



Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería
Escuela Ingeniería Civil Mecánica

**PROTOCOLO PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE UN
VENTILADOR CON EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES
DETECTOR III**

Tesis para optar al Título de:
Ingeniero Mecánico.

Profesor Patrocinante:
Sr. Rolando Ríos Rodríguez
M.Sc. Ingeniería Mecánica.

**LUIS CESAR CHEUQUELAF BARRIGA
VALDIVIA –CHILE
2009**

El Profesor Patrocinante y Profesores Informantes del Trabajo de Titulación comunican al Director de la Escuela de Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería, que el Trabajo de Titulación del Señor:

LUIS CESAR CHEUQUELAF BARRIGA

Ha sido aprobado en el examen de defensa rendido el día _____, como requisito para optar al Título de **Ingeniero Mecánico**. Y, para que así conste para todos los efectos firman:

Profesor Patrocinante:

Ing. Sr. Rolando Ríos

Profesores Informantes:

Ing. Sr. Claudio Bastidas

Ing. Sr. Milton Lemarie

Vº Bº Director de Escuela

Ing. Sr. Milton Lemarie

AGRADECIMIENTOS

Primero, quiero agradecer a Dios, por la gran familia que me ha dado, por estar en todos los momentos que he vivido, apoyándome, corrigiéndome, gracias padres míos por ser como son, por hacerme crecer y ser la persona la cual soy.

De igual forma, quiero agradecer al Profesor Rolando Ríos, por su orientación y apoyo para el desarrollo de ésta tesis, como también a los profesores Milton Lemarie y al profesor Claudio Bastidas, por estar cuando necesite de palabras sabias.

No puedo dejar de agradecer a Maestranza San Francisco, representada por Don Atilio Figueroa, quién me ha dado el apoyo incondicional en todo momento, además, de ser una guía en lo profesional, como también en lo personal.

Finalmente a todos aquellos que de una u otra forma han estado en mi vida y han sido importantes en el desarrollo de mi persona.

A todos muchas gracias...

DEDICATORIA

“Este logro se lo dedico a mi familia, esto es para ustedes, padres míos y hermanita mía, los amo mucho, gracias por la confianza, por el aliento de fuerza que me han dado en todo momento”

INDICE DE CONTENIDOS

CONTENIDO	Página
Resumen	1
Summary	2
Introducción	3
Objetivo General	4
Objetivos Específicos	4
Antecedentes que motivaron el tema	4
Capítulo I: Mantenimiento Predictivo	5
1.1 Introducción	5
1.2 Introducción a las vibraciones en máquinas rotatorias	5
1.3 El mantenimiento	5
1.4 El Programa de Mantenimiento Predictivo	6
1.4.1 Detección	6
1.4.2 Identificación	6
1.4.3 Corrección	6
Capítulo II: Vibraciones Mecánicas	7
2.1 ¿Qué es una vibración?	7
2.2 Vibraciones Mecánicas	7
2.3 Las vibraciones pueden ser de naturaleza armónica, periódica o aleatoria	8
2.3.1 Vibración armónica	8
2.3.2 Vibración Periódica	9
2.3.3 Vibración Aleatoria	9
2.4 Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias	10
2.4.1 Frecuencias generadas	10

2.4.2	Frecuencias excitadas	10
2.4.3	Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos	11
2.5	Influencia de las vibraciones externas	11
2.6	Descripción de los niveles de vibraciones	11
2.7	Dominios del tiempo y de la frecuencia	11
2.7.1	Análisis en el dominio del tiempo	15
2.7.2	Análisis en el dominio de la frecuencia	16
2.8	Unidades de medición	17
Capítulo III: Elementos Funcionales en un sistema de medición		18
3.1	Definición de transductor	18
3.2	Transductor Acelerómetro piezoeléctrico	18
3.3	Ubicación del acelerómetro	19
3.4	Fijación del acelerómetro piezoeléctrico	19
3.4.1	Montaje con perno de acero	20
3.4.2	Montaje con cera de abeja	20
3.4.3	Montaje con dispositivo magnético	20
3.4.4	Empleo del puntero	21
Capítulo IV: Transformada de Fourier		22
Capítulo V: Causas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotatorias		24
5.1	Análisis espectral	24
5.2	Empleo de las normas de severidad	27
5.3	Espectros generados por fallas	28
5.3.1	El Desbalance	29
5.3.1.1	Desbalance estático	30
5.3.1.2	Desbalance par	30
5.3.1.3	Desbalance casi- estático	31
5.3.1.4	Desbalance dinámico	31
5.4	Modelos para el balanceo	32

III

5.5	Unidades para expresar el desbalance	33
5.6	Amplitud y fase de las vibraciones debido al desbalance	34
5.7	Métodos utilizados para el balanceo	35
5.7.1	Balanceo en un plano	35
5.7.2	Balanceo en un plano sin medición de fase	35
5.7.3	Balanceo en un plano con medición de fase	37
5.7.4	Balanceo en dos planos	38
5.7.5	Efecto cruzado	39
5.7.6	Otros métodos de balanceo	39
5.8	Tolerancias para el balanceo “in situ”	40
5.8.1	Grado de calidad del balanceo según ISO	41
5.9	Eje flectado	41
5.10	Desalineamiento	42
5.10.1	Amplitud y fase de las vibraciones debido al desalineamiento	44
5.11	Pedestal cojo	44
5.12	Soltura mecánica	45
5.12.1	Soltura de la máquina respecto a su base	46
5.12.2	Holguras del cojinete respecto al eje	46
5.12.3	Holguras del cojinete respecto al alojamiento	47
5.13	Vibraciones producidas por torbellinos de aceite	47
Capítulo VI: Fallas producidas por resonancia		49
6.1	Introducción	49
6.2	Empleo de la fase en la identificación del fenómeno de resonancia	50
6.3	Determinación experimental de la frecuencia de resonancia	50
Capítulo VII: Vibraciones en motores de inducción		51
7.1	Introducción	51
7.2	Corrimiento del centro magnético	51
7.3	Rotura de barras en el rotor	52
7.4	Corto circuito en el enrollado del estator	53

7.5	Deformaciones térmicas	53
7.6	Pulsos torsionales	54
Capítulo VIII: Vibraciones en cojinetes de rodamientos		55
8.1	Medición de vibraciones en rodamientos	55
8.2	Magnitud a medir	56
8.3	Frecuencias generadas por los rodamientos	57
8.4	Defectos en rodamientos	58
8.5	Causas de fallos en rodamientos	61
8.5.1	Acción del ácido	61
8.5.2	Flutting	61
8.5.3	Lubricación deficiente	61
8.5.4	Holguras excesivas	62
Capítulo IX: Experiencia Práctica		63
9.1	Introducción	63
9.2	Especificaciones técnicas	63
9.3	Características de banco de ensayo	64
9.4	Metodología de trabajo	64
9.4.1	Motor eléctrico	64
9.4.2	Búsqueda de pedestal cojo	66
9.4.3	Montaje de acoplamiento Omega 3	67
9.4.4	Fleximetría de eje	67
9.4.5	Chequeo de cojinetes	68
9.4.6	Alineamiento de ejes	68
9.4.7	Chequeo de Análisis de vibraciones	69
9.4.8	Ingreso de datos a software Trendline, para su balanceo dinámico	70
9.4.8.1	Medición de referencia	71
9.4.8.2	Medición de prueba	72
9.4.8.3	Medición de verificación	74
9.4.8.4	Verificación según Norma de balanceo	75

9.4.9	Chequeo de vibraciones de ventilador centrífugo	75
9.5	Comparación de valores de vibración con y sin desbalance	76
	Conclusiones	77
	Bibliografía	79
	Anexos	

INDICE DE FIGURAS**FIGURA****Página****Capítulo II**

2.1. Vibración armónica	8
2.2. Vibración periódica	9
2.3. Vibración Aleatoria	10
2.4. Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina- soportes	12
2.5. Vibración armónica	12
2.6. Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.5	13
2.7. Onda rectangular	13
2.8. Espectro de la señal de la Figura 2.7	14
2.9. Registro real de vibraciones obtenido en una máquina	14
2.10. Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.9	15
2.11. Parámetro característico	15

Capítulo III

3.1. Diagrama funcional para la obtención de espectros de vibraciones	18
3.2. Acelerómetro piezoeléctrico	19
3.3. Montaje con perno de acero	20
3.4. Montaje con cera de abeja	20
3.5. Montaje con dispositivo magnético	21
3.6. Empleo de puntero o jinete	21

Capítulo IV

4.1. Señales en el dominio y frecuencia	23
4.2. Señal del dominio y su espectro	23

Capítulo V

5.1. Cambios relativos al espectro de referencia	27
5.2. Disco con desbalance	28
5.3. Apariencia de un rotor desbalanceado	29
5.4. Rotor con desbalance estático	30
5.5. Desbalance par	31
5.6. Desbalance casi- estático	31
5.7. Desbalance dinámico	32
5.8. Rotores equivalentes	34
5.9. Caso típico de desbalance	35
5.10. Señalización para el balanceo en un plano sin medición de fase	36
5.11. Ilustración efecto cruzado	39
5.12. Empleo de la fase para diagnóstico en un eje combado	41
5.13. Espectro de un eje combado	41
5.14. Forma práctica de desalineamiento de ejes	42
5.15. Apariencia espectral del desalineamiento	43
5.16. Modos de vibración en casos de desalineamiento	44
5.17. Espectro identificativo de holgura excesiva entre el aro interior del rodamiento y el eje.	46
5.18. Espectro identificativo de holgura excesiva de un rodamiento a su alojamiento.	47
5.19. Apariencia esquemática de la operación del sistema eje- cojinete de deslizamiento	48

Capítulo VI

6.1. Comportamiento de la fase en la zona de resonancia	50
---	----

Capítulo VII

7.1. Espectro de bandas laterales para motor de 25 Hz.	52
7.2. Vibración en el tiempo, rotura de barras en el rotor	52
7.3. Espectro zoom alrededor de la frecuencia de 60 Hz	53

VIII

7.4. Espectro de las vibraciones en un motor de 1740 r.p.m. con corto circuito en algunas espiras de sus polos	54
---	----

Capítulo VIII

8.1. Estructura de señal vibroacústica en rodamientos con defectos en sus pistas de rodadura	56
8.2. Sección transversal del rodamiento	58
8.3. Registro filtrado y medido en la dirección horizontal del alojamiento de un cojinete rígido de bolas	59
8.4. Espectro correspondiente al registro de la figura 8.3	60
8.5. Detección de envolvente aplicada al registro de la figura 8.3	60
8.6. Espectro demodulado calculado sobre el registro de la figura 8.3	61

Capítulo IX

9.1. Medición de vibración motor eléctrico en vacío	64
9.2. Espectro horizontal en velocidad selectiva de motor eléctrico	65
9.3. Espectro vertical en velocidad selectiva de motor eléctrico	65
9.4. Espectro axial en velocidad selectiva de motor eléctrico	66
9.5. Chequeo de pedestal cojo	66
9.6. Valores de deflexión de eje	67
9.7. Medición de deflexión del eje	67
9.8. Realización de alineamiento láser	68
9.9. Desalineamiento residual	68
9.10. Espectro con desbalance, medido en el descanso cercano al rotor en posición horizontal	69
9.11. Datos solicitados para el balanceo del rotor	70
9.12. Datos solicitados para la medición	71
9.13. Medición de desbalance de ventilador centrífugo	71
9.14. Datos medidos como referencia	72
9.15. Peso de prueba	72
9.16. Localización del peso prueba	73
9.17. Desplazamiento provocado el peso prueba	73

9.18. Localización de peso de balanceo	74
9.19. Valores entregados de la medición de control	75

RESUMEN

En la presente tesis se da a conocer las posibles fallas que se pueden encontrar en equipos rotatorios, mediante análisis de vibraciones mecánicas, como son; el desbalance, desalineamiento, soldaduras mecánicas, deflexión en ejes, falla de rodamientos, fallas en motores eléctricos.

