga en el diente del engrane durante el arranque inicial.

5.9 IMPERFECCIONES EN LA FABRICACION DE ENGRANES QUE PRODUCEN VIBRACION.

Los engranes modernos son fabricados con un alto grado de precisión que sería incorrecto hablar de "errores" en engranes, más bien, las tolerancias de imperfección son especificadas por el diseñador en función a los requerimientos de calidad y operación de los engranes en la maquinaria. Las imperfecciones de engranes que determinan la calidad de éstos, son listadas en la Tabla No. 5.1 y se pueden enumerar como sigue:

- 1) Excentricidad
- 2) Error en Espaciamiento
- 3) Error en el Perfil o Evolvente
- 4) Error en Hélice o Lead

Estas imperfecciones son originadas en el proceso de generación del engrane como se muestra en la Tabla No. 5.2.

A continuación se define cada una de estas imperfecciones:

1) Excentricidad o (Run Out).- Es la variación del diámetro de paso en una dirección perpendicular al eje de rotación con respecto a una superficie de referencia de revolución semejante a una chumacera o a un barrero. El diámetro de paso, teóricamente, deberá ser medido indirectamente y puede ser de diversas maneras. Dos métodos comunmente usados son:

a) La excentricidad puede ser medida por medio de indicación de una bala de prueba en los dientes sucesivos. Ver Fig.- 5.18.

b) Por medio de un engrane Master de calidad conocida que engrana con el de prueba por medio de un dispositivo que mueve la distancia entre centros. La variación de la distancia entre centros es la medida de la excentricidad.

2) Error en Espaciamiento o Paso.- El paso es teóricamente la distancia entre puntos correspondientes de dientes adyacentes. La variación de un diente a otro puede ser medida usando un instrumento, el cual emplea un dispositivo con una lengüeta fija para posicionar en parejas sucesivas de dientes y una lengüeta móvil, la cual traslada las variaciones del paso a un indicador de carátula o a una gráfica. Fig. 5.19.

3) Error en el Perfil o Evolvente.- Es la desviación de la evolvente real medida sobre un perfil teórico en un aparato medidor de evolventes.

4) Error en la Hélice o Lead.- Para un engrane recto esta inspección puede considerarse como una verificación del paralelismo de los dientes con respecto al eje de rotación. El lead en un engrane helicoidal es el avance axial de la hélice para un ciclo completo. El lead es checado por medio de un instrumento palpador que avanza a lo largo de la superficie del diente, paralelo al eje, mientras que el engrane rota.

La variación del lead es medida en dirección normal al

TABLA 5.2

ERRORES EN LA MANUFACTURA DE ENGRANES	
Tipos de error	Causas
Excentricidad	<p>Excentricidad de la pieza a generar con respecto al mandril de montaje</p> <p>Excentricidad del mandril de montaje</p> <p>Excentricidad de la pieza a generar respecto a su eje</p> <p>Falta de rigidez de los rodamientos que soportan el mandril</p>
Error en el Espaciamento	<p>Imperfección o desgaste del mecanismo divisor</p> <p>Desgaste en el mecanismo de corte</p> <p>Vibraciones externas sobre el cortador</p> <p>Vibraciones producidas por el maquinado</p>
Error en el perfil Evolvente	<p>Afilado incorrecto del cortador</p> <p>Diferencias en el espaciamento de las caras de corte de la fresa madre.</p> <p>Flexión del diente al momento del corte</p> <p>Mal montaje del cortador en la máquina</p> <p>Vibraciones en la estructura de la máquina al momento del corte de dientes inducidas interna o externamente.</p>
Error en la hélice	<p>Selección incorrecta del tren de engranes diferencial. (diferencial equivocado)</p> <p>Desgaste del cortador</p> <p>Falta de cilindridad de la pieza a generar</p> <p>Mala sujeción de la pieza a generar</p>

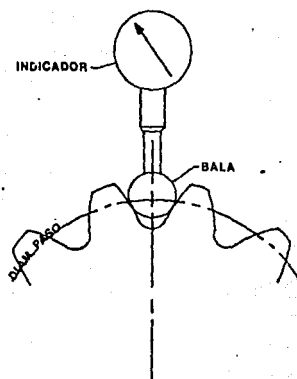


Figura 5.18 Instrumento medidor de excentricidad o Run-out

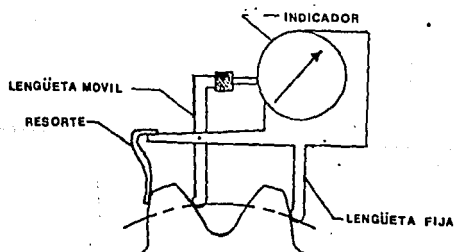


Figura 5.19 Instrumento medidor de espaciamento

lead especificado del engrane. Es la diferencia entre el trazo del lead medidor y el trazo especificado o teórico.

En ocasiones la vibración en engranes proviene y es proporcional a la calidad de los mismos. Es decir, una pareja de engranes de calidad AGMA 6 producirán mayor vibración a la frecuencia de engranaje que una pareja de engranes de calidad AGMA 12, porque las imperfecciones en calidad AGMA 6 son mayores que las de AGMA 12. Ver Tabla No. 5.1.

En esta tabla se pueden observar las tolerancias permisibles para excentricidad, perfil, especiamiento y lead en función al diametral pitch y al diámetro de paso.

Las imperfecciones causan pequeñas variaciones periódicas en la velocidad tangencial en la línea de contacto de la pareja de engranes. Estas imperfecciones son de pequeña importancia cuando el sistema se encuentra fuera de la frecuencia de resonancia. Sin embargo, en condiciones de resonancia, estas imperfecciones provocan excitaciones en el sistema que causan ruido y altas amplitudes de vibración.

CAPITULO VI

CORRECCION DEL DESBALANCE

En la actualidad muchos problemas tales como desalineamiento, aflojamiento y disturbios eléctricos se pueden solucionar usando prácticas de mantenimiento comunmente conocidas y entendidas a través de la industria. Además, el reemplazo de engranajes, cojinetes, correas de transmisión y otros componentes defectuosos de las máquinas es relativamente convencional. Sin embargo, la corrección del desequilibrio puede que requiera conocimiento y entendimiento adicional.

6.1 CONCEPTO DE DESBALANCE.

Se ha descubierto que el desequilibrio es una de las causas más comunes de vibración en la maquinaria y que se encuentra en grado mayor o menor en casi todas las máquinas giratorias. Este capítulo presenta la información básica que se necesita para resolver la mayor parte de los problemas de equilibrio con el analizador de vibración.

Las condiciones que deben existir para poder equilibrar una pieza con el analizador de vibraciones son:

- 1) La vibración debe ser el resultado de un desequilibrio

2) Se debe poder realizar correcciones de peso en el rotor.

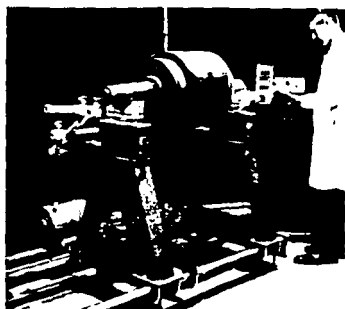
En la mayor parte de los casos, las correcciones de peso se pueden efectuar cuando el rotor está colocado en su posición normal y funcionando como de costumbre.

El proceso mediante el cual se equilibra una pieza sin necesidad de desmontarla de la máquina se llama equilibrado en sitio, o equilibrado en campo.

El equilibrado en sitio elimina el proceso costoso y tardado de desarmar una máquina y evita el posible daño que le puede ocurrir al rotor durante la remoción, el traslado al equilibrador y finalmente, la reinstalación en la máquina. Cuando el equilibrado no se puede realizar en campo, en máquinas tales como motores cerrados, bombas y compresores, se extraen el rotor de su instalación para equilibrarlo en una máquina balanceadora como la que se muestra en la Fig. 6.1

El desequilibrio se define a menudo como simplemente la distribución desigual de peso de un rotor sobre su línea central rotativa o según la Organización Internacional de Patrones (OIP) "la condición que existe en un rotor cuando la fuerza o el movimiento de vibración se transmite a sus cojinetes a causa de las fuerzas centrífugas".

La cantidad de desequilibrio en una pieza giratoria se representa corrientemente como el peso de desequilibrio (onzas, gramos, etc.) multiplicado por la distancia de la línea central rotativa (pulgadas, centímetros). Por lo tanto las unidades que se usan para expresar el desequilibrio son generalmente onzas-pulgadas, gramos-pulgadas, gramos-centí-



*Figura 6.1 Los rotores imposibles de -
balancear en sitio son equi-
librados sobre una máquina
de equilibrado.*

metros, etc. Por ejemplo, una onza-pulgada de desequilibrio es un punto pesado de una onza situado a un radio de una -- pulgada de la línea central giratoria. Tres onzas de peso - situadas a un radio de tres pulgadas de la línea central re presentan (9) onzas pulgadas de desequilibrio.

El equilibrio es importante porque las fuerzas ocasionadas por el desequilibrio son dañinas para la duración de la máquina, el rotor, los cojinetes y la estructura soporte. - La cantidad de fuerza producida por el desequilibrio depende de la velocidad de rotación y el grado de desequilibrio.

6.2 PRINCIPIOS BASICOS DEL BALANCEO.

La técnica del equilibrado es el proceso mediante el cual se averigua el monto y la posición del punto pesado para así poder agregarle igual concentración de peso al lado opuesto del rotor o quitarle peso al punto pesado. Se sabe que entre más desequilibrio hay, mayor será la fuerza y por consiguiente, mayor será la amplitud de vibración. Por eso se usa la amplitud de vibración para determinar el grado de desequilibrio que se tiene. Además se usa la ubicación de un signo de referencia en la pieza, detectándolo con la luz estroboscópica para determinar el sitio de desequilibrio.

Si se le agrega un peso de desequilibrio a un rotor perfectamente equilibrado, la pieza vibrará con una frecuencia igual a su velocidad rotativa.

La pieza vibrará a cierta amplitud y parecerá que la señal de referencia en la pieza permanece inmóvil en una posición específica bajo la luz estroboscópica. Por ejemplo, se le agrego un peso de desequilibrio (2) gramos, al rotor equilibrado de la Fig. 6.2.A, lo que ocasionó una vibración de amplitud de 5 mils, mientras que la señal de referencia aparece en posición de 270°. En la Fig. 6.2.B, se duplico el peso de desequilibrio a (4) gramos sin cambiar su posición, el resultado es que la vibración asciende a 10 mils y la señal de referencia aparece en la misma posición de 270° bajo la luz estroboscópica. Este experimento indica que si se duplica el desequilibrio la amplitud de vibración se duplicará también.

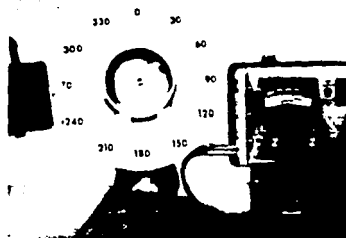


Figura 6.2a

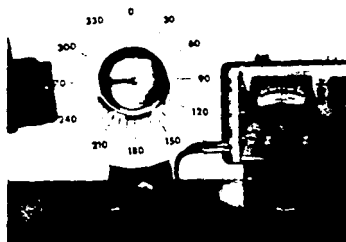


Figura 6.2b

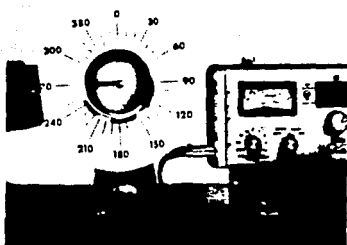


Figura 6.2c La amplitud vibracional es proporcional a la cantidad de desequilibrio.

En otras palabras y para fines prácticos, la amplitud de vibración esta en proporción directa a la cantidad de desequilibrio y se puede usar la amplitud de vibración como un indicador de la cantidad de desequilibrio que hay.

En el ejercicio anterior, la señal de referencia apareció en la misma posición de 270° en ambos experimentos, ya que - la ubicación del desequilibrio era igual en ambos casos. - Ahora se verá lo que sucede cuando cambia la posición del - punto pesado de desequilibrio.

Si se observa la Fig. 6.3.A, se verá que el punto pesado de 4 gramos se ha cambiado 60° hacia la derecha de su posición inicial en la Fig. 6.2.C, nótese que ahora la señal de referencia aparece en los 210° o sea 60° hacia izquierda de donde estaba antes. En la Fig. 6.3.B, el punto pesado de 4-gramos se ha movido 45° hacia izquierda de su posición inicial en la Fig. 6.2.C; y ahora la señal de referencia aparece en los 315° o sea 45° hacia la derecha de donde se observó primero.

Los ejercicios resumidos en los párrafos anteriores exponen dos puntos básicos sobre el proceso de equilibrio:

- 1o. La cantidad de vibración está en proporción directa a la cantidad de desequilibrio.
- 2o. La señal de referencia cambia en dirección opuesta del cambio del punto pesado; y el ángulo de cambio de la - señal de referencia es igual al ángulo de cambio del - punto pesado.

