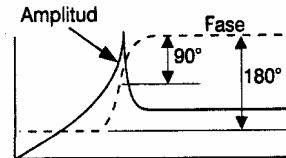
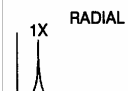
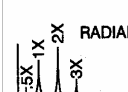
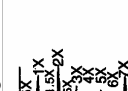

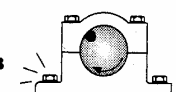
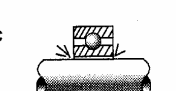
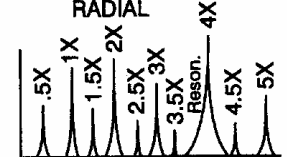
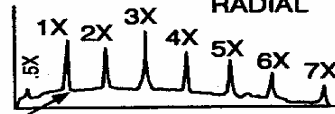
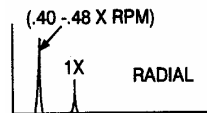


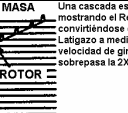


**TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN**

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
<b>Desbalanceo</b> A. Desbalanceo Estático	1X RADIAL		El Desbalanceo Estático estará en fase y estable. La amplitud debido al desbalance aumentara por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X mayor). 1XRPM siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 0° debe existir entre los Horizontales OB&IB, así como entre las Verticales OB&IB. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (±30°).
B. Desbalanceo de Par de Fuerzas	1X RADIAL		Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° del movimiento en el mismo eje. 1XRPM siempre esta presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varia por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en almenos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales OB&IB así como entre las Verticales OB&IB. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y vertical en cada rodamiento (±30°).
C. Desbalanceo Dinámico	1X RADIAL		El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue mas comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. 1XRPM domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe de cuadrar usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (±30°). Si el desbalance predomina una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (±40°).
D. Desbalanceo de Rotor en Voladizo	1X AXIAL & RADIAL		El Desbalanceo de Rotor en Voladizo causa un alto 1XRPM en las direcciones Axial y Radial. Las lecturas Axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas de fase Radial pueden estar inestables. Sin embargo, las diferencias de fase Horizontal usualmente cuadrar con las diferencias de fase Vertical en el rotor desbalanceado (±30°). Los Rotores en Voladizo tienen desbalances Estáticos y de Par de Fuerzas, cada uno de los cuales requiere una corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre tendrán que ser colocados en dos planos para contrarrestar ambos desbalances, el estático y el de par de fuerzas.
<b>Rotor Excéntrico</b>	1X FAN 1X MOTOR RADIAL		La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación esta fuera de la línea de centro geométrico de una polea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1XRPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotores. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontales y verticales usualmente difieren 0° ó 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en línea recta). El intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en un dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad).
<b>Eje Doblado</b>	1X AXIAL 2X		Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con un diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si esta doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si esta doblado cerca del acople. (ser cuidadoso al tomar en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted voltea la dirección de la probeta). Use un indicador de dial para confirmar el doblez de eje.
<b>Desalineación</b> A. Desalineación Angular	1X 2X AXIAL 3X		La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo no es inusual que tanto 1X, 2X ó 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM. A diferencia de la soldura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro.
B. Desalineación Paralela	1X 2X RADIAL 3X		La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. 2X es por lo regular mayor que 1X, pero su altura respecto a 1X es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas (4X-8X) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soldura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa. No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso.
C. Desalineación de Rodamiento Inclinado Sobre el Eje	1X 2X AXIAL 3X		Un rodamiento inclinado genera una vibración Axial considerable. Puede causar un movimiento torsional con un cambio de fase aproximado de 180° de arriba a abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección Axial de la misma carcasa del rodamiento. Intentos de alinear el acople o balancear el rotor no aliviara el problema. Es necesario remover el cojinete e instalarlo correctamente.

## TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

<p><b>Resonancia</b></p>  <p>1a Crítica</p> <p>2a Crítica</p>			
<p>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor esta o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido a el enorme cambio de fase que experimenta (90° en resonancia, cerca de 180° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación (exceptuando una máquina con cojinetes de gran tamaño o un rotor que tenga un voladizo significativo).</p>			
FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
<p><b>Soltura Mecánica</b></p> <p>NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PISO INDICANDO SOLTURA</p>	<p><b>TIPO A</b></p>  <p><b>TIPO B</b></p>  <p><b>TIPO C</b></p> 	  	<p>La soltura mecánica esta indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C.</p> <p><b>Tipo A</b> es causada por soltura/debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma.</p> <p><b>Tipo B</b> es generalmente causada por soltura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.</p> <p><b>Tipo C</b> es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. La tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soltura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcasa del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples subarmónicas exactamente a 1/2 o 1/3X RPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
<p><b>Roce (Fricción) del Rotor</b></p> <p>ONDA DE TIEMPO TRUNCADA DE FORMA PLANA</p>	<p><b>RADIAL</b></p> 		<p>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o mas resonancias. A menudo existen subarmónicas de fracción entera, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5, ... 1/n). Dependiendo de la ubicación de la frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una "precesión reversa" con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</p>
<p><b>Cojinetes</b></p> <p><b>A. Problemas por Desgaste o Juego.</b></p>	<p><b>RADIAL</b></p>  <p>NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PISO INDICANDO SOLTURA</p>		<p>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostraran un pico pronunciado a 1XRPM. Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que sería mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</p>
<p><b>B. Inestabilidad por Remolino de Aceite</b></p>	<p>(.40 - .48 X RPM)</p> <p><b>RADIAL</b></p> 		<p>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a .40-.48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causa que una cuña de aceite "empuje" al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</p>
<p><b>C. Inestabilidad por Latigazo de Aceite</b></p>	<p>REMOLINO LATIGAZO DESBALANCE DE MASA</p> 		<p>El Latigazo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera a o sobre 2X la frecuencia crítica del rotor. Cuando el motor alcanza dos veces la velocidad crítica, el remolino estará muy cercano a la crítica del rotor y podrá causar una vibración excesiva que la película de aceite no sea capaz de soportar. La velocidad del remolino se "congela" a la crítica del rotor. No rebasara este pico aun cuando se eleve mas y mas la velocidad. Produce una vibración subarmónica lateral adelantada precesional a la frecuencia crítica del rotor. Inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica.</p>

## TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

RODAMIENTOS (4 Etapas de Falla)	<div> <div> ZONA A REGION DE FREQ. DE DEFECTO DEL RODAMIENTO</div> <div> ZONA B REGION DE FREQ. NATURAL DE LOS COMPONENTES DEL RODAM.</div> <div> ZONA C PICO DE ENERGIA (HFD)</div> </div>
------------------------------------	---

$f_n$  = Frecuencias Naturales de los Componentes de los Rodamientos Instalados y Estructura de Soporte

FRECUENCIAS DE DEFECTOS DE RODAMIENTO:

$BPFI = \frac{N_b}{2} \left( 1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$

$BPOF = \frac{N_b}{2} \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$

$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left[ 1 - \left( \frac{B_d}{P_d} \right)^2 (\cos \theta)^2 \right] \times RPM$

$FTF = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$

Where:

BPFI = Frecuencia de Pista Interna

BPOF = Frecuencia de Pista Externa

BSF = Frecuencia de Giro de la Bola

FTF = Frecuencia de la Jaula

$N_b$  = Número de Bolas o Rodillos

$B_d$  = Diámetro de Bola o Rodillo (in/mm)

$P_d$  = Diámetro Primitivo

$\theta$  = Ángulo de Contacto (grados)

## TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

<b>E. Desalineación del Engranaje</b>		<p>La Desalineación del Engranaje casi siempre excita la armónica de GMF de segundo orden o una mayor, que tendrá bandas laterales a la velocidad de funcionamiento. A menudo mostrará solo una pequeña amplitud 1XGMF, pero niveles mas altos a 2X 3XGMF. Es importante colocar <math>F_{MAX}</math> suficientemente alta para captar al menos 3 armónicas GMF. También bandas laterales alrededor de 2XGMF estarán espaciadas a 2XRPM. Nótese que las amplitudes de banda lateral a menudo no son iguales a la derecha e izquierda del GMF y armónicas de GMF debido a la desalineación del diente.</p>
<b>F. Diente Agrietado/Roto</b>		<p>Un Diente Agrietado o Roto podrá generar una gran amplitud a 1XRPM de este engranaje <u>solo en la Onda de Tiempo</u> además exitará la frecuencia natural del engranaje (<math>f_n</math>) con bandas laterales a su velocidad de giro. Se detecta mejor en Onda de Tiempo ya que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente problemático trate de engranar con los dientes del engranaje compañero. El tiempo entre los impactos (<math>\Delta</math>) corresponde a 1XRPM del engranaje con el problema. Las amplitudes de Picos de Impacto en la Onda de Tiempo será de 10 a 20 veces mas grandes que 1XRPM en el FTT.</p>
<b>G. Problemas de Fase de Ensamble de Engranajes</b>		<p>La Frecuencia de Fase de Ensamble de Engranaje (GAPF) puede resultar en Frecuencias de Engrane Fraccionales (si <math>N_A &gt; 1</math>). Eso realmente significa que (<math>T_G/N_A</math>) dientes del engranaje harán contacto con (<math>T_P/N_A</math>) dientes del piñón y generaran <math>N_A</math> patrones de desgaste, donde <math>N_A</math> es una combinación de dientes dada igual al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engranaje y el piñón (<math>N_A</math>=Factor de Fase de Ensamble). GAPF (o armónicas) pueden mostrarse desde el comienzo si hubieran problemas de manufactura. También su respectiva aparición en un espectro de recorrido periódico puede indicar daños si partículas contaminantes pasaron a través el engrane, resultando en daño al diente en engrane en el momento de la ingestión, justo cuando entra y deja el engrane.</p>
<b>H. Problemas de Caza de Diente</b>		<p>La Frecuencia de Caza de Diente (<math>f_{HT}</math>) ocurre cuando están presentes fallas tanto en el engranaje como en el piñón que pueden haber ocurrido durante el proceso de manufactura, debido a malos tratos, o en el campo. Puede causar una vibración apreciable, pero como ocurre a bajas frecuencias predominantemente menores a 600CPM es por lo general pasada por alto. Un juego de engranajes con este problema de diente repetitivo normalmente emite un sonido de gruñido en la transmisión. El efecto máximo ocurre cuando los dientes defectuosos del piñón y el engranaje entran en engrane al mismo tiempo (en algunas transmisiones esto puede ocurrir solo 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la formula de <math>f_{HT}</math>). Nótese que <math>T_{GEAR}</math> y <math>T_{PINION}</math> se refieren a los números de dientes en el engranaje y piñón respectivamente. <math>N_A</math> es el Factor de Fase de Ensamble definido arriba. Generalmente modula los picos GMF y RPM del engranaje.</p>
<b>FUENTE DEL PROBLEMA</b>	<b>ESPECTRO TÍPICO</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