El objetivo general pretende “Presentar un protocolo para el balanceo dinámico de un ventilador con el analizador de vibraciones Detector III”, en un caso práctico, interpretando espectros del estado funcional de ventilador, determinando el desbalance existente en unidades de desplazamiento, además del ángulo y magnitud de masa de desbalance.

Para ello se chequean los posibles problemas mencionados anteriormente. Luego, se realiza un análisis de vibraciones para identificar la falla; corrigiendo y realizando nuevamente un análisis de vibraciones para observar los cambios una vez eliminado el problema.

Finalmente se concluye, con los pasos a seguir para realizar un balanceo dinámico, se evita, la fatiga del material, tanto de la estructura, como de los elementos asociados al ventilador, se incrementa la vida útil del sistema o equipo, se ahorra energía y además se previene las cargas excesivas en rodamientos.

SUMMARY

The present thesis to know the possible faults that can be found in rotatory equipment, by means of mechanical analyses of vibrations, this are; desbalance, desalineamiento, mechanical solturas, deflection in axes, fault of bearings, faults in electrical motors.

The general objective is“ to know a protocol for the dynamic balance of a ventilator with the analyzer of vibrations Detector III ”, in a practical case, interpreting phantoms of the functional state of ventilator, determining desbalance existing in displacement units, in addition to the angle and magnitude of mass of desbalance.

For this are checked the possible problems previously mentioned. Then, is made an analysis of vibrations to identify the fault; correcting and making an analysis of vibrations again to observe the changes after eliminated the problem.

Finally is concluded, with the steps to follow to make a dynamic balance, is avoided, the fatigue of the material, as much of the structure, as of the elements associated to the ventilator, the useful life of the system or equipment is increased, saves energy , besides it prevent the excessive loads in bearings.

INTRODUCCION

La utilidad del análisis de vibraciones mecánicas, es la detección de problemas en equipos rotatorios. Se puede anticipar las fallas hasta seis meses de que ocurra un problema catastrófico, cerca de 90 % de los problemas encontrados en equipos rotatorios se pueden diagnosticar con el análisis de vibraciones. Ésta técnica es empleada en la mayoría de las empresas, en las cuales existan equipos de una alta criticidad y puedan provocar la detención de la producción, por esto se mantiene una inspección periódica.

El análisis de vibraciones consiste en utilizar acelerómetros que son conectados a un analizador, que recibe la información como onda sinusoidal y las transforma en señales eléctricas que son almacenadas y transformadas mediante las FFT en espectros de amplitud versus frecuencias. En estos espectros se puede reconocer problemas de desbalance, desalineamiento, soldaduras mecánicas, holguras del cojinete respecto al eje, resonancias, entre otros.

En el presente trabajo se realizará un protocolo para un balanceo dinámico de un ventilador, previamente se chequeará las condiciones del motor eléctrico, el alineamiento entre ejes, deflexión en el eje, los rodamientos, los problemas de pedestal cojo y finalizará con el balanceo del equipo. Presentando con esto, las tablas de severidad de vibraciones y balanceo, según ISO 10816 e ISO 1940.

Finalizado el balanceo dinámico se presentará los resultados entregados y la diferencias de vibraciones que existen entre un equipo con desbalance y reparado. Además de las conclusiones obtenidas en este trabajo.

Objetivo General

Presentar un protocolo para el Balanceo Dinámico de un Ventilador con el analizador de vibraciones Detector III.

Objetivos Específicos

- a. Caso estudio: Balanceo de un ventilador centrífugo.
- b. Interpretar para el caso estudio, los espectros entregados por equipo analizador y su estado funcional.
- c. Determinar el desbalanceo existe en unidades de desplazamiento.
- d. Determinar ángulo y magnitud de masa de desbalanceo.

Antecedentes que motivaron el tema

La principal motivación para desarrollar este trabajo, es adquirir un desarrollo personal en ésta área, ya que el conocimiento que se adquiere es muy completo no sólo en la detección de fallas, sino también en como realizar el montaje de los equipos, que ajustes debiese llevar, el poder dar soluciones a los problemas o mitigar alguna falla, mientras se da una solución final.

CAPITULO I: MANTENIMIENTO PREDICTIVO

1.1 Introducción

En este capítulo se da a conocer la relación mantenimiento- vibraciones, en el cual se pueden reducir costos o pérdidas significativas para una empresa, aplicando tecnologías predictivas.

1.2 Introducción a las vibraciones en máquinas rotatorias

Hoy por hoy en el ámbito industrial, la introducción de las tecnologías predictivas han permitido aumentar la productividad sin necesidad de incrementar el personal dedicado a la actividad del mantenimiento. Para ello, la industria exige una mayor preparación de los técnicos encargados, en lo relacionado con el diagnóstico del estado mecánico de la maquinaria industrial, base del mantenimiento predictivo.

1.3 El mantenimiento

Son todas aquellas técnicas destinadas a lograr que los equipos e instalaciones presten el servicio para el cual fueron diseñados y en las condiciones de diseño, además de asegurar que todo activo continúe desempeñando las funciones encomendadas [2].

Desde hace más de cuarenta años el mundo desarrollado, ha venido implementando y perfeccionando las tecnologías predictivas, cuya base conceptual radica en la intervención de la máquina cuando lo justifique la presencia de síntomas objetivos del deterioro de su condición mecánica.

Las tecnologías predictivas se sustentan en la interpretación de los resultados de las mediciones de diferentes magnitudes, que caracterizan el comportamiento mecánico de la maquinaria industrial, todo lo cual permite la conformación de un diagnóstico eficaz del estado técnico de la máquina y de sus propios elementos.

1.4 El programa de Mantenimiento Predictivo

Se conoce por Programa de Mantenimiento Predictivo a aquel que contempla de modo eficaz tres etapas imprescindibles.

- a) Detección
- b) Identificación
- c) Corrección

En general, un Programa de Mantenimiento Predictivo (PMP) contribuye en principio a detectar el comienzo de una futura avería, a la vez que permite disponer de las herramientas necesarias para analizar la causa del problema que se está desarrollando, logrando determinar finalmente, el momento oportuno para corregir eficaz y eficientemente el problema detectado.

1.4.1 La detección

La detección constituye el primer paso dentro del PMP y se basa en el seguimiento de la evolución de uno o varios parámetros seleccionados adecuadamente, de acuerdo a su sensibilidad ante los cambios en la condición de la máquina analizada.

1.4.2 La identificación

Una vez que el problema ha sido detectado, se procede a la determinación de la causa de éste es decir, identificar qué elemento o elementos de máquina son los causantes del incremento en los niveles de vibraciones, con respecto a las referencias que reflejaban una condición mecánica normal.

1.4.3 La corrección

Por supuesto, conocer la causa del problema, permite organizar y ejecutar de modo eficiente y eficaz los trabajos de eliminación del problema y de su propia causa. Es sumamente importante el hecho de que la identificación de los problemas que puedan encontrarse incluso en su etapa de desarrollo prematuro, permite planificar los trabajos de mantenimiento en el momento oportuno, logrando que las pérdidas por concepto de mantenimiento sean mínimas.

CAPITULO II: VIBRACIONES MECANICAS

2.1 ¿Qué es una vibración?

En términos muy simples una vibración es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud [1].

Es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menos que cierto valor promedio de referencia.

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

2.2 Vibraciones mecánicas

En general, las vibraciones en una máquina no son recomendadas; pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Pero al mismo tiempo las vibraciones son el mejor indicador de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Las fallas catastróficas en una maquinaria muchas veces son precedidas, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración.

Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado un abajo nivel de vibraciones es un indicador de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento en el nivel de vibraciones, nos indica que la máquina se encamina hacia algún tipo de falla.

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una planta o instalación, es la medición y análisis de vibraciones, ya que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones [9].

No todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la operación de la maquinaria en sí misma, por lo que, una de las tareas del especialista es identificar aquellas que deben ser corregidas, como es el caso del desbalance de los equipos y determinar su nivel de vibraciones tolerable.

El movimiento físico de una máquina rotatoria se interpreta como una vibración cuyas frecuencias y amplitudes tienen que ser cuantificadas a través de un dispositivo que convierta éstas en un producto que pueda ser medido y analizado posteriormente.

Así, la frecuencia describirá cuál es el problema de la máquina y la amplitud cuán severo es.

2.3 Las vibraciones pueden ser de naturaleza armónica, periódica o aleatoria.

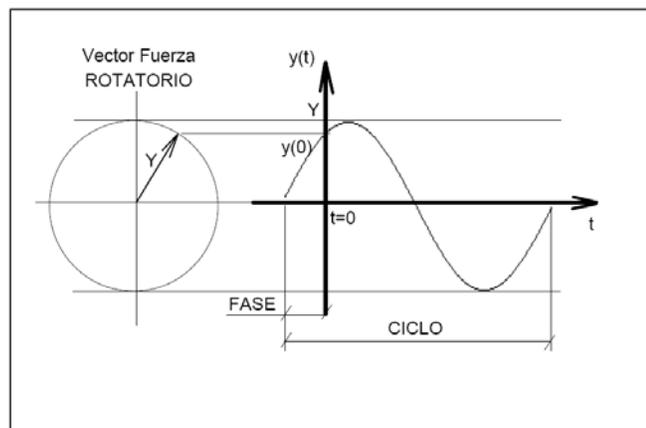


Figura 2.1: Vibración armónica [9]

2.3.1 Vibración armónica

Constituye la forma más simple de oscilación (Figura 2.1). Caracterizada por una onda sinusoidal, que puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en Hertz [Hz], a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en [1/s]. Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno según:

$$y_{(t)} = Y \text{sen}(\omega t + \varphi) = Y \text{sen}(2\pi f t + \varphi); \quad \omega = \frac{2\pi}{T}; \quad f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}$$

Donde T es el tiempo necesario para que ocurra una oscilación o se complete un ciclo. (1)
Siendo φ la fase de vibración.

Donde fase φ es la vibración es un parámetro de comparación, que permite establecer relaciones entre un punto o parte de una pieza, respecto a otro punto de la misma u otra diferente, utilizando como medio de comparación las señales vibratorias medidas en dichos puntos. La fase normalmente se expresa en grados de 0° a 360° . Estas expresiones avalan la definición de frecuencia que hace la norma ISO 2041.

Frecuencia es el recíproco del período fundamental (tiempo de repetición de un fenómeno periódico). Se expresa en Hertz [Hz], lo cual se corresponde con un ciclo por segundo.

2.3.2 Vibración Periódica

Es el movimiento que se repite periódicamente tal como se muestra en la Figura 2.2. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica.