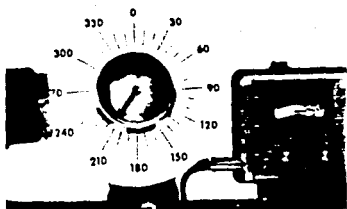
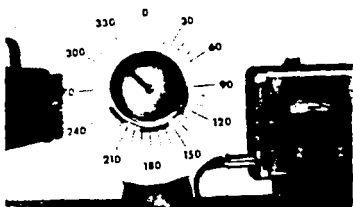


Figura 6.3 La marca de referencia se --
desplaza por el mismo ángulo
que el lugar pesado pero en
sentido contrario.



6.3 BALANCEO EN PLANO UNICO.

Cuando se comienza un problema de equilibrio no se sabe la concentración del punto pesado, ni se sabe su ubicación en la pieza. El desequilibrio de la pieza al comienzo del problema se llama medidas iniciales. Por ejemplo, la pieza en la Fig. 6.4 tiene un desequilibrio inicial de 5.0 mils - 120° . Una vez que se ha anotado y registrado el desequilibrio inicial, se le agrega un peso de prueba a la pieza para cambiar el desequilibrio inicial. El desequilibrio que se produce de esta manera en la pieza, tendrá una nueva vibración de amplitud y fase. El cambio ocasionado por el peso de prueba se puede usar para determinar el grado y ubicación del desequilibrio inicial o el sitio donde se debe colocar el peso de prueba para que se encuentre en posición opuesta del punto pesado de desequilibrio inicial y para determinar el monto del peso inicial que se necesita para que sea igual al punto pesado inicial.

Cuando se le agrega un peso de prueba a la pieza desequilibrada, puede suceder una de tres cosas:

- 1) En primer lugar, si se tiene suerte es posible que se coloque el peso de prueba exactamente en el punto pesado. Si esto sucede, la amplitud de vibración aumentará y la señal de referencia permanecerá en la misma posición que al comienzo del experimento. Para equilibrar la pieza se debe trasladar el peso de prueba al sitio directamente opuesto a la posición inicial y adaptar la cantidad de peso hasta que se logre un equilibrio satisfactorio.

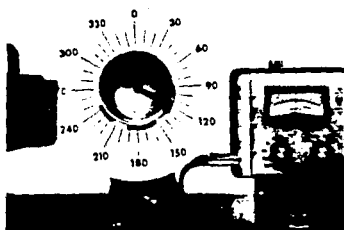


Figura 6.4 Este rotor presenta un desequilibrio inicial de 5,0 milésimos a 120°.

2) En segundo lugar, lo que puede ocurrir es que se coloque el peso de prueba en la posición exactamente opuesta al punto pesado. Si el peso de prueba es menor que el desequilibrio, se observará una disminución de vibración y la señal de referencia permanecerá en la misma posición que al comienzo del experimento, lo que se debe hacer para equilibrar la pieza es aumentar el peso hasta que se logre un nivel de vibración satisfactorio. Si el peso de prueba es mayor que el desequilibrio, el lugar donde se colocó se convertirá en el punto pesado y la señal de referencia cambiará 180° o sea en la posición directamente opuesta que al inicio. En este caso, para eliminar el desequilibrio de la pieza se tendrá que reducir el peso de prueba hasta que se obtenga un nivel de vibración satisfactorio.

3) La tercera alternativa es que se coloque el peso de prueba de manera que no este ubicado ni en el punto pesado, ni opuesto al punto pesado. Si esto sucede, cambiará tanto la posición de la señal de referencia como también el grado de la amplitud de vibración. En este caso, se debe cambiar el ángulo y dirección del peso de prueba y si se usa un diagrama vectorial se puede determinar el aumento o reducción de peso que se necesita para que sea igual y opuesto al punto pesado de desequilibrio inicial.

6.4 METODO DE BALANCEO POR VECTORES.

Un vector es simplemente una línea cuya longitud expresa el grado de desequilibrio y cuya dirección indica el ángulo de desequilibrio . Por ejemplo, si la amplitud de vibración es de 5.0 mils y la posición de la fase o de la señal de referencia es de 120° , el desequilibrio se puede expresar mediante una línea con punta de flecha (vector) con 5.0 divisiones de longitud y que señala a 120° como lo indica la Fig. 6.5.

Para simplificar el dibujo de vectores, generalmente se usa papel cuadrículado de coordenada polar, como se indica. Las líneas radiales emitidas del centro u origen señalan la posición angular del vector y están graduadas por grados ascendentes con dirección hacia derecha. Los círculos concéntricos que tienen un centro común de origen están espaciados equitativamente para trazar la longitud de los vectores.

Cuando se le agrega un peso de prueba a una pieza en realidad se aumenta el desequilibrio inicial. El desequilibrio que se produce se encontrará en una nueva posición entre el peso de prueba y el desequilibrio inicial. Dicho desequilibrio tiene nueva medida de fase y amplitud de vibración. El desequilibrio inicial que muestra la Fig. 6.4 es de 5.0 mils y de 120° de fase. Cuando se le agrega el peso de prueba, Fig. 6.6 el desequilibrio ocasionado por el peso inicial más el peso de prueba es de 8.0 mils y de 30° de fase. Estas dos medidas se pueden expresar con vectores.

Si se usa papel cuadrículado polar, se traza el vector de

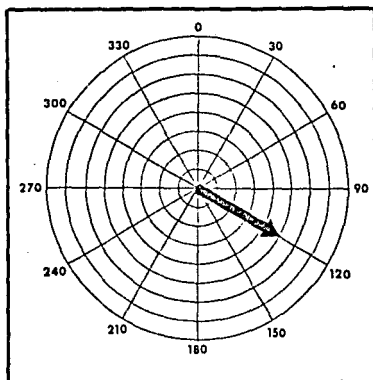


Figura 6.5 Un desequilibrio de 5 milésimos a 120° puede ser representado por medio de un vector trazado con un largo de 5 graduación y apuntado hacia 120° .

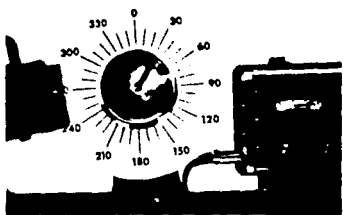


Figura 6.6 Agregando una pesa de ensayo al rotor se convierte en -
desequilibrio INICIAL MAS --
LA PESA DE ENSAYO de 8 --
milésimos a 30°.

seguilibrio inicial con una línea que parte del centro y al mismo ángulo que la señal de referencia, o sea 120° como se indica en la Fig. 6.7. Se escoge una escala apropiada para indicar la longitud del vector. En este ejemplo cada división importante equivale a 1.0 mils. Por consiguiente el vector de desequilibrio inicial tiene 5 divisiones importantes de longitud que representan 5.0 mils. El vector de desequilibrio inicial se denomina "O".

Luego el vector que representa el peso de prueba más el peso inicial se traza a igual proporción y en el nuevo ángulo de fase que se observó.

En el ejemplo en cuestión, el vector se traza con una longitud de 8 divisiones importantes, lo que representa 8.0 mils con posición angular de 30° ; el nuevo ángulo de fase. En la Fig. 6.7 el vector del peso de prueba más el peso inicial se denomina "O+T" como se indica en la Fig. 6.7. El vector de conexión se denomina "T" y representa la diferencia entre el vector "O" y el Vector "O+T" o sea $(O+T) - (O) = T$. No obstante, el vector "T" solamente señala el efecto del peso de prueba. Si se mide la longitud del vector "T" con la misma escala que se usó para medir "O" y "O + T", se puede determinar el efecto del peso de prueba desde el punto de vista de la amplitud de vibración. Por ejemplo, el vector "T" en la Fig. 6.7 tiene una longitud de 9.4 mils. Esto indica el peso de prueba que se le agregó al rotor, produciendo un efecto equivalente a 9.4 mils de vibración.

Esta relación se puede usar para determinar el peso que se necesita para igualar al desequilibrio inicial "O".

Se puede encontrar el peso de equilibrio correcto si se usa la siguiente fórmula:

$$\text{Peso Correcto} = \text{Peso en Prueba} \times \frac{O}{T}$$

Digamos que en el ejemplo antes mencionado la cantidad del peso de prueba que se le agregó al rotor de la Fig. 6.6 es de 10 gramos.

El diagrama vectorial de la Fig. 6.7 indica que $O = 5.0$ mils y $T = 9.4$ mils. Entonces:

$$\text{Peso correcto} = 10 \text{ gramos} \times 5 \text{ mils} / 9.4 \text{ mils} = 5.3 \text{ gramos}$$

Para equilibrar una pieza, nuestro fin es de ajustar el vector "T" para que tenga igual longitud y dirección opuesta que el vector inicial de desequilibrio "O". De esta manera el efecto del peso modificador anulará el desequilibrio inicial y producirá equilibrio en el rotor. Si se ajusta la cantidad de peso de acuerdo a la fórmula de peso correcto, el vector "T" tendrá igual longitud que el vector "O". Luego se debe determinar la posición angular correcta del peso.

La dirección del peso de prueba en relación al desequilibrio inicial se representa mediante la orientación del vector "T". Ver Fig. 6.7. El vector "T" siempre se puede visualizar como señalado en dirección contraria del extremo del vector "O". Por lo tanto, el vector "T" se debe colocar según el ángulo comprendido (O) entre el vector "O" y el vector "T" para que tenga dirección opuesta al vector "O". Es evidente que para colocar el vector "T" según el ángulo-

que se necesita, el peso de prueba se deberá mover a razón de un ángulo equivalente.

Si se observa el diagrama vectorial, Fig. 6.7 se verá que el ángulo que se midió (θ) entre "O" y "T" es de 58° . Por consiguiente, el peso de prueba se mueve de su posición en la pieza de acuerdo al ángulo que se determina por el diagrama vectorial. Este no es un ángulo que proviene de la señal de referencia sino que es un ángulo comprendido entre la posición inicial del peso de prueba y la posición que se necesita.

Para determinar la dirección de la colocación del peso (hacia la derecha o hacia izquierda) hay que recordar que en el experimento efectuado en la Fig. 6.3 la señal de referencia cambió en dirección opuesta del punto pesado. Por lo tanto, la siguiente regla se debe usar para determinar la dirección del traslado del peso:

El peso de prueba siempre se cambia en dirección opuesta del cambio observado de la señal de referencia; es decir, de "O" a "O + T".

Por lo tanto, si la señal de referencia cambia hacia izquierda de "O" a "O+T", el peso de prueba se debe cambiar hacia derecha.

Esta regla se aplica sin considerar la dirección rotativa del rotor.

En la Fig. 6.7 el cambio de fase de "O" a "O+T" es un cambio hacia la izquierda. Por lo tanto, el peso correcto se -

debe mover a 58° hacia la derecha de la posición inicial del peso de prueba.

En resumen, la técnica vectorial en plano único es sencilla y proporciona información precisa para equilibrar una pieza.

- 1) Se acciona el rotor a la velocidad de operación y se mide y registra la información inicial de desequilibrio (de amplitud y fase) con el filtro del analizador sintonizado a 1XRPM.
- 2) Se apaga el rotor y se le agrega un peso de prueba a la pieza. Se registra la cantidad del peso de prueba.
- 3) De nuevo se acciona el rotor a la velocidad de operación y se observa y registra la nueva información de desequilibrio de amplitud y fase, así: "O+T".
- 4) Se trazan los vectores que representan "O" y "O+T" en el papel cuadrículado polar.
- 5) Se traza el vector "T" al conectar los extremos de los vectores "O" y "O+T". El vector "T" debe apuntar de "O" hacia "O+T".
- 6) Se mide la longitud del vector "T" y se usa la fórmula para determinar el peso correcto de equilibrio que se necesita:

$$\text{Peso correcto} = \text{Peso de prueba} \times \frac{\text{"O"}{\text{"T"}}$$

Se ajusta la cantidad de peso en la forma debida.

- 7) Se mide el ángulo comprendido entre "O" y "T" con un transportador. Se cambia la posición del peso rectificado según el ángulo medido desde la posición inicial del peso de prueba. La dirección de este cambio es opuesta a la dirección de cambio de fase de "O" a "O+T".

Si se siguen estas instrucciones cuidadosamente, el resultado será una pieza equilibrada. Sin embargo, si se cometen errores pequeños al medir el ángulo de fase, al trasladar el peso y al modificar el peso a la cantidad correcta, el desequilibrio puede ocasionar alguna vibración.