<b>I. Soltura del Rodamiento</b>		<p>Una holgura excesiva de los rodamientos que soportan los engranajes puede no solo excitar muchas armónicas de la velocidad de giro, si no también puede causar respuestas de gran amplitud en GMF, 2GMF y/o 3GMF. Estas altas amplitudes de GMF son actualmente respuestas a, y no la causa de, soltura de los rodamientos que soportan a los engranajes. Esta soltura excesiva puede ser causada por desgaste excesivo del rodamiento o por un montaje inadecuado del mismo durante la instalación. Si se deja sin corregir, puede causar un desgaste excesivo del engranaje y daño a otros componentes.</p>
<b>Motores de Inducción AC</b> <b>A. Excentricidad del estator, Laminaciones en Corto o Hierro Flojo</b>		<p>Los problemas del estator generan alta vibración a 2X frecuencia de línea (<math>2F_L</math>). La excentricidad del estator produce un entrehierro fijo irregular entre el rotor y el estator que produce una vibración muy direccional. El entrehierro diferencial no debe exceder el 5% en los motores de inducción y 10% en los motores sincrónicos. Una pata floja y bases dobladas pueden producir un estator excentrico. Un hierro flojo es debido al debilitamiento o aflojamiento del soporte del estator. Los cortos circuitos en las laminas del estator pueden causar un calentamiento irregular localizado, que puede deformar al mismo estator. Esto produce vibración térmicamente inducida que puede crecer significativamente con el tiempo de operación causando deformación del estator y problemas del entrehierro.</p>
<b>B. Rotor Excéntrico (Entrehierro Variable)</b> $F_L$ =Frec. de Línea Eléctrica $N_S$ =Veloc. de Sinc. = $120 \frac{F_L}{P}$ $F_S$ = Frec. de Desliz. = $N_S$ -RPM $F_P$ = Frec. Paso de Polo = $F_S \times P$ $P$ = # de Polos		<p>Los Rotores Excéntricos producen un entrehierro de rotación variable entre el rotor y el estator, lo que induce una vibración pulsante (normalmente entre <math>2F_L</math> y la armónica de velocidad de giro mas cercana). A menudo requiere de un "zoom" del espectro para separar <math>2F_L</math> y la armónica de la velocidad de giro. Los rotores excéntricos generan una <math>2F_P</math> rodeada de bandas laterales de frecuencia de Paso de Polo (<math>F_P</math>), así como bandas laterales <math>F_P</math> alrededor de la velocidad de giro. <math>F_P</math> aparece por si sola a baja frecuencia (Frecuencia de paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X #Polos). los valores comunes del rango <math>F_P</math> va de 20 a 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata floja o una desalineación a menudo inducen un entrehierro variable debido a la distorsión (realmente un problema mecánico; no eléctrico).</p>
<b>C. Problemas del Rotor</b> 		<p>Unas Barras del rotor rotas o agrietadas o anillos en corto; juntas malas entre las barras del rotor y los anillos en corto o laminaciones del rotor en corto pueden producir una vibración a velocidad de giro 1X con bandas laterales a la frecuencia de paso de polo (<math>F_P</math>). Además estos problemas generaran a menudo bandas laterales de paso de polo <math>F_P</math> alrededor de las segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de la velocidad de giro. Barras del rotor flojas o abiertas con son indicadas por bandas laterales a 2X la frecuencia de línea (<math>2F_L</math>) rodeando a la Frecuencia de Paso de Barra del Rotor (RBPF) y/o sus armónicas (RBPF = Número de barras X RPM). A menudo causaran altos niveles a 2XRBPF con solo una pequeña amplitud a 1XRBPF. Un arqueamiento inducido eléctricamente entre las barras flojas del rotor y los anillos a menudo mostrarán altos niveles a 2XRBPF (con bandas laterales a <math>2F_L</math>); pero muy poco o casi ningún incremento en amplitud a 1XRBPF.</p>