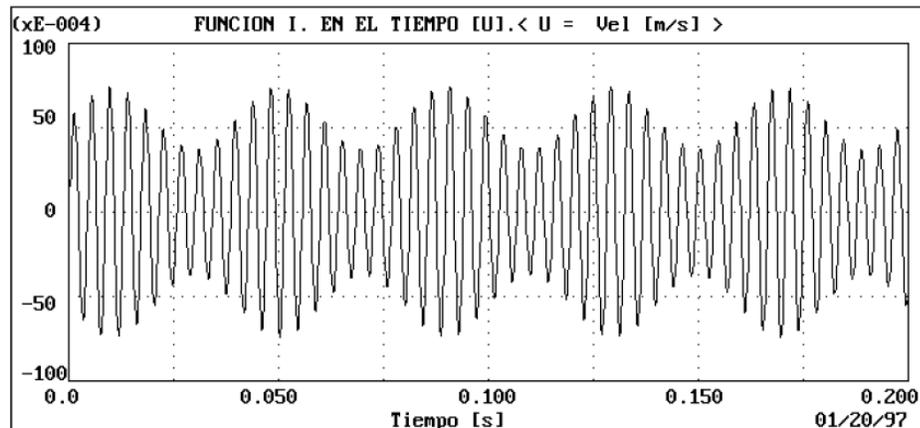


Figura 2.2: Vibración periódica. [9]

2.3.3 Vibración Aleatoria

Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un

espectro continuo o un el espectro constituido por “infinitas” vibraciones armónicas, cada una es caracterizada por una amplitud, frecuencia y fase respectivamente como se observa en la Figura 2.3.

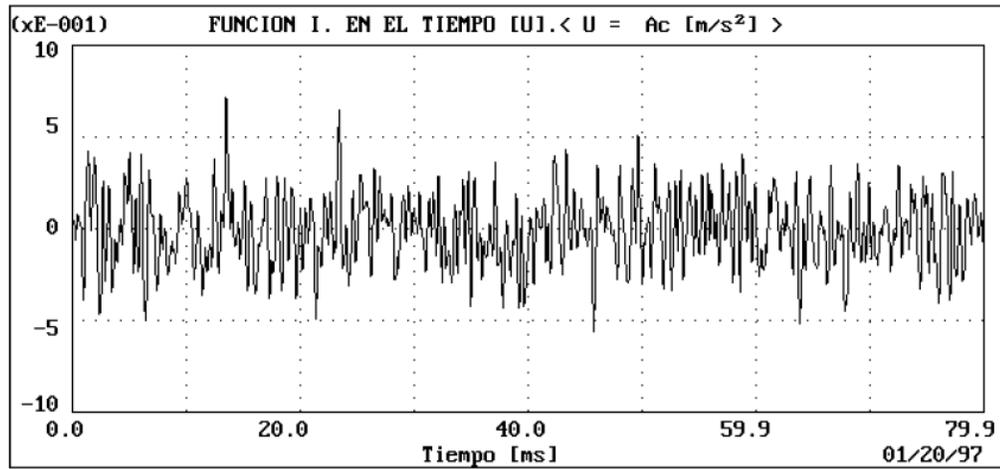


Figura 2.3: Vibración Aleatoria. [9]

2.4 Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias

Existen tres causas fundamentales que propician la presencia de vibraciones en las máquinas rotatorias a determinadas frecuencias, estas últimas se identifican como:

- a) Frecuencias generadas
- b) Frecuencias excitadas
- c) Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

2.4.1 Frecuencias generadas

A veces se identifica como frecuencias forzadas o frecuencias de diagnóstico y son aquellas que la máquina genera durante su funcionamiento habitual.

Representativas de estas frecuencias se tienen a los desbalances, el paso de las paletas de una turbina, la frecuencia de engranaje o el paso de los elementos rodantes por los defectos locales de las pistas de un cojinete de rodamiento.

2.4.2 Frecuencias excitadas

Son aquellas frecuencias de resonancias de los elementos que componen las máquinas, e incluye las estructuras portantes y los elementos no rotatorios en general.

Uno de los problemas que más excita las frecuencias de resonancias cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina, es el desbalance, que por muy pequeño que sea,

puede ser amplificado severamente si se sintoniza la frecuencia de operación del rotor desbalanceado, con la frecuencia natural en sus apoyos.

2.4.3 Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Esto tiene lugar por ejemplo, en el caso de una vibración sinusoidal que por errores en el ajuste de los atenuadores de entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso.

2.5 Influencia de las vibraciones externas

En muchas ocasiones, es de gran importancia estudiar, cuantificar y controlar las vibraciones que llegan a la máquina debido a diferentes fuentes externas o sea, debido a fuerzas que no son generadas durante el funcionamiento de la propia máquina sino como consecuencia de la operación de máquinas vecinas.

2.6 Descripción de los niveles de vibraciones

Las vibraciones pueden ser observadas en el tiempo o en la frecuencia. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, que pueden ser, el desplazamiento, la velocidad y/o la aceleración.

2.7 Dominios del tiempo y de la frecuencia

Las vibraciones pueden ser observadas en dos dominios básicos: dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. Ambos presuponen una vinculación directa. La vibración es registrada en virtud de una señal eléctrica que es proporcional al fenómeno mecánico que se está cuantificando. Ésta se obtiene en forma primitiva en el dominio del tiempo, observe la Figura 2.4.

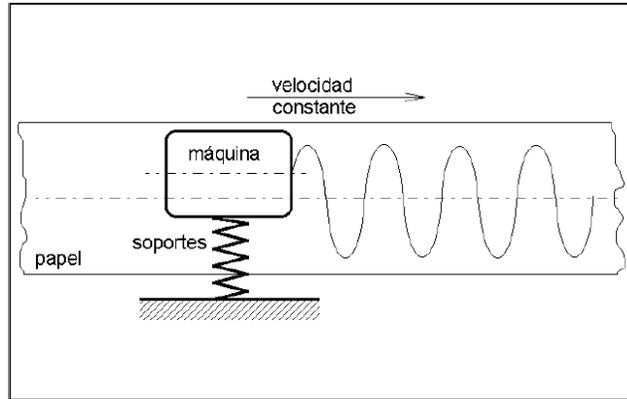


Figura 2.4: Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina- soportes. [9]

Posteriormente, para obtener el llamado espectro de las vibraciones, es necesario hacer pasar la señal a través de un filtro de “barrido” que sucesivamente irá desentrañando cada una de las componentes de la vibración por frecuencias.

Actualmente, la evolución de la electrónica digital ha permitido incorporar la conocida transformada rápida de fourier (FFT) en instrumentos de medición y en programas de computación. En cualquiera de estos casos, el espectro obtenido muestra la distribución de los niveles de vibraciones por frecuencias, en la Figura 2.5 ilustra un ejemplo de una vibración armónica, con 125Hz de frecuencia, y una amplitud de velocidad de 50×10^{-4} m/s (5 mm/s), la Figura 2.6 ilustra el espectro correspondiente de las vibraciones de la Figura 2.5, observe el pico único a una frecuencia de 125 Hz y con una amplitud de 4.85 mm/s.

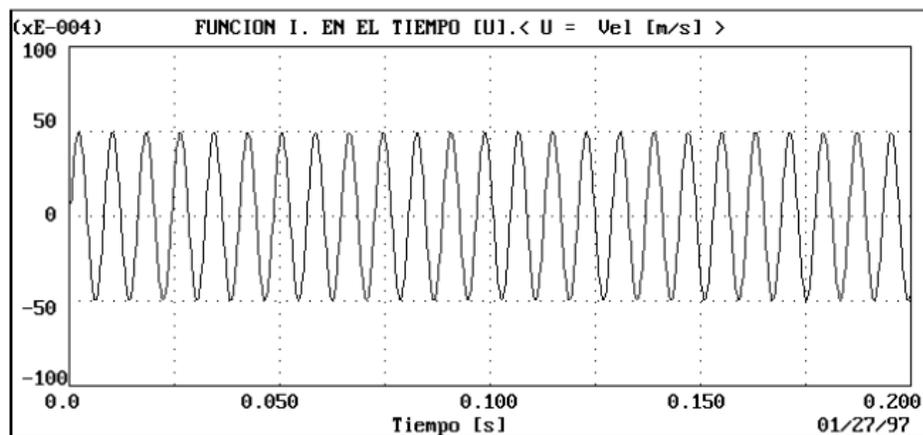


Figura 2.5: Vibración armónica. [9]

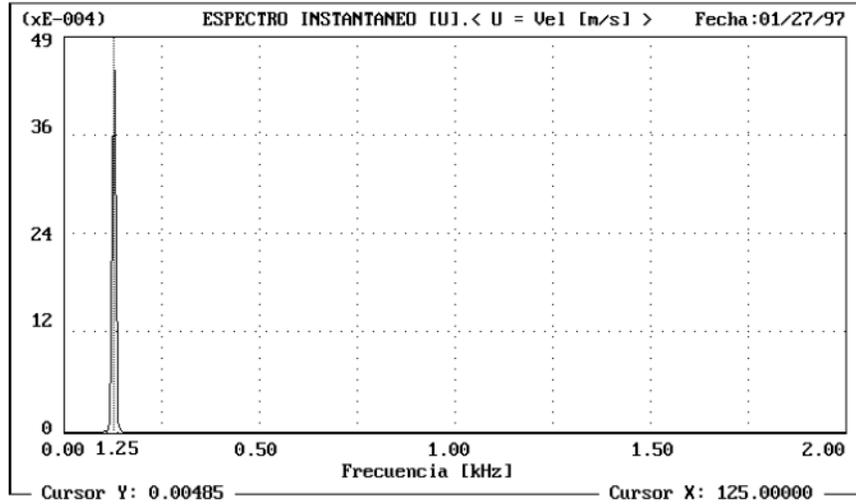


Figura 2.6: Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.5. [9]

Un ejemplo muy interesante también lo constituye el caso de una señal de tipo onda rectangular como la mostrada en la Figura 2.7, exhibiendo una frecuencia fundamental de 400 Hz con una amplitud de 0.5 V y cuyo espectro se ilustra en la Figura 2.8. Observe la presencia de un pico a la frecuencia fundamental (400 Hz) y un conjunto de armónicas impares o sea, picos decrecientes en amplitud a frecuencias de 1200 Hz, 2000 Hz, 2800 Hz, 3600 Hz, 4400 Hz y así sucesivamente.