Si se deben efectuar correcciones adicionales, simplemente se observa y se anota la nueva amplitud de fase y de vibración. Por ejemplo, supongamos que la corrección de equilibrio que se usa según el diagrama vectorial de la figura 6.7, produce una medida nueva de amplitud de 1.0 mil y una medida con un vector nuevo "O+T" en el papel cuadriculado polar junto con el vector de desequilibrio inicial "O", como se indica en la Fig. 6.8, luego se traza una línea que conecta el extremo del vector inicial "O" con el extremo del vector nuevo "O+T" para encontrar el nuevo vector "T". Se mide la longitud del nuevo vector "T". La Fig. 6.8 indica que "T" = 5.9 mils. Se usa la nueva dimensión del vector "T" -- junto con la amplitud inicial "O" para encontrar el nuevo peso de corrección de equilibrio usando la fórmula conocida.

$$\text{Peso correcto} = \text{peso de prueba} \times \frac{\text{"O"}}{\text{"T"}}$$

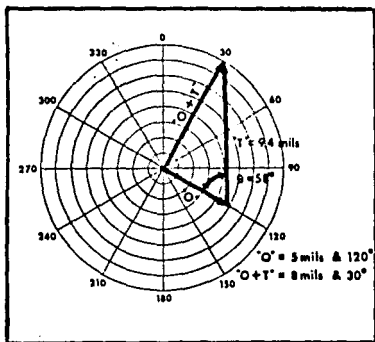


Figura 6.7 Solución vectorial de plano - único.

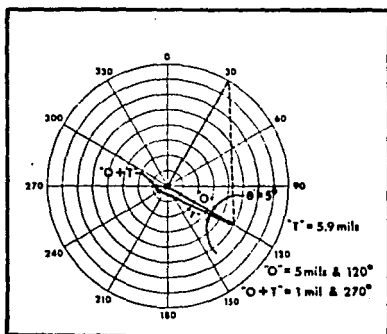


Figura 6.8 El desequilibrio podría reducirse aún más elaborando un diagrama vectorial valiéndose del nuevo vector $O + T$ - más el vector inicial "O".

Se debe recordar que la cantidad del peso de prueba que se usa en esta fórmula es la cantidad de peso que el rotor tiene actualmente y no la cantidad de peso que se usó en la primera prueba. En ese ejemplo el peso de prueba inicial era de 10 gramos; sin embargo, este se ajustó a 5.3 gramos cuando se obtuvo el primer resultado vectorial, Fig. 6.7. Por lo tanto, la fórmula para resolver el nuevo peso correcto es:

$$\text{Peso correcto} = 5.3 \text{ gramos} \times \frac{5.0 \text{ mils}}{5.9 \text{ mils}} = 4.49 \text{ gramos}$$

Para determinar la colocación del peso rectificador, se mide el ángulo comprendido entre el vector inicial "O" y el nuevo vector "T". Este ángulo es aproximadamente de 5° en el ejemplo de la Fig. 6.8, y ya que el cambio de fase de "O" al nuevo "O+T" es hacia derecha, el peso se debe cambiar 5° hacia la izquierda.

Si se efectúa esta nueva rectificación del equilibrio, la vibración de desequilibrio se debe reducir aún más. Este procedimiento se puede repetir cuantas veces sea necesario usando las nuevas medidas de "O+T" y del peso de prueba, pero siempre usando el vector inicial "O".

6.5 METODO DE LOS CUATRO PASOS DE BALANCEO EN UN PLANO.

Otro método de equilibrado que no resulta tan preciso como el método vectorial sigue el mismo procedimiento básico, - excepto que no se construye un diagrama vectorial. El método a cuatro pasos sigue unas cuantas reglas sencillas destinadas a localizar el sitio en donde se debe colocar la pesa de corrección, después de lo cual se ajusta la cantidad de peso que se requiere para equilibrar la pieza. Como se trata de un procedimiento que requiere que se arranque y pare la máquina repetidas veces no ha gozado de mucha aceptación - salvo en los casos en que el número de tentativas de equilibrado no sea tan importante, pudiendo poner en movimiento la pieza y pararla rápida y fácilmente.

- Primero, opere el rotor observando y apuntando la amplitud y fase originales del desequilibrio.

Para el ejemplo en la Fig. 6.9.A, "O" es de 9.0 mils a - 300°. Se trata de la primera tentativa y por lo tanto to dos los datos que se recojan en el futuro serán comparados con estas lecturas al igual que se hace en el método vectorial de plano único.

- Luego agregue una pesa de ensayo a la pieza observando la nueva amplitud y fase de la vibración producida por el de sequilibrio. En la Fig. 6.9.B, se ha agregado una pesa de ensayo a la pieza, dando lugar a una nueva lectura -- (O+T) de 8.0 mils a 0°.

FIGURA 6.9 METODO DE LOS CUATRO PASOS PARA EL BALANCED EN PLANO UNICO

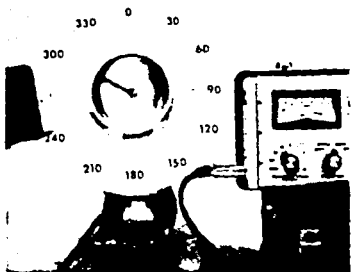


Figura 6.9a Desequilibrio inicial "0" es de 9 milésimos a 300°.

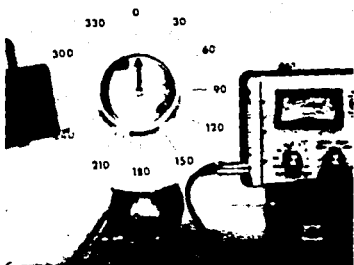


Figura 6.9b Después de agregarle una pesa de ensayo de 10 gramos, el desequilibrio es de 8 milésimos a 30°.

El primer objetivo que se persigue es el de mudar la pesa de ensayo, hasta un sitio donde vuelva la marca de referencia a su posición original o a 180° de la misma, lo que indicará que la pesa se halla directamente sobre el lugar liviano o pesado. Esto se hace cambiando la pesa en una dirección opuesta al cambio habido en la marca de referencia. No vacile en mudar la pesa de ensayo a través de un ángulo importante (pero menos de 180° porque si se le desplaza mucho la próxima lectura que se tome dará indicación de devolverla. En el ejemplo, la marca de referencia fue cambiada de 300° a 0° al agregar la pesa de ensayo. Se trata de un cambio de fase hacia derecha y por lo tanto habrá que mudar la pesa hacia la izquierda.

En la Fig. 6.9.C, hemos mudado la pesa de ensayo como en 90° hacia la izquierda, desde la primera posición que ocupaba. La nueva lectura es de 5.2 mils a 220° , lo que nos indica que hemos desplazado la pesa demasiado. Como la marca de referencia ya se halla hacia la izquierda de la lectura original a 300° .

En la Fig. 6.9.D, ya desplazamos la pesa hacia la derecha en 35° . Por resultado, la marca de referencia ya aparece en la posición original de 300° , reduciéndose la vibración a 0.80 mils. Esto quiere decir que la pesa ya se halla en el sitio debido, y no nos queda sino aumentar el peso de la misma para poder reducir el desequilibrio.

Si hubiera aparecido la marca de referencia a 180° de su posición original de 300° , esto habría indicado que la pesa de ensayo se hallaba en el sitio debido, pero pesaba mucho. Si la marca de referencia hubiera regresado a su posición -

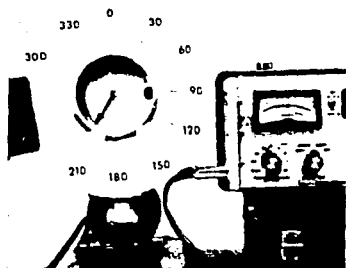


Figura 6.9c El desplazar la peso de en sayo en 90° hacia la izquierda altera el desequilibrio hasta 5,2 milésimos a 220° , lo que indica que se ha desplazado de más.

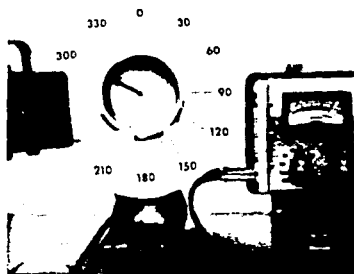


Figura 6.9d Volver a desplazar la peso hacia la derecha en un 35° mueve la marca de referencia a 300° reduciendo a la vez la amplitud a 0,6 milésimos que quiere decir que se ha logrado localizar el sitio líviano de la pieza.

original, pero con un aumento en la amplitud original, entonces la pesa de ensayo se habría quedado sobre el sitio pesado.

6.5.1 El equilibrado de una sola tentativa.

Al inicio de un problema de equilibrado, no hay modo de - que sepamos precisamente qué peso se requiere ni tampoco dón de colocarlo para poder equilibrar la pieza. Pero una vez equilibrada una pieza o mediante el método vectorial o por - el método a cuatro pasos, es posible determinar cuanto peso - agregar y dón le agregarlo (o sacarlo) para poder equilibrar - la unidad o unidades semejantes a futuro, de una sola tenta - tiva.

Ya demostramos anteriormente que existe una relación di-- recta entre la cantidad de desequilibrio que afecta una pie- za y la amplitud de la vibración que resulta. En la Fig.6.2 agregamos una pesa de 2.0 gramos a un rotor equilibrado, pro vocando una vibración de 5.0 mils. Al duplicar la pesa de - desequilibrio hasta 4.0 gramos, se logró duplicar asimismo - la amplitud de vibración hasta 10.0 mils. Experimento que - nos ha enseñado que la amplitud de una vibración guarda una - relación directamente proporcional al peso de desequilibrio. Además, ya sabemos qué vibración será producida por un dese- quilibrio determinado. Por ejemplo, si los 2.0 gramos de de sequilibrio producen una vibración de rotor de 5.0 mils en - la Fig. 6.2, esto quiere decir que 1 mil de vibración es equi - valente a 0.40 gramos de desequilibrio $2 \text{ gramos} / 5 \text{ mils} =$ - $0.4 \frac{\text{Gr}}{\text{mils}}$.

De ser necesario volver a equilibrar este rotor en el futuro, será fácil determinar que peso correctivo aplicarle. - No tendríamos más que multiplicar la amplitud de vibración - del desequilibrio por la constante de 0.4 gramos.

Así que se podría elaborar una constante semejante de desequilibrio para otros rotores que requieran un equilibrado-frecuente. Después de equilibrar la pieza con éxito la primera vez por el método vectorial o a cuatro pasos, no se tiene más que dividir el peso de equilibrio definitivo por la amplitud original de vibración. Por ejemplo, si la amplitud vibracional original fuera, digamos, de 12 mils y si después de equilibrado notara que una pesa correctiva de 18 gramos - había sido agregada, es que el rotor tiene una constante de desequilibrio de:

$$\frac{18 \text{ gramos}}{12 \text{ mils}} = 1.5 \frac{\text{gramos}}{\text{mils}}$$

Si el rotor en cuestión hay que volverlo a equilibrar en el futuro, se puede determinar fácilmente qué peso de equilibrio se necesita multiplicando la nueva amplitud original por la constante de $1.5 \frac{\text{gramos}}{\text{mils}}$

Además de la constante peso de desequilibrio/amplitud vibracional, hay otra relación constante que se puede determinar para encontrar donde está el desequilibrio. Refiérase nuevamente a nuestro experimento anterior que se representa en la Fig. 6.2, 6.3. Al agregar un lugar pesado de 2 gramos al rotor equilibrado en la Fig. 6.2, la marca de referencia aparecía bajo la luz estroboscópica en la posición de -270° y el lugar pesado de 2 gramos a 30°, porque la posición del desequilibrio no ha sido cambiada. En la Fig. 6.3.A, el

lugar pesado de 4 gramos ha sido mudado en 60° hacia la derecha de su posición original, lo que produce un cambio hacia izquierda de la marca de referencia de 270° hasta 315° - pero, como antes, el lugar pesado sigue a 30° bajo la luz estroboscópica. Se puede hacer una observación muy importante de acuerdo a los resultados de dicho experimento.

Mudese donde se mude el lugar pesado de desequilibrio, siempre aparece bajo la luz estroboscópica en el mismo sitio angular.

En el caso del rotor de la Fig. 6.3, sabemos que el lugar pesado siempre va a aparecer a 30° sea cual sea su peso o su posición física sobre el rotor. Otro sitio pesado semejante puede localizarse en cualquier rotor después de su primer equilibrado.

La posición del lugar pesado sobre un rotor relativo al captador de vibraciones, se define como "Angulo de Destello". El ángulo de destello de un rotor dado es el ángulo medido en la dirección rotacional del eje, entre el punto de aplicación del captador de vibraciones y la posición del lugar pesado al pulsar la luz estroboscópica. Vea la Fig. 6.10. La marca de referencia no tiene nada que ver con esta relación, ya que se la puede colocar en cualquier parte del rotor.

La marca de referencia no sirve sino para ver la posición del rotor al pulsar la luz estroboscópica.

Para poder saber el ángulo de destello para cualquier pieza, proceda como sigue:

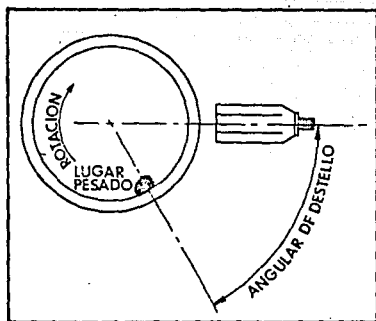


Figura 6.10 Angulo de destello.