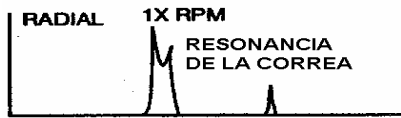
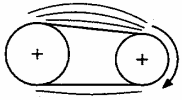
## TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

<b>D. Problemas de Fase (Conector Flojo)</b>	<p>RADIAL</p> <p>1X 2X 2FL BANDAS LATERALES DE 1/3 FL ALREDEDOR DE 2FL</p>	<p>Los problemas de Fase debidos a conectores flojos o rotos pueden causar una excesiva vibración a 2X la frecuencia de línea (2FL) que tendrá unas bandas laterales alrededor espaciadas a 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 FL). Los niveles a 2FL pueden exceder 1.0 in/sec sino se corrige. Este es particularmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente. Los conectores flojos o rotos deben ser reparados para prevenir una falla catastrófica.</p>
<b>Motores AC Sincrónicos (Espiras del Estator Flojas)</b>	<p>FFT DE 1600 LINEAS</p> <p>FREC. DE PASO DE ESPIRA</p> <p>1X 2X BANDAS LATERALES DE 1X</p>	<p>Las Espiras del Estator flojas en un motor sincrónico generan alta vibración a la frecuencia de paso de espira (CPF) que es igual al número de espiras del estator X RPM (#Espiras del Estator = #Polos X #Espiras/Polo). La Frecuencia de Paso de Espira estará rodeada por bandas laterales a 1X RPM. Los problemas de motor sincrónico también serán indicados por altos picos de amplitud a aprox. 60,000 a 90,000 CPM, acompañados de bandas laterales a 2FL. Tomar al menos un espectro a 90,000 CPM en cada carcasa de rodamiento del motor.</p>
<b>Motores y Controladores DC A. Espectro Normal</b>	<p>SCR FREQ = 6FL (Rectif. Onda-Completa) = 3FL (Rectif. Onda-Media)</p> <p>1X RPM 2X RPM SCR FREQ.</p>	<p>Numerosos problemas de Motores y Controladores DC pueden ser detectados por análisis de vibración. Los Motores con Circuito Rectificado a Onda Completa (6SCR) generan una señal a 6X la frecuencia de línea (6FL = 360 Hz = 21,600 CPM); mientras que los Motores con Circuito Rectificado a Onda Media (3SCR) la generan a 3X la frecuencia de línea (3FL = 180 Hz = 10,800 CPM). La Frecuencia de Disparo SCR está presente normalmente en el Espectro de Motor DC, pero a baja amplitud. Nótese la ausencia de otros picos múltiples de FL.</p>
<b>B. Arrollado de Armadura Roto, Problemas de Aterramiento o Falta de Entonación del Sistema</b>	<p>1X RPM 2X RPM FL SCR FREQ.</p>	<p>Cuando los espectros de Motor DC están dominados por altos niveles a SCR 2XSCR normalmente indica tanto un Arrollado de Armadura Roto como Falta de Entonación (Tuning) del Sistema. Solo una entonación apropiada podrá disminuir las vibraciones en SCR y 2XSCR significativamente, si el problema de control es predominante. Altas amplitudes a estas frecuencias normalmente se encontraran sobre .10 in/sec a 1XSCR y .04 in/sec a 2XSCR de Frec. de disparo.</p>
<b>C. Tarjeta de Disparo Defectuosa o Fusible Quemado</b>	<p>1X RPM 2X RPM 1/3X SCR 2/3X SCR SCR FREQ.</p>	<p>Cuando una Tarjeta de Disparo falla en disparar, 1/3 de la energía se pierde, y puede causar cambios momentáneos de velocidad en el motor repetidamente. Esto puede conducir a altas amplitudes a 1/3X y 2/3X de la Frecuencia SCR (1/3X SCR Frec. = 1XFL para SCR Rectificados a Onda Media, pero 2XFL para SCR Rectificados a Onda Completa). Precaución: La configuración de la Tarjeta/SCR debe ser conocida antes de reparar el motor (#SCR, #Tarjetas de Disparo, etc.).</p>
<b>D. SCR Defectuoso, Tarjeta de Control en Corto, Conexiones Flojas o Fusible Quemado</b>	<p>1X RPM 2X RPM FL 2FL 3FL 4FL 5FL SCR FREQ.</p>	<p>Las Fallas de SCR, Tarjetas de Control en Corto y/o Conexiones Flojas pueden generar picos de amplitud notable en numerosas combinaciones de frecuencia de línea (FL) y frecuencia de disparo SCR. Normalmente, 1 SCR malo puede causar altos niveles a FL y/o 5 FL en motores 6SCR. El punto es que tanto FL, 2FL, 3FL, 4FL y 5FL no deben estar presentes en el Espectro de Motor DC.</p>
<b>E. Tarjeta de Comparador Defectuosa</b>	<p>BANDAS LATERALES SIMILARES A LAS VARIACIONES DE VELOCIDAD</p> <p>ESPECTRO DE 3200 LINEAS</p> <p>1X RPM 2X RPM SCR FREQ.</p>	<p>Las Tarjetas de Comparador Defectuosas causan problemas con la fluctuación de la RPM o "caza". Esto ocasiona un colapso y regeneración constante del campo magnético. Estas bandas laterales a menudo se aproximan a la RPM de fluctuación y requiere de un FFT de alta resolución para apenas ser detectadas. Estas bandas laterales pueden también deberse a generación y regeneración del campo magnético.</p>
<b>F. Paso de Corriente a través de los Rodamientos del Motor DC</b>	<p>DIFERENCIA DE FRECUENCIAS NORMALMENTE IGUAL A BPFO SI EL FLUTING ESTA PRESENTE</p> <p>ESPECTRO DE 1600 LINEAS</p> <p>1X RPM 2X RPM 180K CPM</p>	<p>El Fluting inducido eléctricamente es detectado normalmente por una serie de diferencia de frecuencias espaciadas mas o menos a la frecuencia de defecto de pista externa (BPFO), aun si ese Fluting esta presente tanto en la pista externa como en la interna. A menudo aparecen en un rango centrado cerca de 100,000 a 150,000 CPM. Un espectro a 180K con 1600 líneas es recomendado para detectar haciendo mediciones en los rodamientos OB e IB del Motor DC.</p>