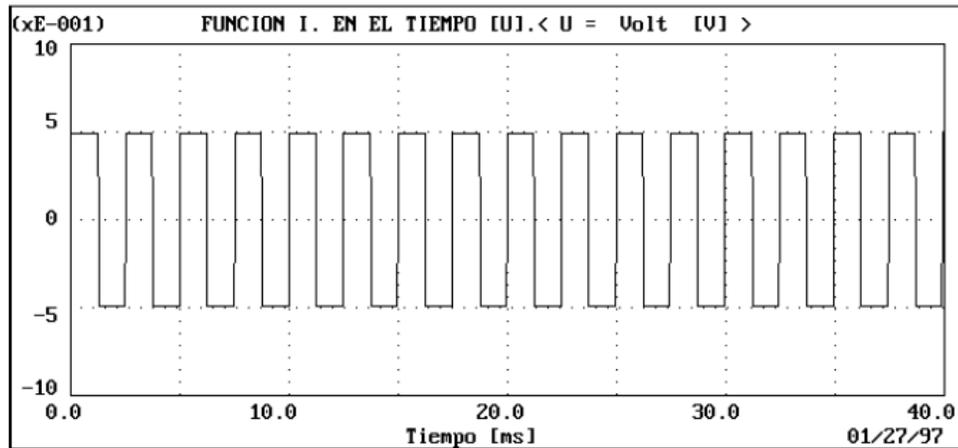


Figura 2.7: Onda rectangular. [9]

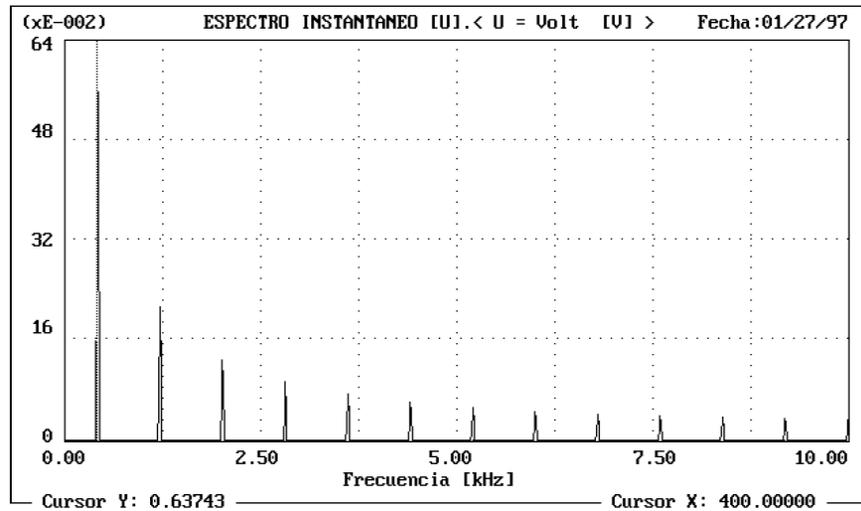


Figura 2.8: Espectro de la señal de la Figura 2.7. [9]

Por otro lado, cuando la vibración (Figura 2.9) es registrada en un punto de una máquina real, entonces el espectro exhibirá componentes en toda la banda de frecuencias en que fue realizada la medición, a diferencia de los casos anteriores en los que los espectros obtenidos son de naturaleza discreta. Este resultado se observa claramente en la Figura 2.10.

Discreta, se refiere a medir algunos puntos de la máquina, o de la estructura objeto de análisis.

Directa se refiere cuando mide a través del contacto entre el dispositivo de medición y la máquina.

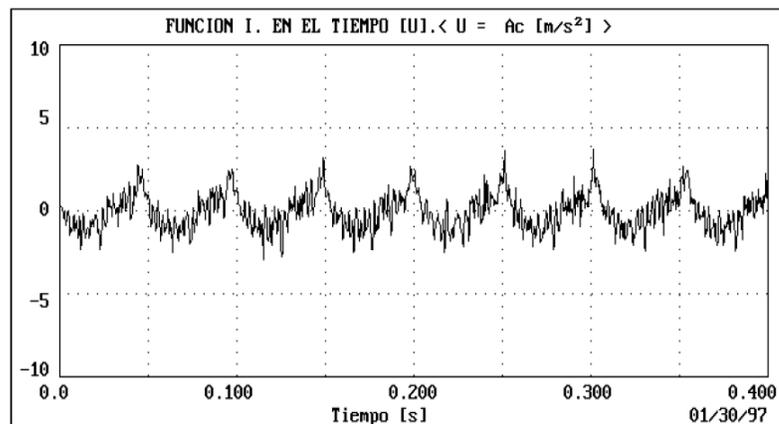


Figura 2.9: .Registro real de vibraciones obtenido en una máquina. [9]

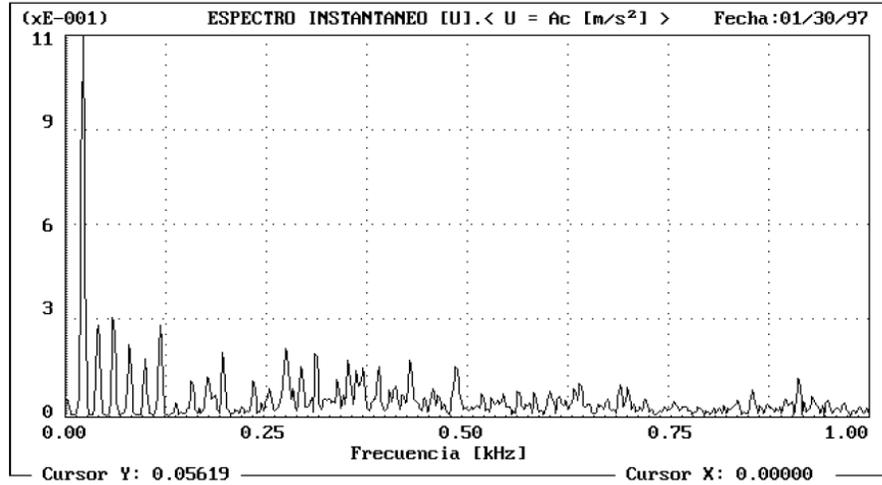


Figura 2.10: Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.9. [9]

2.7.1 Análisis en el dominio del tiempo

En la Figura 2.11, se observa la representación de una vibración en el dominio del tiempo a partir de la cual, en términos de nivel total se han indicado los valores PICO, PICO-PICO y RMS. De todos ellos; el más utilizado es el valor RMS o VALOR EFECTIVO que está asociado a la potencia de la vibración. Este último se determinan en forma discreta según:

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_N^2}{N}} \quad (6)$$

Que en el caso particular de una vibración armónica será:

$$Y_{RMS} = 0.707Y_{PICO} \quad (7)$$

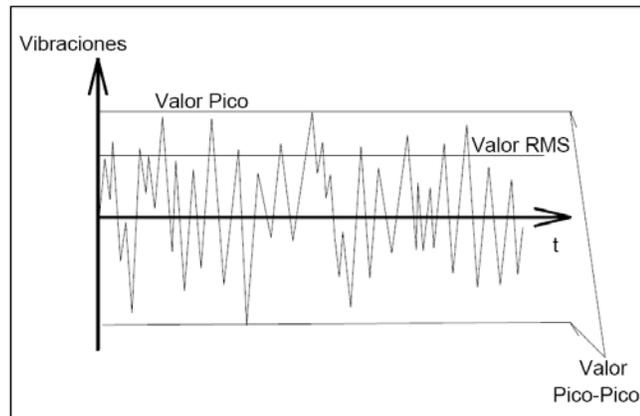


Figura 2.11: Parámetro característico. [9]

Un factor de relativa importancia para el diagnóstico de maquinarias y estructuras es el llamado FACTOR DE CRESTA (**CF**), expresado según el cociente entre el valor Pico y el valor RMS.

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}} \quad (8)$$

La detección del valor PICO-PICO se emplea para las mediciones de desplazamiento. Los detectores de PICO y RMS se usan para las mediciones de velocidad y aceleración, pero el valor RMS es el que está más relacionado directamente con la potencia de la señal vibroacústica medida.

La norma ISO 2041 también contempla definiciones del valor PICO y del valor PICO-PICO, según se expresa a continuación:

El valor PICO es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.

El valor PICO-PICO (de un evento oscilatorio) es la diferencia algébrica entre los valores extremos de una magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo.

2.7.2 Análisis en el dominio de la frecuencia

Cuando se procede a efectuar la medición de las vibraciones sobre la base de la descomposición de éstas en su contenido a diferentes frecuencias, es necesario decidir qué magnitud se medirá. La velocidad es la medida de cuán rápido la superficie vibrante alcanza sus posiciones extremas. El rango de frecuencias efectivo para transductores de velocidad es de entre 10 Hz y 2000 Hz aproximadamente, prefiriéndose la medición de velocidad por no estar relacionada con la frecuencia.

Por su parte, el desplazamiento es la medida de las posiciones extremas de la superficie que vibra. Está relacionado con la frecuencia por lo que cualquier medición de desplazamiento tendrá que ser realizada a una frecuencia específica. El rango de frecuencias efectivo aproximado para los transductores de proximidad es de entre 0 y 600 Hz. En el caso de los transductores para la medición de desplazamiento por contacto el rango de frecuencias efectivo es de entre 0 y 200 Hz.

La aceleración expresa la razón de cambio de la velocidad desde la posición de equilibrio hasta extremos, teniéndose aceleraciones altas a altas frecuencias. Los

transductores para la medición de la aceleración de las vibraciones con alta sensibilidad poseen un rango de frecuencias efectivo de entre 0.2 Hz y 500 Hz aproximadamente y los de más baja sensibilidad exhiben un rango de frecuencias de entre 5 Hz y hasta 20000 Hz.

2.8 Unidades de medición

Según la norma ISO 1000 las unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes:

MAGNITUD	UNIDADES
Desplazamiento	m,mm,μm
Velocidad	m/s, mm/s
Aceleración	m/s ² , G`s (9,809 m/s ²)

Algunos instrumentos con aplicaciones específicas emplean el decibel [dB] para cuantificar vibraciones y sonido. Para relacionar amplitudes, el decibel se formula de la siguiente manera [9]:

$$N_{dB} = 20 \log_{10} \frac{X}{X_0} \quad (9)$$

Revisando la formulación del decibel se observa que es una unidad que expresa relatividad entre dos magnitudes por ello, cuando se utilice deberá estar acompañado de la información relacionada con al referencia por ejemplo, 64 dB re 10⁻⁶ mm/s. Las referencias admitidas para vibraciones según la norma ISO R 1683 son las siguientes:

Magnitud	Referencia
Aceleración de las vibraciones	10 ⁻⁶ m/s ²
Velocidad de las vibraciones	10 ⁻⁹ m/s
Fuerza de las vibraciones	10 ⁻⁶ N

CAPITULO III: ELEMENTOS FUNCIONALES EN UN SISTEMA DE MEDICIÓN

3.1 Definición de transductor

Según la norma ISO 2041: un transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada [9].

Sin embargo, cuando se mide vibraciones con el objetivo de diagnosticar problemas en máquinas y estructuras, el análisis se debe efectuar en el dominio de las frecuencias para lo cual en forma funcional se emplea un sistema como el mostrado en la Figura 3.1.

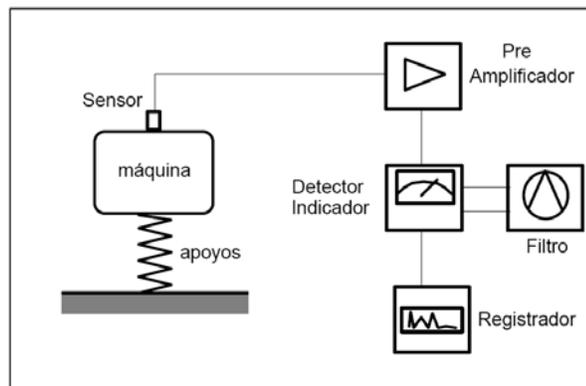


Figura 3.1: Diagrama funcional para la obtención de espectros de vibraciones. [9]

3.2 Transductor Acelerómetro piezoeléctrico

Se encuentra compuesto por dos cristales piezoeléctricos que produce una cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de cierta fuerza. Esto hace que el comportamiento dinámico del transductor sea como se muestra en la Figura 3.2. Se observa que mientras mayor sea la frecuencia de resonancia f_r más altas frecuencias podrán ser medidas, aunque se debe señalar que la sensibilidad del acelerómetro piezoeléctrico disminuye con el aumento de su frecuencia de resonancia. El diseño de este dispositivo posibilita obtener una señal eléctrica proporcional a la aceleración de la superficie donde haya sido fijado éste.