1. Tome nota de las lecturas de desequilibrio originales y - proceda a equilibrar la pieza por el método vectorial o - el de cuatro pasos.
2. Después de equilibrar con éxito un rotor, pare la pieza - que se trabaja y luego dele vuelta hasta colocar la marca de referencia en la misma posición observada bajo la luz estroboscópica, durante la primera tentativa.
3. Puesto el rotor en dicha posición, note el sitio que ocupa la pesa correctiva de desequilibrio aplicada. Esta representa el sitio del lugar liviano original del rotor. - Claro que, a 180° ó directamente opuesto al lugar liviano original se halla el "lugar pesado" original.
4. Siguiendo la dirección rotacional del eje, fíjese en el - ángulo que hay entre el punto de aplicación del captador- de vibraciones y la posición del lugar pesado. Este ángu- lo constituye pues el "ángulo de destello" del rotor.

Después de saber la constante de peso, así como el ángulo de destello de una pieza, resultará sencillo volver a equili- brar la pieza en el futuro. Además, este dato que se ha sa- bido equilibrando una pieza podrá servir para equilibrar cuan- tas piezas idénticas sea necesario en la producción. Todo - lo que hace falta es que las RPM, el sitio del captador y la configuración de la máquina (esto es, su masa, rigidez, etc.) sean cada vez iguales. Para poder equilibrar una pieza "de- una vez" se procede como sigue:

1. Se pone en marcha la máquina apuntando los datos importan- tes para el desequilibrio, la amplitud y fase.

2. Se para la máquina dándole vuelta al rotor hasta que quede la marca de referencia en el mismo sitio que el observado bajo la luz estroboscópica.
3. Puesto el rotor en dicha posición, mida el ángulo de destello desde el captador en la dirección rotacional del eje para poder encontrar el lugar pesado del rotor.
4. Luego se multiplica la constante de desequilibrio por la amplitud de la vibración ocasionada por éste, para poder saber que peso se tiene que sacar del lugar pesado o agregar al lugar liviano que se halla directamente opuesto.

El ángulo de destello establecido para una máquina dada se rá específicamente determinado por los equipos utilizados para medir la amplitud y fase de la vibración producida por el desequilibrio. Primero, debido a las diferencias que se presentan entre los analizadores electrónicos de estado sólido (Modelos 330, 340, 345, 350 etc.) darán éstos lecturas de fase que difieren de 180° precisamente de las que dan los instrumentos provistos de tubos al vacío (modelos 600, 601, 314, etc.) Por resultado, el ángulo de destello de una pieza que resulte de un instrumento tipo estado sólido, va a diferir en exactamente 180° del ángulo de destello que se desprenda de un analizador tipo tubo.

Además, el tipo de captador que se utilice, tipo velocidad, acelerómetro, o tipo no contacto, podrá afectar el ángulo de destello de una pieza. Por fin, el parámetro de la amplitud-medida (desplazamiento, velocidad o aceleración) deberá ser el mismo en cada caso. Por ejemplo, las medidas de fase realizadas en desplazamiento han de diferir en exactamente 90° de las unidades de velocidad.

6.6 TIPOS DE DESBALANCEO.

Anteriormente definimos el desequilibrio como la distribución desigual de peso de una pieza alrededor de su línea central rotatoria. El desequilibrio también puede definirse como la condición que existirá cuando la línea central rotatoria y el eje central principal no sean idénticos.

Se puede imaginar el eje central principal como el eje alrededor del cual se halla distribuido igualmente el peso de un rotor siendo también el eje en torno del cual la pieza giraría sin que nada se lo impidiera. Si el rotor está restringido por sus cojinetes, entonces habrá vibración si el eje central principal y la línea central rotatoria no son idénticos.

Hemos venido tratando la cuestión del desequilibrio y como corregirlo al presentarse éste en un plano. En realidad, existen cuatro tipos de desequilibrio, a saber:

- a) Estático
- b) Por par
- c) Cuasi-estático
- d) Dinámico

Según el tipo de desequilibrio que tenga un rotor, se hará necesario realizar el equilibrado en dos y a veces más planos de corrección.

Cada tipo de desequilibrio se define por la relación que guarden entre sí el eje principal y la línea central rotatoria de la máquina.

6.6.1 Desbalance Estático.

El desbalance estático es la condición de desequilibrio - que se produce al quedar desplazado el eje central principal en paralelo con la línea central rotatoria como se ve en la Fig. 6.11.

El desequilibrio estático, que a veces se denomina desequilibrio cinético o de fuerza, puede detectarse colocando - la pieza que se trabaja entre puntos o entre dos rieles en - paralelo. Así el lado pesado del rotor irá a parar hacia lo más bajo. La pesa correctiva podrá ser agregada o removida - según requiera el caso, considerándose estáticamente equilibrada la pieza, mientras no gire sobre los rieles sea cual - sea la posición en que se coloca.

El desequilibrio estático que afecta una pieza rotativa - puede ser detectado a menudo comparando la amplitud y fase - de vibración de un cojinete o eje en los extremos del rotor.

Un rotor apoyado entre cojinetes revelará lecturas idénti - cas de amplitud y fase vibracionales, tanto sobre los cojine - tes como a cada extremo del eje si el desequilibrio de que - se trata es estático. Esta regla no se aplica, sin embargo, a los rotores que esten montados en una configuración salien - te.

Puede corregirse el desequilibrio estático agregando o - quintando peso en un solo plano correctivo. Sin embargo, - es de mucha importancia realizar la corrección en el plano - debido. Para aclararlo, consideremos los tres métodos posi - bles de corrección del desequilibrio estático que aparecen -

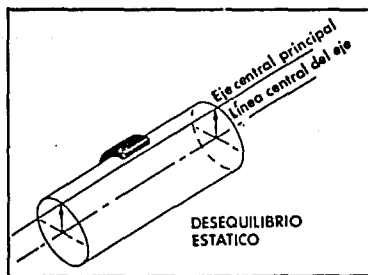


Figura 6.11 Desbalance estático.

en la Fig. 6.12. En la Fig. 6.12.A, una sola pesa de corrección se coloca en el mismo plano que el centro de gravedad del rotor, pero que hará que esté muy bien equilibrado el rotor.

La Fig. 6.12.B, muestra otro modo aceptable de corregir un desequilibrio estático colocando las pesas de corrección linealmente en los extremos opuestos del rotor. Se recurre a este método cuando no sea posible agregarle una sola pesa correctiva a la parte central del rotor.

En la Fig. 6.12.C, se ve agregada una pesa de corrección, pero no en el mismo plano que contiene el centro de gravedad del rotor. Este rotor puede considerarse estáticamente equilibrado, debido al hecho de que no hay lugar pesado que baje al colocarlo sobre rieles puestos a nivel y en paralelo. Sin embargo, al girar la pieza en cuestión, el lugar pesado original junto con la pesa de corrección hallándose en planos distintos producen momentos inerciales que hacen que el eje central principal y la línea central rotatoria se crucen, lo que crea otro tipo de desequilibrio.

6.6.2 Desbalance por Par de Fuerzas.

El desequilibrio por par de fuerzas es la condición que existe cuando cruce el eje central principal la línea central rotatoria en el centro de gravedad del rotor.

Un "par" no es más que dos fuerzas iguales en paralelo que actúan en sentido contrario una a otra, pero no en la misma línea recta. El desequilibrio por par de fuerzas es,-

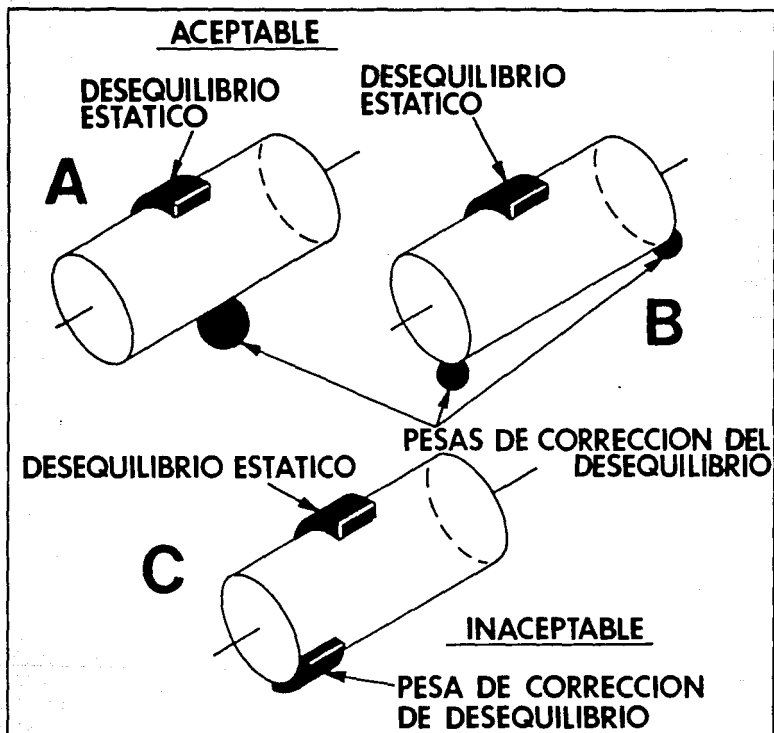


Figura 6.12 Corrección del desequilibrio estático.

entonces, la condición que se da si hay un lugar pesado en cada extremo del rotor, pero hallándose en lados opuestos de la línea central, como se ve en la Fig. 6.13a

A distinción del desequilibrio estático, el desequilibrio por par de fuerzas no puede ser detectado colocando la pieza sobre rieles. Sólo se hace patente dicho desequilibrio al hacer girar la pieza pudiendo con frecuencia identificarse - comparando las lecturas de amplitud y fase tomadas sobre un cojinete o el eje en cada extremo del rotor.

Por ejemplo, un rotor como el que aparece en la Fig. 6.13a apoyando entre cojinetes dará lecturas de amplitud y fase - vibratoriales iguales pero a 180° , si se trata de un desequilibrio por par de fuerzas.

Nuevamente, es método de detectar un desequilibrio que no se aplica a los rotores salientes.

A diferencia del desequilibrio estático que puede ser corregido por un solo plano, el desequilibrio por par de fuerzas no se corrige más que realizando correcciones de equilibrio en dos planos.

Rara vez presentará un rotor un desequilibrio puramente - estático o que se deba puramente al par de fuerzas. Lo normal es que cualquier rotor desequilibrado presente síntomas de ambos tipos por lo que las combinaciones de desequilibrio estático y por par de fuerzas se subclasifican como "cuasi-estático" y "dinámico".

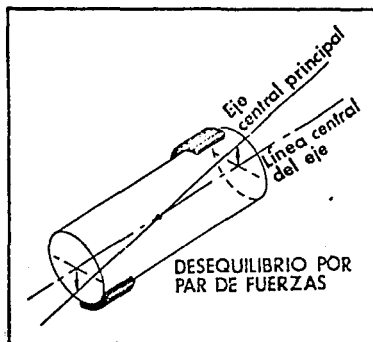


Figura 6.13a Desequilibrio por par de --
fuerzas.

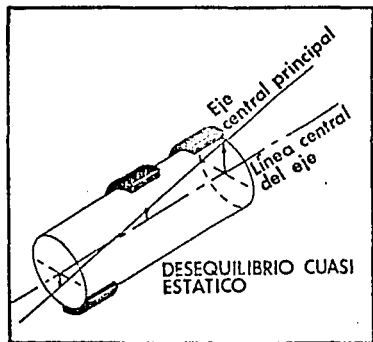


Figura 6.13b Desequilibrio cuasi estático.

6.6.3 Desbalance Cuasi-Estático.

El desequilibrio cuasi-estático se define como la condición en la que el eje central principal cruza la línea central rotacional, pero no en el centro de gravedad del rotor. Se puede concebir del desequilibrio de dicho tipo como una combinación del desequilibrio estático y por par de fuerzas en que el desequilibrio estático se halle directamente alineado con uno de los momentos de par como se ve en la Fig. 6.13b

El desequilibrio cuasi-estático es similar en muchos aspectos al desequilibrio por par de fuerzas. En el caso de los rotores montados entre cojinetes, las lecturas comparadas de fase variarán como en 180° , pero, amplitud de vibración la mayoría de las veces se notará más elevada hacia un extremo del rotor que el otro. Un desequilibrio así no puede corregirse más que haciendo correcciones de peso en dos planos a lo menos.

6.6.4 Desbalanceo Dinámico.

El desequilibrio dinámico es, sin duda, el tipo que más a menudo se encuentra y que se define simplemente como un desequilibrio en que el eje central principal y la línea central rotatoria no coinciden ni se tocan. Este tipo de desequilibrio existe cuando hay presente un desequilibrio tanto estático como por par de fuerzas. Por resultado, el eje central principal está al mismo tiempo inclinado y desplazado de la línea central rotatoria. Ver Fig. 6.14.