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
<b>Problemas de Transmisión de Correas</b> <b>A. Desgaste, Aflojamiento o Descuadre de las Correas</b> <p>VERT. POLEA#1 HORIZ. POLEA#2 VERT. PERPENDICULAR A LA TENSION DE LA CORREA HORIZ. PARALELO A LA TENSION DE LA CORREA</p>	<p>ARMONICAS DE LA FRECUENCIA DE LA CORREA</p> <p>1X CONDUCTORA</p> <p>1X CONDUCTIVA</p> <p>RADIAL EN LINEA CON LAS CORREAS</p> <p>DIAM PRIM1 X RPM1 = DIAM PRIM2 X RPM2</p>	<p>FREC. DE LA CORREA = <math>3.142 \times \text{RPM DE LA POLEA} \times \text{DIAMETRO PRIMITIVO} / \text{LONGITUD DE LA CORREA}</math></p> <p>FREC. DE LA CORREA DENTADA = <math>\text{FREC. DE LA CORREA} \times \text{\# DIENTES DE LA CORREA} / \text{RPM DE LA POLEA} \times \text{\# DIENTES DE LA POLEA}</math></p> <p>La Frecuencia de la Correa esta por debajo de las RPM del motor o de la máquina conducida. Cuando están desgastadas, flojas o descuadradas, normalmente causan de 3 a 4 múltiplos de frecuencia de correa. A menudo la frecuencia 2X de la correa es el pico dominante. La amplitudes son normalmente inestables algunas veces pulsando tanto con la RPM del conductor o del conducido. En correas dentadas, el desgaste o desalineación de la polea es indicado por altas amplitudes a la Frecuencia de la Correa Dentada. Las transmisiones de cadena indicarán problemas a la Frecuencia de Paso de Cadena que es igual a #Dientes del Piñón X RPM.</p>
<b>B. Desalineación de la Correa/Polea</b> <p>OFF SET PIGEON TOE ANGLE</p>	<p>AXIAL</p> <p>1X CONDUCTORA O CONDUCTIVA</p>	<p>La desalineación de la polea produce alta vibración a 1XRPM predominantemente en la dirección axial. El radio de las amplitudes de las RPM de la polea conductora a la conducida depende de donde se toman los datos, así como de la masa relativa y la rigidez del bastidor. A menudo con la desalineación de la polea la vibración axial mas elevada se encontrara a las RPM del ventilador, o vice versa. Puede ser confirmada por mediciones de fase colocando el Filtro de Fase a las RPM de la polea con mayor amplitud axial; luego compare las fases a esta frecuencia en particular en cada rotor en la dirección axial.</p>
<b>C. Poleas Excéntricas</b> <p>e</p> <p>+</p>	<p>RADIAL</p> <p>1X RPM DE LA POLEA EXCENTRICA</p>	<p>Las poleas excéntricas causan alta vibración a 1XRPM de la polea excéntrica. La amplitud es normalmente la mas alta cuando se encuentra alineada con las correas y debe aparecer tanto en los rodamientos de la polea conductora como en la conducida. En ocasiones es posible balancear las poleas excéntricas colocando arandelas el los pernos. Sin embargo, aunque se balancee, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzo de fatiga reversible en la correa. La excentricidad de la polea puede ser confirmada por un análisis de fase que muestre la diferencia de fase horizontal y vertical cercana a 0° a 180°.</p>

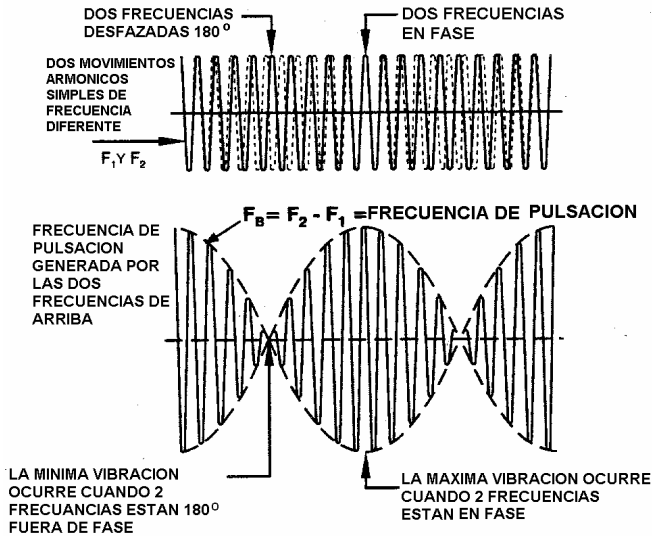
## TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