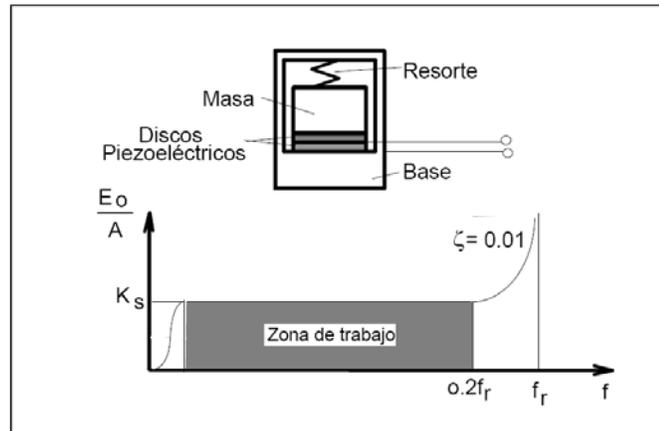


Figura 3.2: Acelerómetro piezoeléctrico. [9]

3.3 Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico

El elemento primario es el sensor como fuente de error en una medición, ya que éste es el vínculo entre lo que se desea medir y el instrumento de medición. Por ello, es de vital importancia lograr un montaje adecuado del acelerómetro.

En primera instancia, debe quedar bien claro que la máxima sensibilidad del acelerómetro estará dada en la vibración que lo excite en su dirección axial, lo que conduce a una sensibilidad del 100% sin embargo, cuando se excita transversalmente, la sensibilidad es menor del 4% aproximadamente, dependiendo del fabricante.

Por otro lado, es necesario tener en cuenta que la zona que mejor refleja las vibraciones de una maquinaria es aquella cercana a los apoyos de los elementos rotatorios o en su efecto, aquellos puntos donde la vía de transmisión de las vibraciones sea la más directa.

3.4 Fijación del acelerómetro piezoeléctrico

El acelerómetro puede ser fijado a la superficie donde se desea efectuar la medición con el auxilio de diferentes elementos tales como: el perno de acero, la cera de abeja, el imán permanente, pegamentos y el conocido puntero.

En dependencia del elemento de fijación empleado se podrá contar con un mayor o menos aprovechamiento del rango de frecuencias del acelerómetro durante la medición.

3.4.1 Montaje con perno de acero

Se emplea para medir vibraciones en una banda de altas frecuencias, para lo cual se requiere garantizar una frecuencia de resonancia alta. También se emplea para el monitoreo permanente de las vibraciones en maquinarias y estructuras. Figura 3.3.

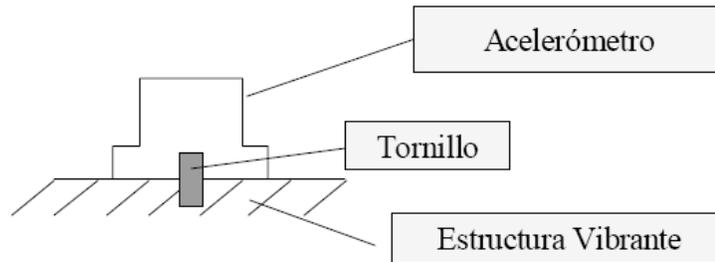


Figura 3.3: Montaje con perno de acero. [3]

3.4.2 Montaje con cera de abeja

Es un método de fijación muy empleado par realizar mediciones rápidas cuando no es posible taladrar la superficie de medición o cuando se utilizan acelerómetros que no poseen agujero roscado en su base. Figura 3.4.

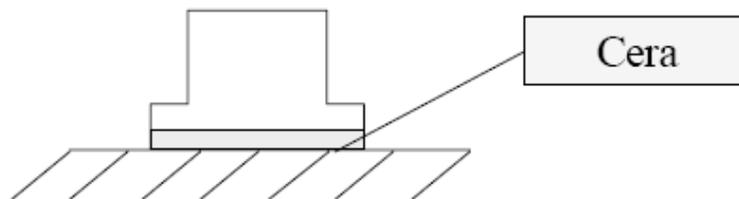


Figura 3.4. Montaje con cera de abeja. [3]

3.4.3 Montaje con dispositivo magnético

Este dispositivo exige de una limpieza total de la superficie de montaje así como del menor nivel de rugosidad posible. La rapidez del montaje hace de este método una vía ideal para la realización de mediciones preliminares durante la selección de los posibles puntos de medición. Puede medir niveles altos de aceleración aunque la frecuencia de resonancia resultante será aproximadamente sólo un 22% de la lograda con el uso del perno roscado. Figura 3.5.

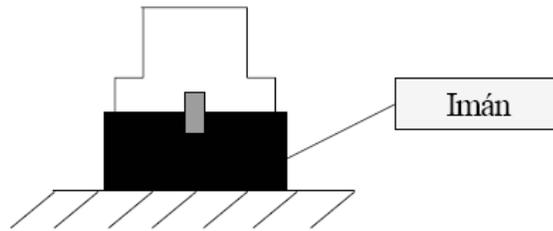


Figura 3.5: Montaje con dispositivo magnético. [3]

3.4.4 Empleo del puntero

Constituye el método de mayor facilidad y rapidez para las mediciones de vibraciones. Debe ser empleado solamente para chequeos rápidos del nivel total en un rango de hasta 500 Hz a lo sumo para un acelerómetro estándar. Figura 3.6.

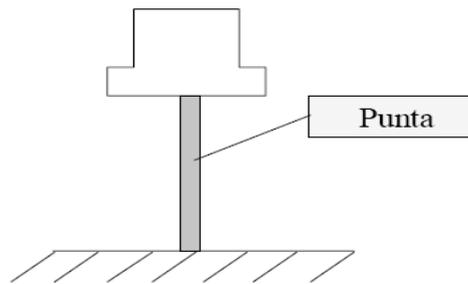


Figura 3.6: Empleo de puntero o jinete. [3]

CAPITULO IV: TRANSFORMADA DE FOURIER

Las vibraciones en el dominio del tiempo, son señales directas de la máquina, en estas señales se encuentran plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos [1].

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de amplitud vs. frecuencia y es conocida con el nombre de espectro. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de maquinaria.

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

Lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones (Figura 4.1) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). La Figura 4.2 muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

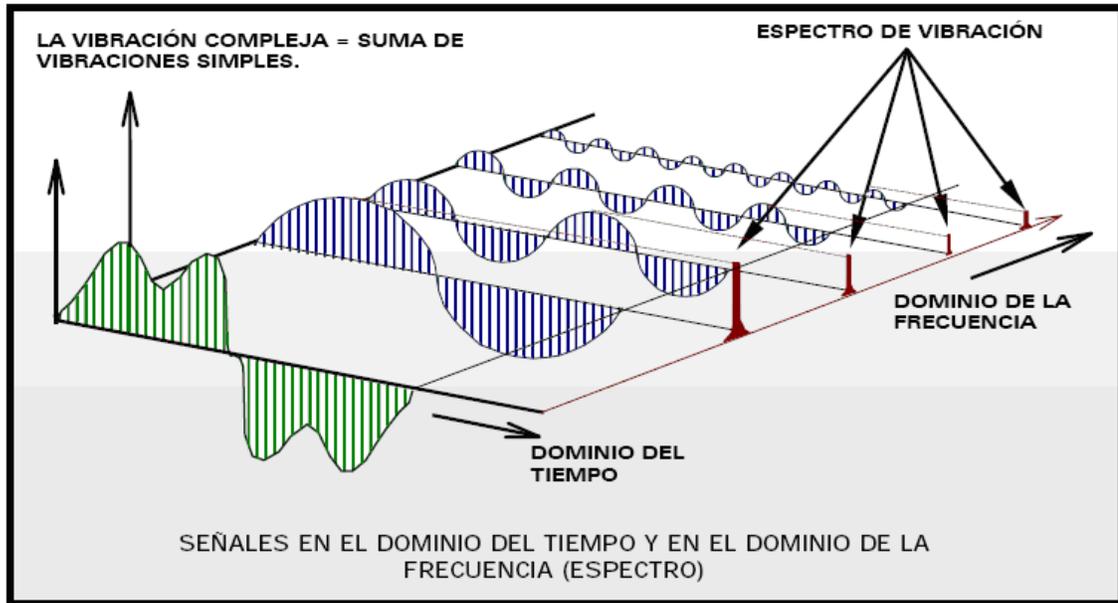


Figura 4.1: Señales en el dominio y Frecuencia. [1]

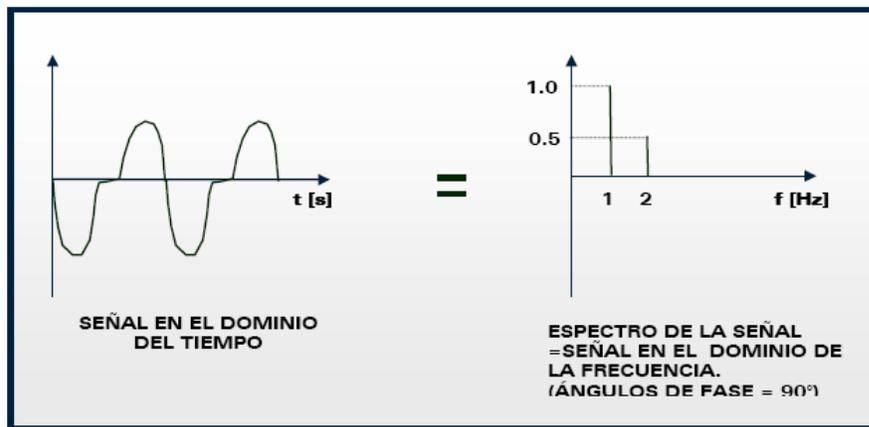


Figura 4.2: Señal del dominio y su espectro. [1]

En el conjunto de categorías clasificadas se presentarán los espectros característicos de las fallas más comunes. Estos espectros han sido el fruto de muchos estudios y se convierten en “recetas de cocina” que ayudan a descubrir los problemas que pueden suceder en una máquina, aunque en muchos casos es necesario realizar un análisis físico de la máquina.

CAPITULO V: CAUSAS MÁS FRECUENTES DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATORIAS

5.1 Análisis espectral

Cuando se mide una máquina, se genera una información muy valiosa que es necesario analizar. El éxito de este análisis depende de la correcta interpretación que se le da a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la máquina. A continuación se muestra un esquema de cómo sería la captura de la información desde una máquina para luego ser analizada. Este seguimiento no es nada sencillo, si se tiene en cuenta que el comportamiento dinámico de las máquinas está caracterizado por el hecho de que:

- a. Diferentes registros temporales pueden producir espectros similares.
- b. Para algunas frecuencias, sus correspondientes amplitudes pueden ser aceptables, no siendo así para otras frecuencias pertenecientes al mismo espectro.
- c. Más de un problema puede reflejarse a la misma frecuencia. Por ejemplo, el desbalance, la flexión de un eje, el desalineamiento o alguna resonancia, se pueden reflejar a la misma frecuencia. De igual forma, puede darse el caso que en una máquina se refleje una frecuencia causada por alguno de los problemas antes mencionados, pero que sea propiedad de otra máquina acoplada a ésta y no de la máquina donde se está midiendo.
- d. El análisis preciso de un problema a una frecuencia dada en muchos casos, depende de la presencia de una o más frecuencias relacionadas con ésta.