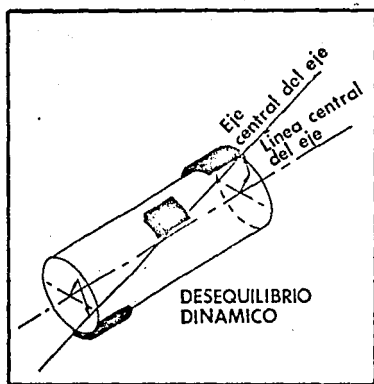


Figura 6.14 Desequilibrio dinámico.

Por lo general, las lecturas de fase comparativas que resultan de un caso de desequilibrio dinámico no serán ni iguales ni directamente opuestas. Además, se trata de una condición de desequilibrio que sólo se puede solucionar mediante correcciones de peso en dos planos por lo menos.

6.6.5 Selección del Método de Balanceo.

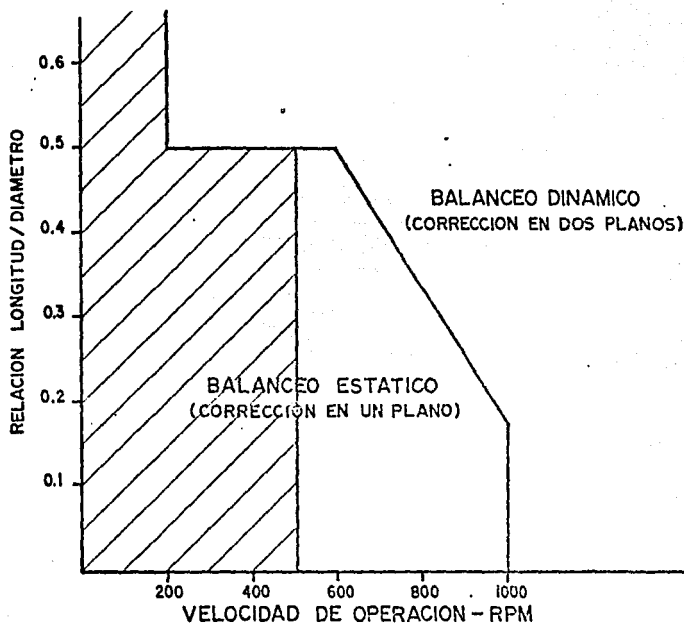
Aunque no sea indispensable poder reconocer si un rotor dado presenta un desequilibrio estático, cuasi-estático, dinámico o por par de fuerzas para poder solucionar el problema, se puede observar que no todos los problemas de equilibrio pueden ser resueltos balanceando en un solo plano de corrección. Para ayudar a determinar si se requiere balanceo en plano único o en dos planos, existen normas para determinar el número de planos de corrección en el balanceo basándose en la relación L/D (longitud/diámetro) del engrane polea o rotor en cuestión. Dicha relación L/D se calcula utilizando las dimensiones del rotor sin contar el eje que lo apoya. Con relación a la gráfica que aparece en la Fig. 6.15 en el caso de relaciones L/D menores de 0.5, resulta suficiente el equilibrado en plano único, en el caso de velocidades operacionales hasta 1000 RPM.

Por encima de 1000 RPM, se requiere a menudo un equilibrado en dos planos. En el caso de relaciones L/D mayores que 0.5 se requiere un equilibrado en dos planos si las RPM pasan de 200 RPM.

Es importante tener en cuenta que todo este procedimiento sobre cómo decidirse entre el balanceo en un solo plano -

METODO DE SELECCION DE BALANCEO

FIG. 6.15



NOTAS: Para elementos montados en un eje, la relación Longitud-Diámetro se refiere a las dimensiones de la masa del rotor que soporta el eje.

Para dos o más elementos montados en un eje, la longitud se refiere a la distancia máxima entre las caras exteriores de los elementos montados y el diámetro es el diámetro exterior del elemento más pequeño.



Esta parte se refiere a las piezas que no requieren balanceo debido a que no han sido montadas y maquinadas sobre el mismo eje de operación.

frente al balanceo en dos planos a base de la relación L/D - y la velocidad de operación se ofrece para fines de orientación ya que puede que no se aplique a todos los casos. En el caso de poleas de simple ranura, la experiencia nos revela que el balanceo en un solo plano es admisible cuando su velocidad operacional sea mayor que 1000 RPM.

6.7 BALANCEO EN DOS PLANOS.

El balanceo en dos planos se realiza aproximadamente del mismo modo que el balanceo en un plano. Sin embargo, el procedimiento en dos planos sí requiere que se le preste una atención especial, debido al "efecto cruzado" cosa que a veces se denomina "interferencia por planos de corrección" definiéndose la misma como el efecto en la lectura de desbalanceo en un extremo del rotor por un desbalanceo habido en el extremo opuesto.

El mejor modo de explicar el efecto cruzado se basa en que esté perfectamente equilibrado el rotor que aparece en la Fig. 6.16.A. Agregar un desequilibrio en el plano de corrección - a la derecha, Fig. 6.16.B, da una lectura de vibración en el cojinete derecho de 5.0 mils a 90° . Se nota también una vibración de 0.66 mils sobre el cojinete a la izquierda con fase de 300° . Esta vibración se debe al efecto cruzado, es decir, la vibración en el cojinete a la izquierda es provocada por el desbalance en el plano de corrección de la derecha.

Para ver de que modo afecta el desbalance en dos planos, - observese que el desequilibrio que se agrega en el plano de corrección de la izquierda Fig.6.16.C, cambia tanto la amplitud como la fase de vibración en el cojinete de la derecha a 6.4 mils a 120° .

Por el efecto cruzado, las indicaciones de desbalanceo que se observen a cada extremo de un rotor no representarán precisamente el desbalance habido en los planos de corrección respectivos. Lo que sucede es que cada indicación resultará del

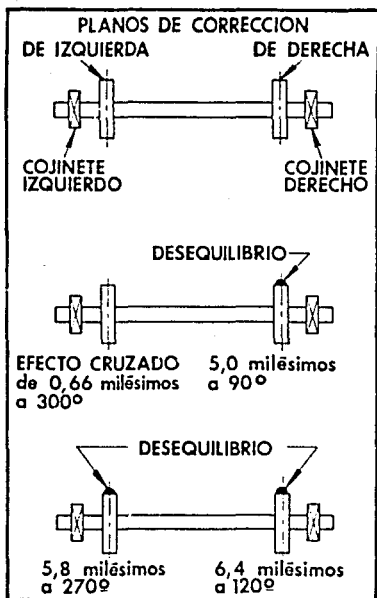


Figura 6.16 Efecto cruzado. A) Rotor -- equilibrado; B) Desequilibrado en el plano derecho; C) Se agrega desequilibrio al plano izquierdo.

desbalance habido en el plano de corrección asociado más el efecto cruzado en el extremo opuesto. Al empezar a estudiar un problema de equilibrado no hay modo de conocer ni la cantidad y fase del efecto cruzado, además, la cantidad y fase del efecto cruzado serán distintas en distintas máquinas.

6.7.1 Método Vectorial de Balanceo en dos Planos por medio de Plano Unico.

Hay que tener en cuenta el efecto cruzado al balancear en dos planos. Lo más común es de tratar cada plano de corrección como si fuera un problema monoplanar tomando el cojinete más cercano como punto de partida para las lecturas de vibración. Por medio de dicho procedimiento, cada plano se balancea por separado uno por uno.

Los equipos que típicamente se utilizan en campo en el balanceo en dos planos incluyen un analizador de vibraciones con captador y cables adicionales de acuerdo con la Fig. 6.17. Otros accesorios necesarios deben ser un transportador, una regla, papel gráfico con coordenadas polares más una balanza para pesar las pesas de balanceo.

También, resultan útiles unas tenacillas con quijadas o portacaptador magnético que fije el captador a la máquina. Estos equipos ayudarán a realizar un equilibrado preciso con el menor número posible de tentativas. El procedimiento es el siguiente.

1. Observar la amplitud y fase de vibración en ambos cojinetes y se escoje el que presente mayor vibración para el

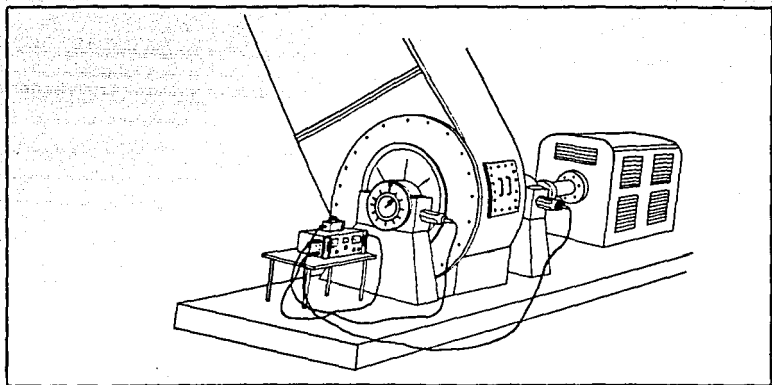


Figura 6.17 Disposición típica para equilibrado en dos planos.

primer balanceo.

2. Por el método vectorial de plano único ya descrito, se procede a balancear el extremo de más vibración, realizando las correcciones en el plano de corrección más cercano.
3. Después de balancear con éxito el primer plano, se observan y apuntan los nuevos datos sobre amplitud y fase para el segundo extremo. Estas lecturas de amplitud y fase forman las originales en que se basa para el balanceo en el segundo plano. Ordinariamente, el balanceo del primer extremo dará por resultado un nuevo juego de lecturas en el segundo extremo, debido a la remoción del balanceo que afectaba el primer plano produciendo el efecto cruzado.
4. Con los nuevos datos se procede a balancear el segundo extremo mediante la técnica vectorial estandar de plano único.
5. Después de balancear el segundo plano, a lo mejor se encontrará cambiado el primer plano, debido al hecho de que ya haya sido eliminado el efecto cruzado operado por el desbalanceo del segundo plano en el primer plano (que al principio estuvo compensado en el primer plano). En todo caso, si el cambio habido representa un aumento hasta un nivel inadmisibles, habrá que volver a balancear el primer plano de corrección. Por lo tanto, observar y apuntar los nuevos datos sobre desbalanceo para el primer plano y basándose en dichos datos como una nueva lectura original, realice el rebalanceo, pero no altere las correcciones antes aplicadas.

Se comenzará por una nueva pesa de ensayo y se llevará a

cabo el reequilibrado como si fuera un nuevo problema.

6. Si el efecto cruzado es muy pronunciado, habrá que repetir este procedimiento varias veces, balanceando un extremo y luego el otro alternativamente hasta que queden equilibrados ambos extremos a un nivel aceptable. Cada vez que se cambian los planos de corrección se da inicio a un nuevo problema con nuevas lecturas originales. No alterar las correcciones anteriores.

El método vectorial de plano único aplicado al balanceo en dos planos constituye un ejemplo bueno de cómo sería útil conocer "El ángulo de destello" así como la constante de peso del rotor para poder reducir el número de tentativas de balanceo. Después de balancear el primer extremo, los datos recabados pueden servir para reducir el desbalance a cada extremo del rotor.

En algunos casos, se encuentra un efecto cruzado tan severo que se hace muy difícil realizar el balanceo en dos planos por el método vectorial de plano único. Hasta hay sistemas que revelan efectos cruzados en el que el desbalance en un plano de corrección puede que haga mayor efecto en la vibración indicado en el cojinete más lejano en vez del más cercano. Cuando sucede esto, se dice que el efecto cruzado pasa del 100%. Configuraciones de rotores como las que se ven en la Fig. 6.18 harán a menudo un efecto cruzado mayor del 100%. Frente a dicha situación, una solución apropiada pudiera ser sencillamente conectar los planos de corrección. Por ejemplo, con referencia al rotor de la Fig. 6.18.A se sugiere equilibrar en un plano de corrección "X" haciendo uso de las lecturas de vibración del cojinete "B" y equilibrar en el plano de corrección "Y" mediante las lecturas de vibración en el cojinete "A".

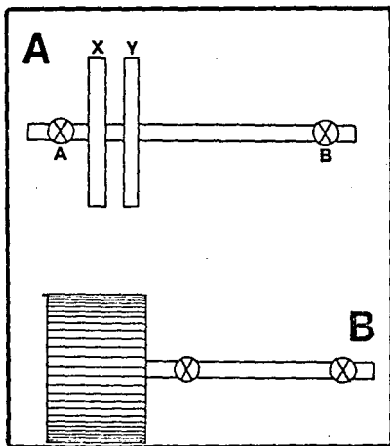


Fig. 6.18 Las configuraciones de rotor que arriba se ven, presentan a menudo efectos cruzados de importancia.

6.8 MAQUINAS DE BALANCEO.

El balanceo dinámico puede realizarse o en sitio o por medio de una máquina de balanceo como la que se muestra en la Fig. 6.19. Aunque se recomienda el balanceo en el sitio, de ser posible, algunas máquinas como motores totalmente cerrados, reductores, compresores y otras, es difícil balancearlos en sitio puesto que se requiere destapar la unidad para tener acceso al rotor para quitar o poner pesas de balanceo.

En dichos casos, se desarma la máquina sacando el rotor o engranes para balancearlo en una máquina de balanceo.