### D. Resonancia de Correa



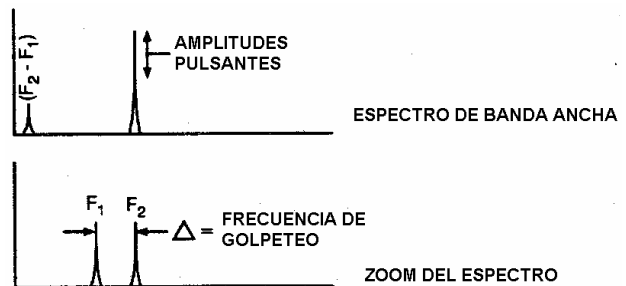
La Resonancia de la Correa puede ocasionar amplitudes altas si la frecuencia natural de la correa llega a aproximarse, o coincidir ya sea con las RPM del motor o de la máquina. La frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión, longitud o sección transversal de la correa. Puede ser detectada tensionando y luego soltando la correa mientras se mide la respuesta en las poleas y rodamientos. Sin embargo, cuando esta operando, las frecuencias naturales de las correas tenderán a ser un poco mas altas en el lado tensionado y un poco mas bajas en el lado flojo.

#### Pulsaciones

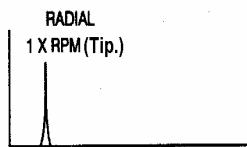
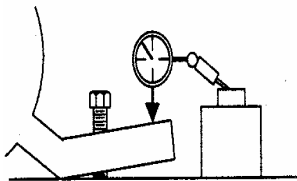


La Frecuencia de Golpeteo es el resultado de frecuencias cercanas que entran y salen de sincronización entre si. El espectro de banda ancha normalmente mostrara un pico pulsando arriba y abajo. Al hacer un acercamiento a este pico (espectro bajo), se observan dos picos muy cercanos. La diferencia entre estos dos picos ( $F_2 - F_1$ ) es la frecuencia de golpeteo, que aparece por si misma en el espectro de banda ancha. La frecuencia de golpeteo no se ve comúnmente en mediciones de rango de frecuencia normales, ya que es inherentemente una frecuencia baja, fluctuando usualmente entre 5 a 100 CPM.

La vibración máxima se alcanza cuando la onda de tiempo de una frecuencia ( $F_1$ ) entra en fase con la onda de tiempo de la otra frecuencia ( $F_2$ ). La vibración mínima ocurre cuando la onda de tiempo de estas dos frecuencias se alinean 180° fuera de fase.



### Pata Floja, Pata Resorteada y Resonancia de Pata



"Pata Floja" ocurre cuando la pata de una máquina o el bastidor se deflecta cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento de la pata aprox. mas de .002 - .003 pulgadas. esto no siempre causa un gran incremento de la vibración. sin embargo, podría hacerlo si la pata floja afecta la alineación o el entrehierro del motor.

"Pata Resorteada" puede causar gran distorsión del bastidor, resultando en un incremento de la vibración, fuerza y esfuerzo del bastidor y carcasa del rodamiento, etc. Esto puede ocurrir cuando un perno de sujeción es ajustado excesivamente en la pata como un intento de nivelarla.

"Resonancia de la Pata" puede causar incrementos dramáticos de la amplitud de 5 a 15 veces o mas, si se compara con aquella cuando el perno (o combinación de pernos) están flojos o apretados a mano. Cuando se ajusta, este perno puede cambiar notablemente la frecuencia natural del mismo bastidor de la máquina.

La Pata Floja, Pata Resorteada o la Resonancia de la Pata afecta mas a menudo a 1XRPM, pero también puede hacerlo a 2XRPM, 3XRPM, 2XFL, frecuencia de paso de alabe, etc. (particularmente la resonancia de pata).