Por ello, es sumamente importante disponer de los espectros de una máquina en diferentes rangos de frecuencias incluso si fuera posible, aplicar también la técnica del zoom en diferentes bandas de frecuencia, por esto se dice que la frecuencia indica ¿qué anda mal en la máquina? Y la amplitud ¿cuán severo es el problema? Esto se traduce en dos etapas de trabajo, una denominada detección del problema, para lo cual es necesario haber definido el llamado espectro de referencia, que obviamente es un espectro correspondiente a las vibraciones registradas en el mismo punto donde habitualmente se mide en la máquina, pero que fue obtenido cuando se estimó que dicha máquina exhibía una condición mecánica normal. Contra este espectro se compararán las mediciones

sucesivas, pudiéndose detectar si alguna de las componentes de frecuencia ha incrementado su amplitud hasta niveles no permisibles, lo cual a su vez indica que se está desarrollando un fallo en la máquina.

La otra etapa contempla la identificación del problema, para lo cual se toma como base los resultados anteriores y se inicia una investigación para identificar dónde está localizado y cuál es el problema que ha provocado un exceso en los niveles de vibraciones registrados.

En general, la frecuencia no engaña sino que puede ser analizada erróneamente, medida de forma inapropiada o interpretada incorrectamente. Sin embargo, las amplitudes pueden ser sobreestimadas o subestimadas. La mayoría de las tablas de severidad de las vibraciones han sido concebidas para los niveles producidos por desbalances, sin embargo, durante muchos años se han estado utilizando y en la actualidad se siguen utilizando.

Como resultado final se produce el fallo de la máquina, asentimiento de que sus niveles de vibraciones no alcanzaron valores altos según la norma, lo cual hace pensar que el fallo fue catastrófico.

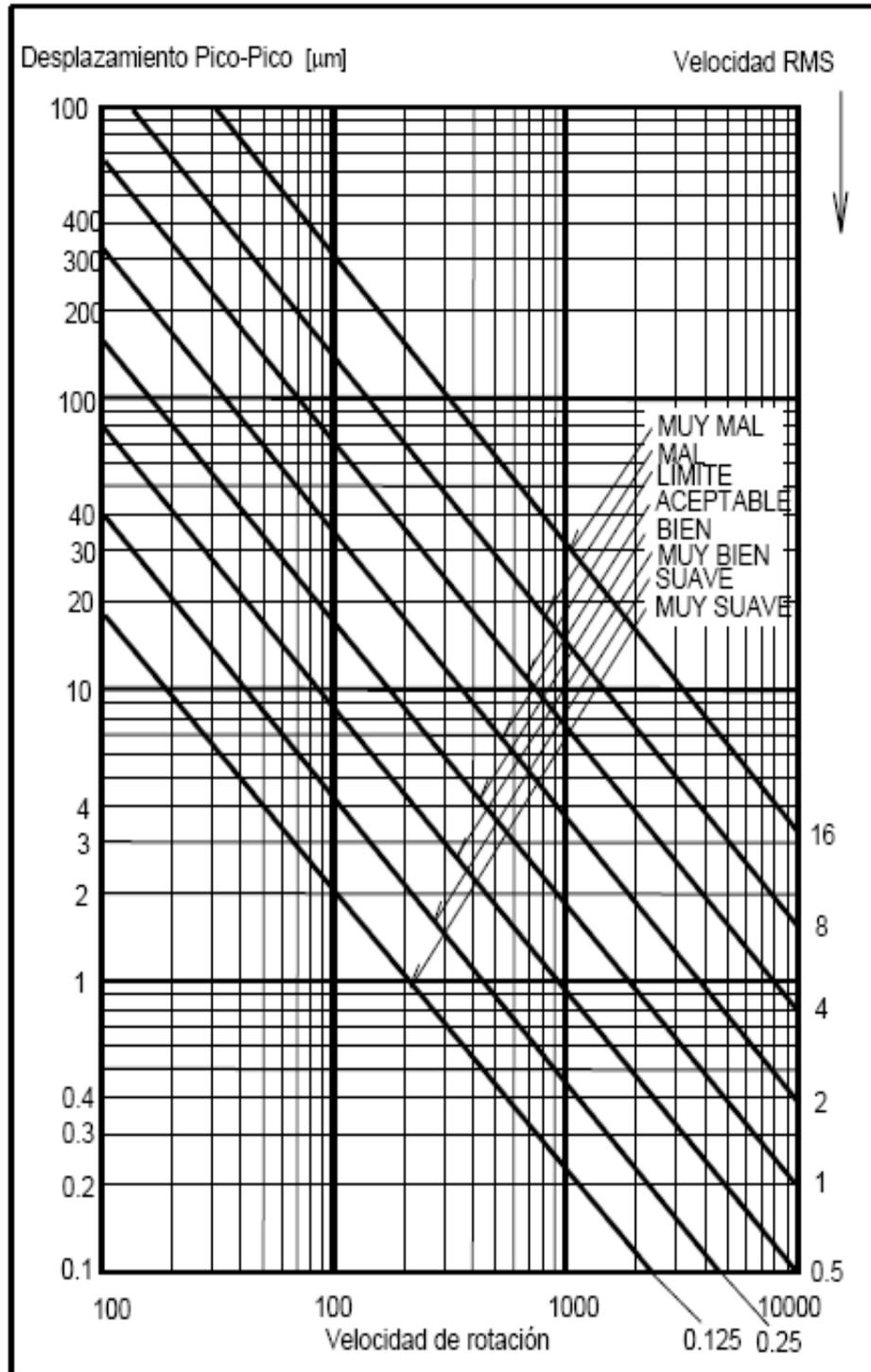
Si durante el monitoreo de la condición de la máquina se lleva a cabo un diagnóstico de fallos, entonces se podrán detectar problemas potenciales antes que se produzca la rotura catastrófica.

La Tabla 1 ilustra la muy conocida tabla de severidad de las vibraciones aunque muy pocos conozcan de su concepción para la evaluación de la severidad del desbalance en rotores, para lo cual constituye una buena guía. Varios autores plantean desconocer el origen de esta tabla y la contemplan como una derivación de la tabla original de Rathbone. Muchas versiones de esta tabla han sido publicadas y en no pocos grupos de especialistas se identifica como tabla de severidad de vibraciones.

En la generalidad de las máquinas, se admite la presencia de algunas componentes de frecuencias en los espectros, siempre y cuando no contengan armónicas, modulación o se observe la señal en el tiempo truncada. Estas frecuencias podrán ser ejemplo, $1xRPM$ debido a desbalance, la frecuencia de engranaje y la frecuencia de paso de alabes. La presencia de otras componentes de frecuencias como por ejemplo, las relacionadas con los torbellinos de aceite, las frecuencias de paso de los elementos de los

rodamientos y el ruido como tal, deben constituir motivo de preocupación y por supuesto deberán ser observadas e investigadas con cierta sistematicidad.

Tabla 1: Tabla de severidad del Desbalance. [9]



5.2 Empleo de las normas de severidad

Una buena guía para comenzar un acercamiento a lo que representa una condición normal de la máquina lo constituyen las normas, tales como la ISO 10816 (Anexo I) la cual especifica diferentes límites en la condición mecánica de la máquina de acuerdo con la potencia de ésta y el tipo de soporte. Éstos indicadores contemplan la medición del nivel total de Velocidad RMS dentro de un rango de frecuencias de entre 10 Hz y 1000 Hz.

Por ejemplo, en forma general se aprecia que según estas normas (Figura 5.1), incrementos de los niveles de vibraciones en 2.5 veces (8 dB) indican un cambio en la condición mecánica de la máquina. Sin embargo, incrementos de 10 veces (20 dB) constituyen un cambio alarmante ya que ésta es la proporción que guarda la condición anormal respecto a la condición normal [9].

De aquí que como guía general, se pueda emplear la estrategia mostrada en la Figura 5.1, relacionando los espectros medidos con el espectro de referencia. En otras palabras, se estima que el mejor indicador de la condición mecánica de la máquina viene dado por los cambios relativos que sufren los niveles de vibraciones con respecto a los espectros de referencia de la propia máquina.

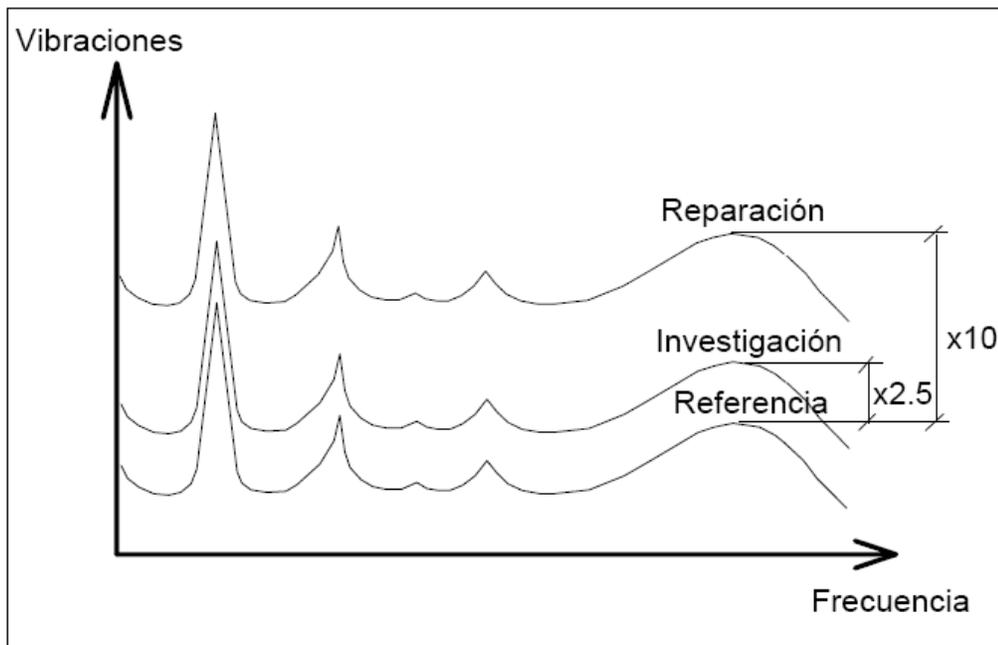


Figura 5.1: Cambios relativos al espectro de referencia. [9]

5.3 Espectros generados por fallas

Un desbalance, como ya se ha dicho en reiteradas ocasiones, produce una componente a 1xRPM. Cuando el rotor posee una masa concentrada a cierta distancia con respecto al centro de rotación de éste, ambos factores se combinan con la velocidad de rotación para producir un vector fuerza de cierta magnitud y cierta posición. Figura 5.2. Disco con desbalance.