También hay ocasiones cuando la pieza a balancear ya ha sido sacada de la máquina por otros motivos, por lo que se puede aprovechar una máquina de balanceo para balancear la pieza antes de volverla a instalar para asegurar un funcionamiento uniforme. Muchas manufactureras de maquinaria incluyen el balanceo sobre una máquina de dicho tipo como un procedimiento normal en la producción para asegurar un comportamiento uniforme y libre de problemas para satisfacer al cliente.

6.8.1 Máquina de Balanceo para Mantenimiento.

Las máquinas de balanceo para el mantenimiento normal se han diseñado para permitir un ajuste rápido junto con una manera eficaz de cambiar el ajuste a fin de satisfacer cuantas aplicaciones sean posibles. En lo que respecta al balanceo para mantenimiento se pasa la mayoría del tiempo que se re-

quiere para balancear una pieza efectuando las correcciones específicas a la pieza rotativa, lo que ocupa de 80 a 90% - del tiempo de balanceo. Si la corrección permanente incluye el taladro o esmerilado. Siendo así, la máquina de balanceo destinada a mantenimiento debiera ser construida para hacer que dichas correcciones sean tan fáciles como sea posible. - El tiempo que se requiere para preparar la máquina es función de las características que se hallan incluidas en el diseño de la máquina.

Las características que facilitan una preparación rápida son como sigue:

- 1) Ajuste rápido para acomodar piezas de dimensiones entre cojinetes muy distintas.
- 2) Acepte piezas con o sin sus propios cojinetes.
- 3) Capacidad amplia en cuanto a peso
- 4) Accionamiento por correas
- 5) Control variable de velocidad

La máquina que aparece en la Fig. 6.19 es típica de las máquinas de balanceo destinadas al mantenimiento que pueden acomodar piezas que van desde unas cuantas onzas hasta varios miles de libras (o kilogramos).

La pieza que se trabaja deberá ser apoyada sobre sus propias chumaceras apernadas directamente a la placa superior de la máquina de balanceo.

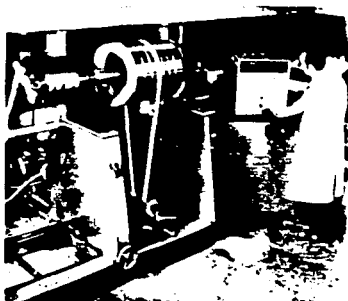


Figura 6.19 Una máquina de equilibrado para mantenimiento permite equilibrar una variedad de rotores, de tamaños, peso y configuraciones distintos.

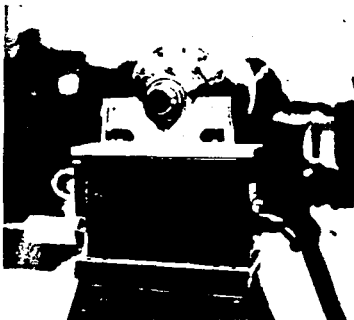


Figura 6.20 Los rotores que traigan sus propios cojinetes pueden ser montados sobre bloques en V.

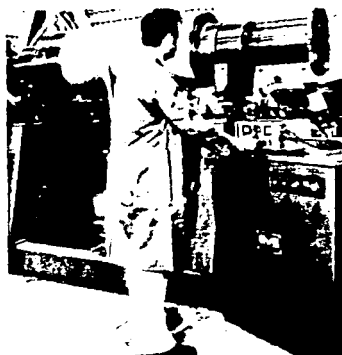


Figura 6.21 La instrumentación portátil puede ser desmontada para llevar a cabo el equilibrio - en sitio y el análisis de vibraciones de la maquinaria de la planta.

Los rotores provistos de cojinetes de rodillos o de manga pueden ser apoyados por bloques en V según se muestra en la Fig. 6.20.

Si no es posible balancear la pieza sobre sus propios cojinetes, los soportes tipos cojinete antifricción se prestan a dicho fin.

El empleo de una cinta plana sin fin para accionar la pieza hace aún más sencilla la preparación al accionar la cinta. Puede pasar ésta sobre cualquier superficie sin introducir una vibración adicional que estorbe el balanceo. En cuanto a la instrumentación requerida, la máquina de la Fig. 6.21 utiliza un analizador de vibraciones/balaceador dinámico estándar que puede ser desconectado cada vez que sea necesario para análisis y equilibrado remotos. Nuevamente el factor clave del diseño de una máquina de balanceo tipo mantenimiento es la versatilidad.

La posibilidad de utilizar los "soportes modulares" para sostener la pieza a equilibrar (sistemas de suspensión) según la figura 6.22, hace que sea posible que el cliente construya y arme su propia máquina de balanceo para el mantenimiento a base de planos e instrucciones detallados suministrados por los fabricantes de equipo IRD. Una máquina fabricada por el cliente que se ve en la Fig. 6.22 tiene capacidad de aceptar un peso de hasta 25000 lbs. (11500 Kg) e incorpora muchas de las mismas características que las máquinas armadas por la manufacturera. Dichos soportes modulares también sirven para modernizar las máquinas de balanceo de años atrás para ampliar su capacidad de peso y de mejorar su sensibilidad.

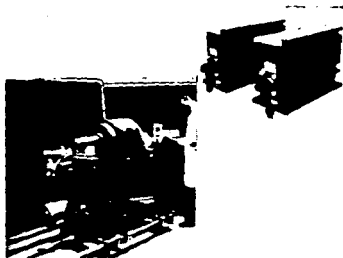


Figura 6.22 Por la disponibilidad de los "sistemas de suspensión modulares" le da la posibilidad de construir su propia máquina de equilibrado para el mantenimiento.

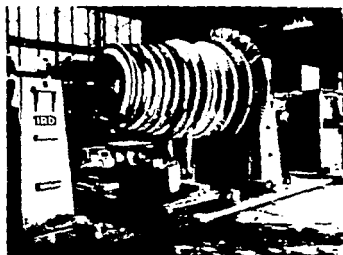


Figura 6.23 Esta máquina de equilibrado es transportada al sitio de operación de la máquina para eliminar los riesgos que se corren al embarcar los rotores abultados y costosos.

La instrumentación de balanceo que se utiliza en la Fig. 6.22, es del balanceador IRD serie 220 que da lectura directa del tamaño y posición de la pesa de equilibrio requerida en el balanceo en dos planos, durante la primera tentativa - sin recurrir a pesas de ensayo o pasos de calibración. La instrumentación de dicho tipo reduce mucho el tiempo necesario para resolver un problema de balanceo a la vez que reduce la necesidad de un programa muy extenso para capacitación de operarios.

En la Fig. 6.23 hay otro tipo de máquina de balanceo tipo mantenimiento. Esta máquina es la que se transporta hasta el sitio de operaciones para balancear piezas muy grandes. La posibilidad de traer la máquina de balanceo al lugar de la pieza elimina el trabajo arriesgado y latoso de enviar el rotor a otra parte para ser balanceado.

6.8.2 Máquina de Balanceo tipo Producción.

Una cosa importante que se debe tener en cuenta al escoger una máquina de balanceo conveniente para la producción es la cantidad de piezas a equilibrar. Si el equilibrado de producción incluye series de piezas de distintos tipos, puede ser que no se requiera más que una máquina de balanceo tipo mantenimiento dotada de una instrumentación especial como el balanceador IRD de la serie 220. En cambio, si se trata de un balanceo para una producción que consista en un volumen elevado de piezas específicas; luego lo que se va a necesitar es una máquina de balanceo tipo producción con unas características especiales.

Una máquina de equilibrado tipo producción pueda incorporar características como las que siguen:

- 1) Corrección de Peso Automático
- 2) Cicleado Automático
- 3) Funcionamiento controlado por computador con lectura directa del desequilibrio.

Además, se debe considerar el empleo de elementos que disminuyen el tiempo necesario para cargar y descargar la máquina y que reduzca la capacitación necesarias por parte del operario.

Finalmente, los elementos que se incorporen en la máquina de balanceo tipo producción se seleccionaran por lo general a base de su costo inicial frente a los ahorros que a la larga traiga el balanceo.

Las Figuras 6.24 y 6.25 representan máquinas de balanceo tipo producción que han sido alteradas para acomodar la pieza específica que se va a balancear, mientras que la máquina que aparece en la Fig. 6.25 tiene la construcción y configuración vertical a fin de simplificar la carga y descarga de las piezas pesadas balanceadas sobre la máquina.

6.8.3 Requisitos que deben cumplir las Máquinas de Balanceo.

La variedad de máquinas de balanceo, instrumentación y elementos especiales casi no tiene fin. Por lo tanto, es



Figura 6.24 Una máquina de equilibrado tipo producción es herramienta de fabricación que sirve para equilibrar una gran cantidad de piezas.



Figura 6.25 Se construyó esta máquina vertical de equilibrado para simplificar la carga y descarga de las piezas pesadas.

muy importante que se especifiquen en detalle los requisitos de balanceo que se exigen. Estos requisitos incluyen lo siguiente:

- 1) Peso y dimensiones de la pieza a balancear
(máximos y mínimos)
- 2) Tolerancias de desequilibrio
- 3) Velocidades Rotacionales
- 4) Número de piezas a balancear
- 5) Tiempo admisible para el balanceo de cada pieza
- 6) Método proyectado para la corrección por pesas, etc.


Dichos factores deben apuntarse en un formulario como el que aparece en la Fig. 6.26 para facilitar la selección de los equipos apropiados.

6.8.4 Tolerancias para Balanceo.

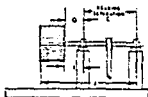
Durante la descripción del balanceo se ha dicho que un componente debe ser "balanceado hasta un nivel aceptable". A continuación describire en que consiste un nivel aceptable de desbalanceo.

Un balanceo bueno sería el que no presentará desbalanceo alguno. Pero, pretender conseguir un balanceo casi perfecto no es ni práctico ni económicamente factible. Por lo tanto,

Workpiece Description



Shaft Drawing



Bearing Housing

	MAXIMUM		MINIMUM	
ALIGN				
AXIAL OPERATING SPEED				
SHAFT DIAMETER IN INCHES	IN	IN	IN	IN
BEARING SEPARATION IN				
SHAFT DIAMETER IN				
BEARING DIAMETER IN				
CLEARANCE IN INCHES	IN	IN	IN	IN
DISTANCE TO CENTER OF GRAVITY IN INCHES	IN	IN	IN	IN
PRELUSANCE				
BEARING SEPARATION IN INCHES				
QUANTITY TON				
IF BALANCES OF UNBALANCES SPECIFY TYPE AND POSITION				
METHOD OF CORRECTION				
OTHER DATA FOR BALANCING	Type	Phase	Line Frequency	

Figura 6.26 Formulário de requisitos para máquinas de equilíbrio.

se debe definir un límite razonable de aceptación.

En el caso de rotores balanceados en el sitio mismo donde trabaja, la aceptación es normalmente determinada por el nivel de vibración de eje y cojinetes. Dichos niveles pueden ser los establecidos por la manufacturera de la máquina o por el usuario a base de la experiencia que ha tenido con los equipos. A defecto de límites establecidos, pueden servir de guía los gráficos sobre tolerancias vibracionales de las Fig. 4.10 Cap. IV.

Los rotores balanceados por máquinas normalmente lo son para un nivel específico de desbalanceo residual aceptable, expresado en unidades de onza-pulg., gramo-pulg., gramo-cm., etc. Dichas tolerancias de desbalanceo pueden especificarse al fabricante de la maquinaria pero, a su defecto, hay otros parámetros que pueden ser empleados. Por ejemplo, una autoridad en la materia sugiere que sea el límite una fuerza razonable aplicada a un cojinete debido a un desbalanceo de 10% del peso del rotor que apoye el cojinete. Para aclararlo, consideremos una armadura de motor que gire a 1800 RPM y que tenga un peso de 5000 lb. Así es que, la fuerza admisible sobre cada cojinete, debido al desbalanceo sería de 250 lb (10% de 2500 lbs. = 250 lb.).

Para convertir el valor de dicha fuerza en unidades de desbalanceo, nos valemos de la fórmula sobre la fuerza que representamos a continuación:

$$F = 1.77 \times \left(\frac{\text{RPM}}{1000} \right)^2 \times \text{ONZA-PULG.}$$

Como $F=250$ lbs. y las $RPM=1800$, podemos resolver la tolerancia de desbalanceo como sigue:

$$250 = 1.77 \times \left(\frac{1800}{1000}\right)^2 \times \text{ONZA-PULG.}$$

$$\text{ONZA-PULG.} = \frac{250 \text{ lbs}}{1.77 \times \left(\frac{1800}{1000}\right)^2} = \frac{250}{1.77 \times 3.24}$$

$$\text{ONZA - PULG.} = 43.6 \text{ ONZA - PULG.}$$

Por lo tanto, de acuerdo con esta fórmula la tolerancia de desbalanceo en cada cojinete es de 43.6 OZ-IN aproximadamente.