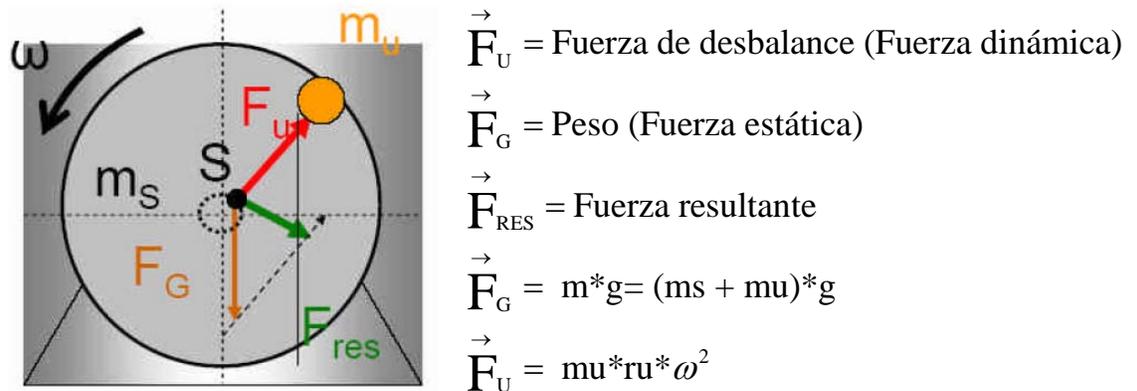


Figura 5.2: Disco con desbalance. [5]

Si el rotor posee más de una concentración de masa, se tendrá un vector fuerza resultante de la suma vectorial de los vectores fuerza individuales. Todo esto conduce al hecho de que, como el vector fuerza gira con el rotor, entonces se genera una vibración a la propia frecuencia de rotación. De aquí que sea necesario y oportuno tener en cuenta lo siguiente:

1. La velocidad de operación se cuantifica de manera estándar en el ámbito industrial en RPM o FPM
2. La frecuencia de las vibraciones se mide en CPM o Hz.
3. Las frecuencias identifican el problema.
4. Las amplitudes identifican la severidad relativa del problema. Las amplitudes pueden ser amplificadas bajo los efectos de soldaduras o resonancias y pueden ser atenuadas por la influencia de la masa, la rigidez y/o el amortiguamiento. La peor situación tiene lugar cuando las amplitudes son amplificadas o atenuadas por la instrumentación empleada.

Cada una de las frecuencias generadas son iguales al número de veces el evento que está teniendo lugar, multiplicado por la velocidad de rotación. Por ejemplo, una

frecuencia igual a la mitad de la velocidad de rotación se genera cuando el problema tiene lugar en revoluciones alternas, tal es el caso de algunos tipos de soldaduras. Cuando por el contrario, el evento ocurre una vez por revolución, tal es el caso del desbalance, se genera una frecuencia igual a la velocidad de rotación.

Los espectros de amplitudes obtenidos como resultado de las mediciones realizadas en los alojamientos de los rodamientos de una máquina, revelan componentes cercanas a las revoluciones del eje principal, originadas por desbalances, desalineamientos, flexiones permanentes en árboles y ejes así como, pedestales “blandos” y soldadura mecánica. Estos se manifiestan de forma general en las máquinas rotatorias.

5.3.1 El Desbalance

Constituye una de las fuentes más comunes en los problemas de vibraciones en maquinarias, siendo la causa principal en aproximadamente el 40% de los casos de vibraciones excesivas [9]. La presencia del desbalance como único problema en la máquina se refleja en los espectros de las vibraciones medidas en los cojinetes de apoyo del rotor, como una componente definida claramente a la frecuencia de rotación del elemento desbalanceado. Observe la Figura 5.3.

El desbalance se manifiesta a una frecuencia igual a $1xRPM$ del elemento rotatorio desbalanceado.

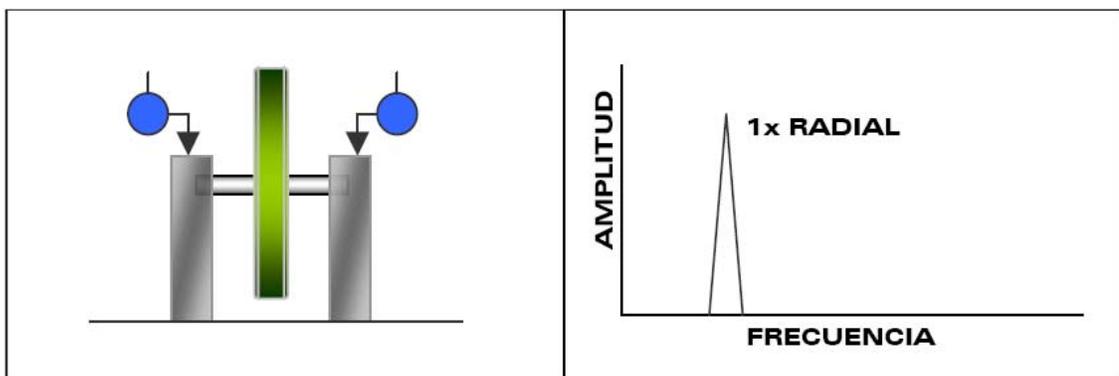


Figura 5.3: Apariencia de un rotor desbalanceado. [1]

El desbalance puede ser definido sobre la base de la no coincidencia entre el eje de rotación y el eje longitudinal principal de inercia del rotor. Este eje, une todos los centros de gravedad de cada una de las infinitas secciones transversales que componen al

rotor, que al no coincidir con el eje de rotación podrán inducir cuatro tipos de desbalances, en virtud de los cuales habrá que decidir cómo balancear el rotor.

5.3.1.1 Desbalance estático

Identificado también como desbalance de fuerzas, se define como aquella condición para lo cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación.

Puede ser detectado colocando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

Este tipo de desbalance puede identificarse también comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por cojinetes idénticos exhibirán idénticos valores de amplitud y fase de las vibraciones filtradas a la frecuencia de rotación, si el desbalance es de tipo estático. Figura 5.4.

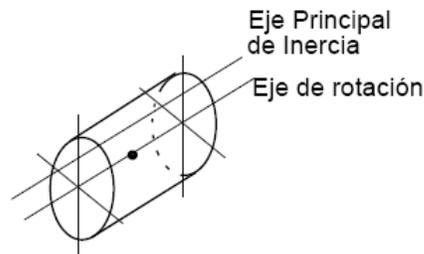


Figura 5.4: Rotor con desbalance estático. [9]

5.3.1.2 Desbalance par

Se define como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor.

Un PAR de fuerzas está constituido por dos fuerzas iguales, paralelas y de sentido contrario, desplazadas cierta distancia. Observe en la propia Figura 5.5, que una situación similar al PAR de fuerzas, tiene lugar en el caso del intercepto en el centro de masas del rotor de su eje longitudinal principal de inercia con su propio eje de rotación.

En este caso por ejemplo, al comparar las lecturas de amplitud de las vibraciones de un rotor simétrico soportado por cojinetes idénticos, éstas serán iguales pero la fase tendrá diferencia de 180° .

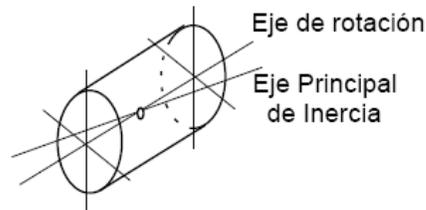


Figura 5.5: Desbalance PAR. [9]

5.3.1.3 Desbalance casi- estático

Se define como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en un punto arbitrario o sea, un punto que no coincide con el centro de masas del propio rotor.

En este caso, las lecturas de fase a ambos lados del rotor exhibirán una diferencia aproximada de 180° aunque las amplitudes diferirán substancialmente. Figura 5.6.

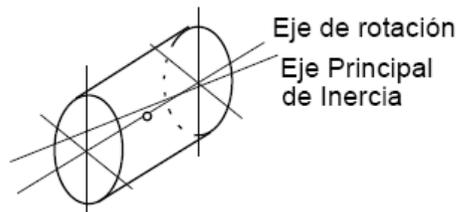


Figura 5.6. Desbalance casi- estático. [9]

5.3.1.4 Desbalance Dinámico

Se define como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste.

En otras palabras, el eje longitudinal principal de inercia del rotor cruza al eje de rotación del propio rotor. Figura 5.7.

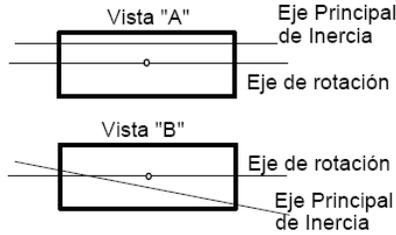


Figura 5.7: Desbalance dinámico. [9]

5.4 Modelos para el balanceo

Realmente, para decidir qué modelo se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar qué tipo de desbalance presenta el rotor. De igual forma, con lo estudiado hasta el momento es evidente que los tipos de desbalances identificados como PAR, CASI-ESTÁTICO Y DINÁMICO sólo pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales (planos) del rotor.

Por ello, resulta de inestimable valor práctico el empleo de algunas recomendaciones para decidir, en función de la relación L/D cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo.

En la tabla 2 se presenta, sólo como una guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos en algunos casos donde la tabla indica el empleo del modelo de un solo plano y viceversa.

Tabla 2. Modelos para balanceo. [9]

MODELO ROTOR	RELACIÓN $\frac{L}{D}$	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

5.5 Unidades para expresar el Desbalance

La cantidad de desbalance en elementos rotatorios se define según la “filosofía” del rotor equivalente. En la Figura 5.8a) se puede reconocer un rotor en forma de disco con cierto desbalance, esto quiere decir que el rotor posee un exceso de masa m_d a una distancia r del centro de rotación. Este rotor opera a velocidad angular constante ω .

Por otro lado, la Figura 5.8b) muestra un rotor excéntrico cuya masa es M , la excentricidad es e y opera a una velocidad angular ω igual a la del rotor de la Figura 5.8a).

En resumen, si se asume que el efecto del desbalance es el mismo en ambos rotores (Figura 5.8a y 5.8b respectivamente), entonces se podrá asumir que las fuerzas dinámicas son iguales por lo que:

$$m_d * r = M * e \quad (10)$$

De manera que el producto $m_d * r$ se le denomina cantidad de desbalance y según el Sistema Internacional de Unidades y la Norma ISO 1940 debe ser expresado en gramos-milímetros, g-mm.

$$U_d = m_d * r \quad (11)$$

Desde luego, este producto pudiera no ser muy convincente ya que por ejemplo, una masa desbalanceada de 2 gramos ubicada a 100 milímetros del centro de rotación produce una cantidad de desbalance de 200 g-mm, lo cual no implicaría igual preocupación en un rotor de 100 kg de masa que en uno de media tonelada. Por ello, es una práctica habitual expresar la cantidad de desbalance en unidades relativas a la masa del rotor.

$$U_{dM} = \frac{m_d * r}{M} \quad (12)$$

Para los ejemplos anteriores, el desbalance será equivalente a 2 g-mm/kg y 0.4 g-mm/kg respectivamente.

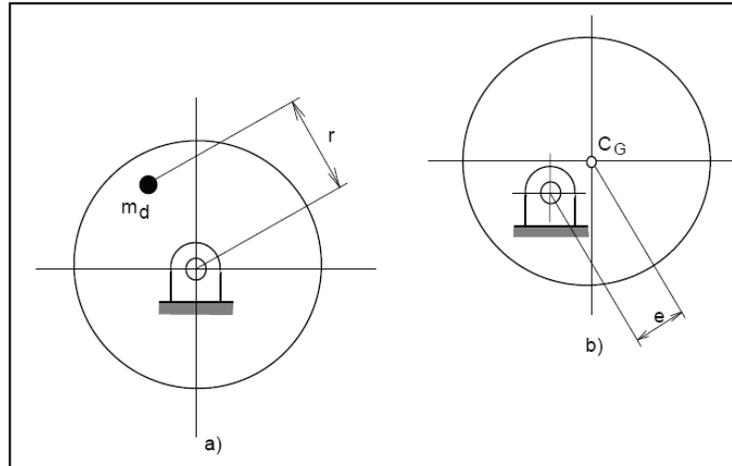


Figura 5.8: Rotadores equivalentes. [9]

5.6 Amplitud y fase de las vibraciones debido al desbalance

Asumiendo que no existe otra fuente considerable de vibraciones que no sea un desbalance la comparación de fase para las lecturas en la dirección vertical en ambos extremos del rotor inspeccionado debe reportar un resultado similar al obtenido al comparar en fase las lecturas en la dirección horizontal también en ambos extremos del propio rotor.