Existe una norma que sirve para poder establecer tolerancias de desbalanceo, es la "Guía de Tolerancia de Desbalanceo para Rotores Rígidos". de la Fig. 6.27. Se trata de una norma o guía desarrollada por la Sociedad de Ingenieros Alemanes (VDI) adoptada por la Organización Internacional de Estándares. (ISO), que toma en cuenta tanto la velocidad rotativa, como el tipo de pieza que se balancea.

Se notará pues, que el gráfico de la Fig. 6.27 indica seis bandas de tolerancias, correspondiendo cada una a una clasificación específica de rotor. Esas categorías se presentan en el Cuadro II.

Para poder usar la guía de tolerancia de desbalanceo, lo primero que se hace es determinar a que clasificación pertenece el rotor, según los ejemplos que da el cuadro. La armadura de motor de 5000 lb. del ejemplo anterior se clasificaría bajo "G2.5", debido a su gran envergadura.

UNBALANCE TOLERANCE GUIDE FOR RIGID ROTORS
 Based on VDI Standards by the Society of German Engineers, Oct. 1963

Maximum Normal Operating Speed ~ RPM

Unbalance Tolerance in oz.-in./lb. of rotor weight $\times 10^3$
 Apply all of tolerance for simple single plane balancing or half to each plane for two plane balancing.

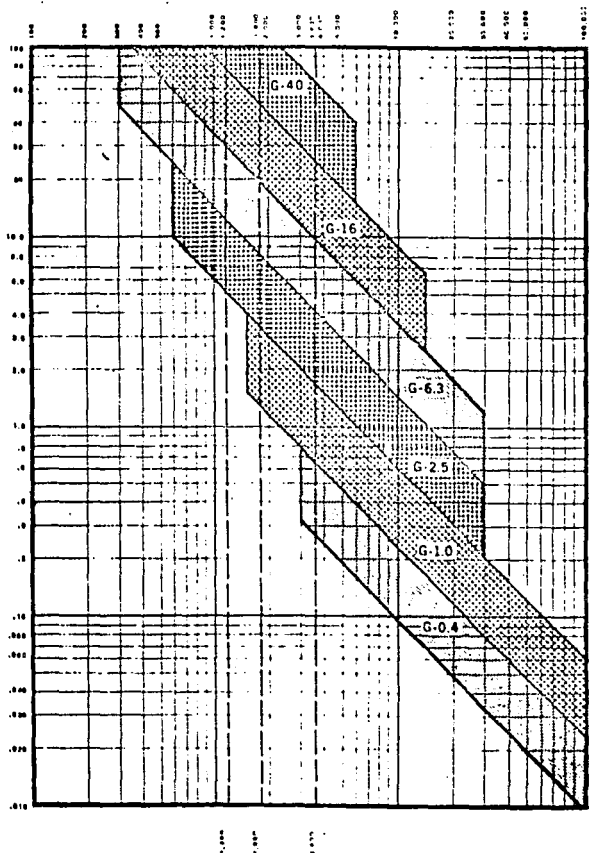


Figura 6.27 Guía de Tolerancia de desbalance para rotores rígidos.

Luego, refiriéndose a la banda de tolerancia G.25 del cuadro Fig. 6.27, localice los valores superiores e inferiores de la tolerancia de desbalanceo, cifras que se expresan en unidades de onza-in x $\frac{\text{peso del rotor lbs.}}{1000}$.

El valor de RPM sobre el que se escoge la tolerancia debe de ser de la velocidad normal máxima de trabajo del rotor en su instalación final. En nuestro ejemplo, RPM del rotor = 1800 por lo que el límite superior e inferior respectivos son de 8.0 y 3.5,

Al utilizar este gráfico, se sugiere utilizar los valores correspondientes al límite superior si se va a instalar el rotor en una estructura rígida y maciza. En cambio, se utilizan los valores para el límite inferior si se trata de una estructura de peso liviano. En nuestro ejemplo, utilizaremos el valor de 8.0 para el límite superior.

El valor de tolerancia de 8.0 que da el gráfico se expresa en onza-pulg. por cada 1000 lb de peso de rotor. Por lo tanto, si pesa el rotor 5000 lb, se calcula la tolerancia total, dividiendo el peso del rotor por 1000 y luego multiplicando el resultado por el valor obtenido del gráfico.

Tolerancia total de desbalanceo =

$$\frac{5000 \text{ lbs}}{1000} \times 8.0 = 40 \text{ OZ-IN}$$

El valor de tolerancia que así se obtiene representa la tolerancia total de desbalanceo. Si el rotor se balancea en más de un plano de corrección, dicho valor total tiene que

ser dividido por el número de planos de corrección, para poder determinar la tolerancia de desbalanceo de cada uno. Si el rotor representa un problema de plano único, se aplica la tolerancia total al único plano de corrección.

En resumen, los parámetros que aquí se presentan para establecer las tolerancias de desbalanceo puede que no se acomodan a todas las aplicaciones específicas, pero sí sirven para el fin propuesto de establecer un punto de partida, lo que a fin de cuentas rige los procedimientos en un comportamiento uniforme e ininterrumpido de la máquina, por lo que los valores que dá la guía que aquí se establece, pueden ajustarse o para arriba o para abajo según dicte la experiencia.

6.8.5 Conversión de Unidades de Amplitud Vibracional a Unidades de Desequilibrio.

En muchos casos, los mismos instrumentos que sirven para el análisis de vibración y de balanceo en campo, también se aplican a la máquina de balanceo. Como normalmente dichos instrumentos dan lectura en unidades de desplazamiento o velocidad, sería de desear de vez en cuando poder establecer la correspondencia de las unidades de vibración a las de desequilibrio para saber si una pieza ha quedado balanceada dentro de las tolerancias requeridas o no. Esta relación podrá ser fácilmente establecida para cada plano de corrección tal como se explica en el ejemplo que sigue:

Dado un rotor que requiera que se le balancee hasta una -

tolerancia de 1 onza-pulgada en dos planos, al funcionar sobre la máquina de balanceo, las lecturas originales que da para los planos de corrección izquierdo y derecho son de 10 mils a 240° y 7 mils a 200° respectivamente.

Primero, para poder determinar el nivel de vibración hasta donde debemos balancear en el plano izquierdo, sólo se tiene que agregar una pesa de ensayo en el plano de corrección izquierdo, por lo que se agrega una pesa de ensayo de 3 onzas al radio de 6 pulgadas. Así que la pesa de ensayo = 18 onzas-pulgada.

Colocada la pesa de ensayo en el plano izquierdo, se vuelve a operar el rotor para obtener la lectura de "O" + "T". En nuestro ejemplo $O+T = 8$ mils. a 120° en el cojinete izquierdo.

Luego, sobre una hoja de papel gráfico polar, proceda a construir el vector "O" (10 milésimos a 240°), y el vector "O+T" (8 milésimos a 120°), y entonces conectar el extremo del vector "O" al extremo del vector "O+T" para localizar el vector "T". Ver Fig. 6.28.

Medir la longitud del vector T con la misma escala que para O y O+T. De acuerdo con el ejemplo que aparece en la Fig. 6.28 el vector T = 15.5 milésimos.

El vector T representa el efecto producido por la pesa de ensayo sola. En otras palabras, la pesa de ensayo de 18 onzas-pulg. equivale a 15.5 mils. de vibración. Por eso, podremos ya determinar el nivel de vibración equivalente a la tolerancia de desequilibrio de 3 oz-in. Como las 18 OZ-IN

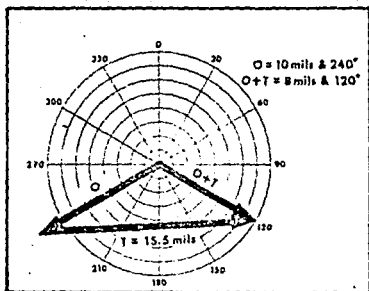


Figura 6.28 Solución vectorial monoplanar standard.

produjeron un efecto de 15.5 mils de vibración, si sigue que
18 oz-in = 15.5 mils

$$1 \text{ oz-in} = X \quad X = 0.86 \text{ mils de vibración.}$$

Luego 3 oz-in = $3 \times 0.86 = 2.58$ mils de vibración.

Por eso, ya se sabe que será necesario balancear hasta una cifra inferior a 2.58 mils de vibración en el cojinete izquierdo para poder cumplir con la tolerancia específica de 3 oz-in.

Para poder calcular el nivel de vibración máximo requerido en el cojinete derecho, agregar una pesa de ensayo conocida en el plano de corrección derecho y realizar los cálculos de manera semejante.

6.9 VELOCIDAD CRITICA Y RESONANCIA.

Para cualquier eje en rotación, existe una cierta velocidad a la cual ocurre una inestabilidad violenta. El eje sufre una deflexión excesiva y sucede un fenómeno conocido como "velocidad crítica de rotación".

Si esta velocidad crítica de rotación se mantiene, entonces la amplitud resultante viene a ser suficiente para causar deformación plástica permanente y rotura en la flecha. Sin embargo, si se incrementa rápidamente la velocidad, al empezar a manifestarse los efectos anteriores, entonces la flecha se reestablecerá y seguirá rotando hasta alcanzar alguna otra velocidad específica a la cual se producirá un doble arco de deflexión en el eje.

Las fuerzas centrífugas, las cuales causan la deflexión de la flecha desde su posición de reposo son prácticamente inevitables, además la no homogeneidad del material y las dificultades de ensamble determinan que el centro de gravedad del eje o su centro de masa no puedan coincidir con su eje de rotación.

Pocos rotores están compuestos de uno o dos discos, sino en cambio consisten en un gran número de discos, muchas veces montados en forma compleja como se ve en la Fig. 6.29, esto hace que sea prácticamente imposible saber en que disco se halla el desbalance, el desbalance pudiera estar en cualquier plano o planos situado a lo largo del rotor y por lo tanto sería muy difícil y costaría tiempo determinar de donde. Además, no es siempre posible correcciones por peso en cual-

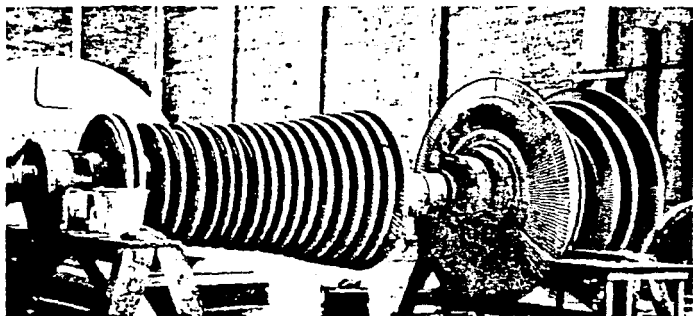


Figura 6.29 Rotor Complejo

quier plano por lo que lo acostumbrado es realizar correcciones en los dos planos más convenientes que hay disponibles.- Lo que es posible porque cualquier condición de desbalance puede ser compensada haciendo correcciones por peso en los dos planos que se escojan.

Pero esto es factible, sólo en el caso de que sean rígidos el rotor y el eje y que no se deformen ni flexionen, debido a las fuerzas que producen el desequilibrio.

La clasificación de un rotor como rígido o flexible depende de la relación que existe entre la velocidad rotativa (RPM) y su frecuencia natural. Todo objeto incluyendo el rotor y el eje de una máquina, tiene una frecuencia natural que depende de la cantidad de masa y su rigidez (K) y por eso, si la frecuencia natural de alguna parte de una máquina también es igual a la velocidad rotatoria u otra frecuencia vibratoria excitadora, existe una condición de resonancia.

La velocidad rotacional a la que el rotor mismo entra en resonancia se llama "velocidad crítica".

Estando parada una máquina, si aumentamos la velocidad de la misma a medida que midiéramos la amplitud de su vibración, esto nos daría un trazado como el que aparece en la Fig. 6.30.

Tomar nota del aumento de vibración, seguido de una bajada a un nivel más o menos constante.

El valor de RPM al pico es donde se produce la resonancia por lo que se llama "velocidad crítica".

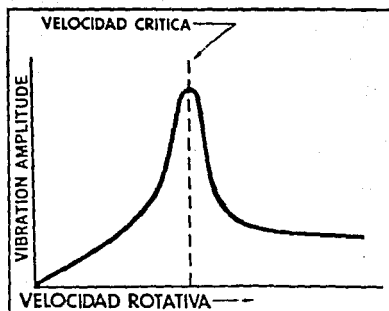


Figura 6.30 Trazado de la velocidad crítica.

En la práctica, cualquier trazado que se haga de la amplitud de vibración frente a RPM podrá representar varios picos de acuerdo con la Fig. 6.31. Los picos adicionales pueden estar producidos por la resonancia de los cojinetes y la estructura que los apoya o puede que tengan el eje y el rotor más que una sola velocidad crítica. En todo caso, al comparar los rotores rígidos con los flexibles, se refiere a la velocidad crítica del eje y rotor y no a la resonancia que tenga la estructura del soporte. Por regla general, los rotores funcionan a un nivel más bajo que un 70% de velocidad crítica, son considerados rotores rígidos.

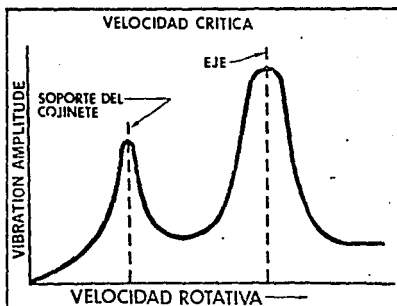


Figura 6.31 Velocidades críticas de la caja del cojinete y del eje.

En cambio, los rotores que trabajan a un nivel superior de un 70% de su velocidad crítica se deformarán o flexionarán debido a las fuerzas de desequilibrio, por lo que se llaman rotores flexibles.

Un rotor flexible que este equilibrado a una velocidad operacional, puede no estarlo a otra velocidad. Para aclararlo, consideremos el rotor desbalanceado que aparece en la Fig. 6.32.A. El desequilibrio que presenta es de tipo dinámico, es decir, un desequilibrio combinado que se debe al par de fuerzas y a lo estático. Si se equilibrará primero el rotor a una velocidad por debajo de un 70% de la primera velocidad crítica agregando pesas de corrección en los dos planos extremos, compensarían éstas todas las fuerzas de

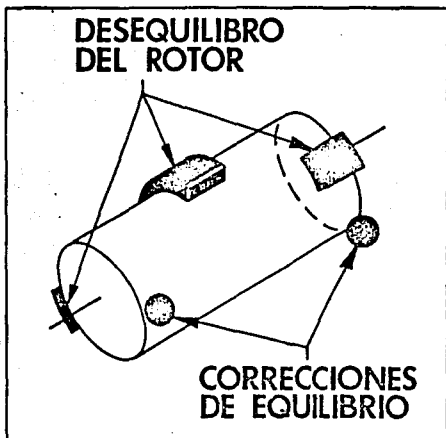


Figura 6.32a Aquí un rotor con desequilibrio dinámico equilibrado en dos planos = por debajo de la velocidad crítica.

desbalanceo que hubiera a través del rotor entero. Pero, - si se aumentara la velocidad crítica, empezaría el rotor a desviarse debido a la fuerza centrífuga del desequilibrio - situado en la parte central del rotor como se ve en la Fig. 6.32.b.

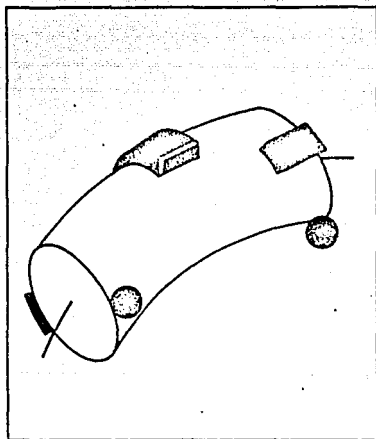


Figura 6.32b Funcionando por un desequilibrio por encima de la velocidad crítica el rotor se desvía por el desequilibrio que hay en su parte central.

A medida que se flexione o desvie el rotor, el peso del mismo se irá alejando de la línea central rotativa, creando así una nueva condición de desequilibrio, el cual puede ser corregido volviendo a realizar el balanceo por los dos planos de extremos, pero esto dejaría al rotor en desbalance en lo que respecta a las velocidades más bajas, donde no hay flexión. La única solución posible que asegure un funcionamiento uniforme es de realizar correcciones de equilibrio en los planos de desequilibrio verdaderos. Así que es que el rotor flexible de la Fig. 6.32, lo que requiere sería un balanceo múltiple en tres planos.

El rotor flexible de la Fig. 6.32 representa, en efecto, el tipo de rotor flexible más sencillo. Un rotor podrá deformarse en varias formas, según su velocidad operacional y la distribución del desequilibrio a través del rotor. Esto se llama también velocidades críticas primera, segunda y tercera, y se encuentran mayormente en las máquinas de alta velocidad como las bombas centrífugas de etapas múltiples y compresores, así como en muchas turbinas de vapor o gas.

Estas máquinas puede que requieran correcciones de balanceo en varios planos, para poder asegurar un funcionamiento uniforme, tanto a velocidades elevadas, como a velocidades reducidas.

Desde luego, no todos los rotores flexibles requieren un balanceo en planos múltiples.

Si un rotor se le tiene que balancear en más de dos planos, sólo lo pueden determinar las velocidades operacionales

del rotor junto con el significado que puede tener la deflexión del mismo para los requisitos funcionales de la máquina. En dicho aspecto, los rotores flexibles generalmente quedan comprendidos en una de las categorías que siguen:

1. Si el rotor trabaja únicamente a una velocidad y si un poco de deflexión no acelera el desgaste ni impide la productividad de la máquina, entonces un balanceo realizado en dos de los planos de corrección posibles para disminuir la vibración de los cojinetes puede ser suficiente para fines prácticos.
2. Si un rotor flexible trabaja a una sola velocidad, pero es indispensable que la deflexión del mismo sea mínima, entonces puede ser que se requiera un equilibrado en varios planos.

Por ejemplo: una deflexión excesiva de los rodillos largos como los que se utilizan en la elaboración del papel puede producir variaciones en el espesor del papel o puede romperse repetidas veces el producto al pasar por la máquina. Así es que es preciso equilibrar en más de dos planos para poder disminuir tanto la vibración de los cojinetes, como la deflexión del rotor.

3. Si es indispensable que un rotor funcione uniformemente por toda una gama amplia de velocidades, siendo rígido el rotor a las velocidades reducidas, pero volviéndose flexible a las velocidades elevadas, entonces se va a requerir un balanceo en varios planos.

Como ya será evidente, hay tres tipos de problemas en -

cuanto al balanceo:

- 1) Balanceo en Plano Unico
- 2) Balanceo en Dos Planos
- 3) Balanceo en Planos Múltiples

Sin embargo, la mayoría de los problemas de equilibrado que se encontrarán son los que pueden corregirse en solamente uno o dos planos, como se explicó anteriormente, en cuanto al balanceo multiplanar, no se incluye en este trabajo.

C O N C L U S I O N E S

La vibración en un reductor de velocidad y maquinaria que está acoplada a él es considerada perjudicial e indeseable. Sin embargo, cuando es tomada como una base de información pueden obtenerse beneficios de ella. Siendo así, el análisis de vibración se ha aceptado por muchos años como un índice eficaz del estado de la maquinaria.

- 1.- En lo personal los análisis de vibración realizados han tenido buenos resultados. Se ha obtenido información sobre el funcionamiento de la máquina que de alguna otra forma no se habría podido obtener.
- 2.- El análisis de vibración como apoyo a un programa de mantenimiento preventivo en muchas plantas puede traer beneficios como los siguientes:

- a) Vida prolongada del reductor, motor, máquina accionada, etc.
- b) Los paros no programados se reducen o eliminan.

Los paros inesperados arruinan la productividad. Con un buen programa de mantenimiento preventivo del cual el análisis de vibración es una herramienta importante, se vigila el estado de la maquinaria advirtiendo si existe desarrollo de algún problema.

- c) Reducción de los costos de mantenimiento.

El costo elevado del mantenimiento sobrado de equipo que funciona bien, es difícil estimarlo, pero el costo del mantenimiento de emergencia provocado por un paro es mucho más costoso.

d) Se eliminan revisiones innecesarias.

El desarmado y revisión rutinario anuales provocan - pérdidas de tiempo y dinero. El análisis de vibraciones pone al descubierto el estado de la maquinaria - mientras ésta sigue trabajando, permitiendo programar el desensamble sólo cuando sea necesario.

e) Equipos auxiliares innecesarios.

En vista de los precios actuales no es prudente desen bolsos por concepto de equipos auxiliares.

f) Operación suave y silenciosa.

La vibración y ruido indeseable deterioran las condiciones y ambiente de trabajo provocando la fatiga en el personal y por ello una baja de productividad.

g) Mayor seguridad.

Los riesgos que trae la maquinaria defectuosa pueden ser detectados y corregidos mediante análisis de vibración antes de que provoquen un problema mayor.

h) Mejor calidad.

Cuando un producto o servicio depende del funcionamiento consistente del reductor o maquinaria, un programa de análisis de vibraciones, asegura el control de calidad.

i) Satisfacción de clientes.

Los clientes satisfechos son la base de los negocios por la cantidad de pedidos que colocan. Compañías fabricantes de equipo rotativo, usan análisis de vibraciones para asegurar la satisfacción del cliente durante el arranque o funcionamiento en campo.

Un análisis de vibración respalda un buen funcionamiento de la unidad.

- 3.- El análisis de vibraciones identifica a la pieza defectuosa y la causa del problema, gracias a los parámetros de frecuencia y amplitud.
- 4.- Se puede concluir que cuando se analiza la vibración en un reductor, a mayor amplitud de ésta mayor es la severidad del problema.
- 5.- En un análisis de vibración se pueden detectar fácilmente los problemas, debido a que diferentes problemas causan vibración en forma diferente.
- 6.- En lo personal he observado que las mediciones de velocidad de vibración aportan mayor información en inspecciones periódicas, pues dan una idea clara del problema.
- 7.- Las frecuencias de vibración elevadas y que no sean múltiplos exactos de algún elemento rotatorio denotan generalmente problemas en rodamientos.
- 8.- Las condiciones de operación de la maquinaria que rodea a un reductor de velocidad son de vital importancia pa-

ra la vida y funcionamiento de éste. Ya que la vibración del motor o equipo a mover afecta el funcionamiento del reductor.

9.- Una instalación adecuada de la unidad es esencial para un buen funcionamiento. El reductor o incrementador deberá estar rígidamente "anclado" a la cimentación, la cual también deberá ser rígida y tener una superficie plana, de lo contrario podrá existir vibración por soltura mecánica, desalineamiento y el deterioro de los componentes rotatorios será progresivo.

10.-El desbalanceo de motores y turbinas acoplados a unidades, es la causa más común de vibración en la práctica, por lo que la verificación de la vibración que presentan las máquinas accionadoras debe estar presente en la solución de problemas de vibración en sistemas rotatorios.

11.-Las mayores causas de vibración en un reductor o incrementador de velocidad son:

- a) Desbalanceo de piezas rotatorias
- b) Desalineamiento interno de los ejes, provocada por errores en el maquinado de la cubierta.
- c) Imperfecciones en los engranes, lo cual se trata en el Capítulo V.
- d) Desgaste de elementos (baleros y engranes).

12.-El nivel de vibración de una caja de engranes puede verse afectada por los siguientes factores que no están bajo el control del fabricante de engranes y son:

- a) Inadecuada cimentación
- b) Excesivo desalineamiento de ejes entre máquinas
- c) Componentes o acoplamientos no probados con la unidad
- d) Resonancia de la base u otra estructura soporte a la velocidad de operación del sistema.
- e) Desbalance u otra fuerza de Vibración proveniente de otros componentes en el sistema.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Advanced Training Manual
Vibration Measurements
Vibration Analysis
IRD Mechanalysis.- 1981.
- 2.- AGMA STANDARD 426.01
Specification for Measurement of
Lateral Vibration on High Speed
Helical & Herringbone Gear Unit
April 1972.
- 3.- AGMA STANDARD 295.04
Specification for Measurement of
Sound on High Speed Helical Gear
Units.- April 1977.
- 4.- Audio-Visual Training
Dynamic Balancing
IRD Mechanalysis.- 1981.
- 5.- Audio Visual Training Program
Instrucción Manual
IRD Mechanalysis.- 1975.
- 6.- Gear Drive Systems
Desing and Application
Peter Lynwander
Ed. Marcel Dekker Inc.
- 7.- Industrial Power Transmisión
Products.
SPC 78
Falk Corporation
- 8.- Mecánica de las Vibraciones
J.P. Den Hartog
Editorial: CECSA.- 1976.
- 9.- Mecanismos y Dinámica de Maquinaria
Mabie H. Hamilton, Fred W. Ocvirk
Editorial: Limusa.- la. Ed., 1978.

- 10.- Mechanical Vibration and Shock
Measurements.
Bruel & Kjaer
1972-1973.
- 11.- Problemas de Vibración en Ingeniería
Timoshenko, D.H. Young
Compañía Editorial Continental.- 1959.
- 12.- Publicación: Gear Excited Torsional
Vibrations of Machine Systems
Neville F. Rieger.- 1968.
- 13.- Publicación: Vibration in Geared Systems
Neville F. Rieger
Machine Design Magazine.-
Septiembre 1965.
- 14.- Seminario de Generalidades sobre Engranés.
Mecánica Falk.- 1983.
- 15.- Vibraciones Mecánicas
R. Roca Vila, Juan León
Editorial: Limusa.
- 16.- Fundamentos Teórico Prácticos en la
Fabricación de Reductores de Velocidad
Ing. Ramón Trujillo,
Mecánica Falk.- 1986.

FE DE ERRATA

PAGINA 16

DICE: al afilar un doble helicoidal con un gran espacio en el centro entre las dos hélices, se admite una excentricidad "run out" de la rueda afiladora.

DEBE DECIR: es necesaria una ranura central amplia para permitir la salida de la piedra rectificadora.

PAGINA 32

DICE: cambiado

DEBE DECIR: desplazado