Visto de otra forma, si las lecturas de fase reportan que el rotor está vibrando en el plano vertical en forma similar a como lo hace en el plano horizontal entonces este comportamiento es indicativo de la presencia de un desbalance.

Adicionalmente, si la causa del problema es desbalance entonces es razonable que la lectura horizontal de amplitud sea similar a la lectura vertical de amplitud para un mismo apoyo.

Sin embargo, normalmente el desbalance causa mayores lecturas de amplitud en la dirección donde menor sea la rigidez del pedestal. Observe la Figura 5.9 que resume todo lo abordado hasta el momento.

Si durante el ejercicio de diagnóstico se detectan otros problemas además del desbalance, entonces habrá que eliminar la causa de todos estos problemas antes de balancear el rotor.

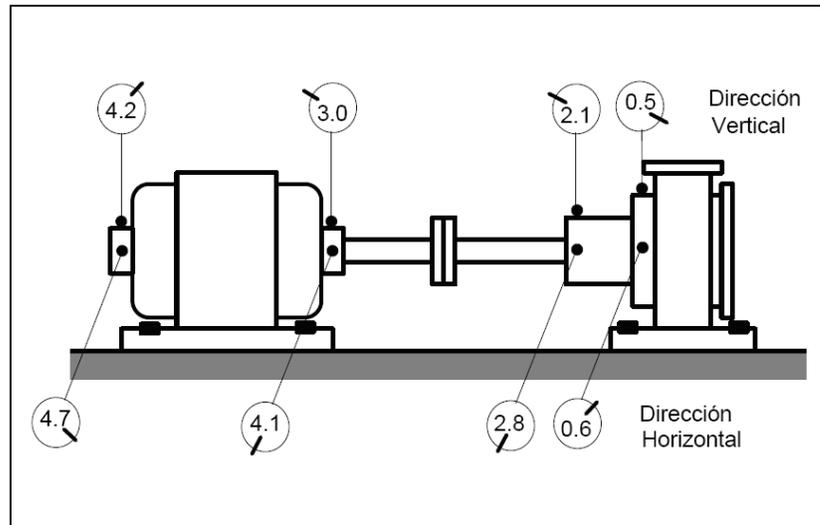


Figura 5.9. Caso típico de desbalance. [9]

5.7 Métodos utilizados para el balanceo

5.7.1 Balanceo en un plano

Cuando se habla de balancear en un plano, se está haciendo referencia a la acción efectuar las correcciones sólo en una “cara” del rotor. En la Tabla 2 se muestra como guía para la selección del modelo. Para llevar a cabo el balanceo en un plano pueden emplear diferentes técnicas, de acuerdo con la instrumentación disponible.

5.7.2 Balanceo en un plano sin medición de fase

No siempre se dispone de un instrumento para medir fase o por determinadas razones se hace prácticamente imposible la medición de este parámetro, resulta de inestimable valor práctico poder disponer de una técnica para balancear sin contar con la información de fase.

De manera que, sólo será necesario medir la amplitud de las vibraciones preferiblemente a la frecuencia de rotación. De igual forma, será necesario marcar en el rotor las posiciones 1, 2, 3 a 90° entre sí, según se ilustra en la Figura 5.10.

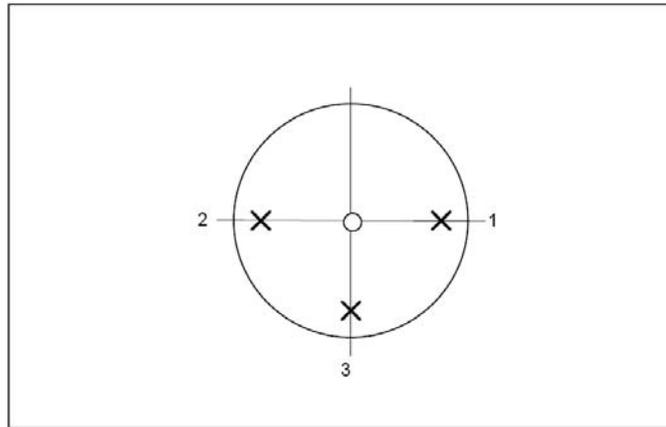


Figura 5.10: Señalización para el balanceo en un plano sin medición de fase. [9]

El método consiste en realizar corridas de prueba. En la primera de ellas se medirá la amplitud de las vibraciones o sea, se tomará la lectura original V_0 .

Para la segunda corrida de pruebas se fijará una masa de pruebas de valor conocido M_T en la posición 1 y nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones, ahora identificada como V_1 . Esta lectura será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de pruebas ubicada en la posición 1.

Posteriormente, la masa de pruebas se moverá desde la posición 1 hacia la posición 2, conservando igual radio de fijación que el empleado para la prueba anterior. Nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones y la lectura V_2 será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de pruebas en la posición 2.

Del tratamiento vectorial de estas magnitudes medidas se podrá obtener como resultado la amplitud de las vibraciones V_T provocadas por el efecto único de la masa de pruebas así como el ángulo de posición del desbalance original V_0 respecto a la posición 1, según se muestra a continuación.

$$V_T = \sqrt{\frac{v_1^2 + v_2^2 - 2 * v_0^2}{2}} \quad (13)$$

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \sqrt{\frac{v_1^2 - v_2^2}{4xV_T xV_0}} \quad (14)$$

Ahora el problema radica en analizar en qué sentido, horario o antihorario, se deberá recorrer α_0 para identificar la posición del desbalance original, representado por V_0 .

Para ello será necesario ejecutar la cuarta prueba, moviendo la masa de pruebas desde la posición 2 hacia la posición 3. Según la nueva lectura V_3 se evidenciará en qué sentido recorrer el ángulo α_0 .

Las lecturas de vibraciones debidas a problemas de desbalance guardan igual proporción que las masas desbalanceadas que los provocan por lo cual se puede calcular la masa de corrección M_C a partir de:

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T} \quad (15)$$

5.7.3 Balanceo en un plano con medición de fase

Realmente, en la actualidad no es difícil encontrar en la industria algunos modelos de instrumentos para la medición de vibraciones que permitan medir también la fase. Por ello es que se ha decidido incluir también la descripción de los aspectos terminales de la tecnología de balanceo en un plano, empleando además de la lectura de amplitud de las vibraciones, la lectura de fase de éstas. Para efectuar la medición de fase es muy frecuente emplear un instrumento dotado de una lámpara estroboscópica, la cual emite un destello por cada vuelta del rotor, lo que a la vez produce una ilusión óptica que permite observar “detenida” una marca de referencia. De esta forma, la primera medición se ejecutará con el rotor en condiciones normales, obteniéndose la lectura original de amplitud y fase del desbalance, V_0 y α_0 respectivamente.

Posteriormente, se fija una masa de pruebas en la misma posición de la marca de referencia que fuera realizada previamente en el rotor y se mide nuevamente,

obteniéndose las lecturas de amplitud y fase V_1 y α_1 respectivamente, asociadas al efecto conjunto de la masa desbalanceada y de la masa de pruebas.

Vectorialmente el problema se resuelve de la siguiente forma:

$$A = (V_1 \cos \alpha_1 - V_0 \cos \alpha_0) \quad (16)$$

$$B = (V_1 \operatorname{sen} \alpha_1 - V_0 \operatorname{sen} \alpha_0) \quad (17)$$

$$V_T = \sqrt{A^2 + B^2} \quad (18)$$

$$\alpha_T = \tan^{-1} \frac{B}{A} \theta \quad \text{si } A > 0 \quad (19)$$

$$\alpha_T = 180^\circ + \tan^{-1} \frac{A}{B} \quad \text{si } A < 0 \quad (20)$$

Al igual que en el método de balanceo anterior, la masa de corrección M_C podrá ser calculada según la siguiente expresión:

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T}$$

Y el ángulo de ubicación α_C de la masa de corrección será medido respecto a la posición en la que fue fijada la masa de pruebas y calculado según:

$$\alpha_C = -\alpha_T + \alpha_0 + 180^\circ \quad (21)$$

5.7.4 Balanceo en dos planos

El ejercicio de balanceo en dos planos es similar al ejecutado cuando se balancea en un plano. Para balancear en dos planos pueden emplear diferentes procedimientos de acuerdo con varios factores tales como, la configuración del desbalance, la razón longitud/diámetro, la relación entre la velocidad a la cual se balanceará el rotor y la velocidad de operación de éste así como la flexibilidad del rotor y la magnitud del efecto cruzado.

5.7.5 Efecto cruzado

El balanceo en dos planos exige de una atención especial debido al llamado EFECTO CRUZADO, identificado como la interferencia mutua de los planos de corrección que puede ser explicada a partir del efecto de uno de los planos de balanceo en las mediciones que se efectúen en el plano puesto. Observe la Figura 5.11.

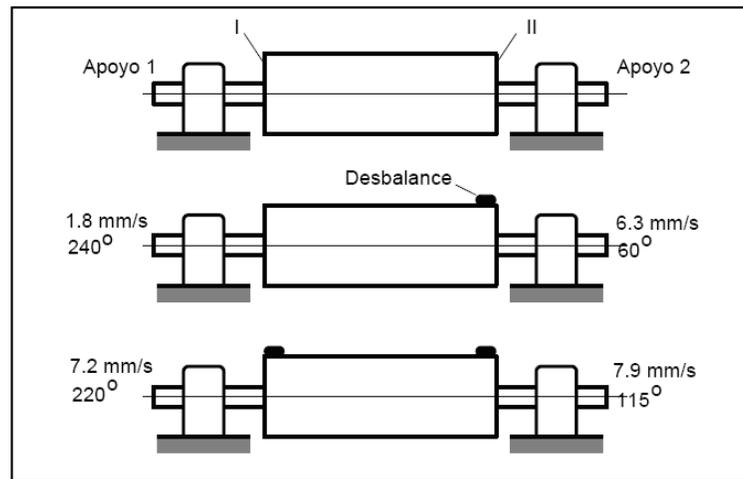


Figura 5.11: Ilustración efecto cruzado. [9]

5.7.6 Otros métodos de balanceo

Se hará mención únicamente a otros métodos existen para balanceo de rotores:

- Método vectorial
- Método de Den Hartog
- Método de Siebert
- Método de las masas de prueba.

Estos métodos podrán ser encontrados en la Tesis “Balanceo Dinámico de Sistemas Rotativos” del Ing. Naval Luís Moreno Barra, 2006. [11]

5.8 Tolerancias para el balanceo “in situ”

Durante los razonamientos expuestos hasta el momento, se puede inferir que es necesario balancear hasta un nivel o condición aceptable. Está claro que lo ideal sería reducir a cero la fuerza desbalanceada, pero obviamente desde el punto de vista práctico esto no es posible y desde el punto de vista económico, si fuera posible prácticamente, resultaría sumamente costoso.

Por ello, existen una serie de recomendaciones para aceptar como normales las vibraciones producidas por un rotor con cierto grado de desbalance. Los fabricantes de máquinas o los usuarios de éstas generalmente indican los límites permisibles para la condición de desbalance pero en ausencia de estas recomendaciones, se utilizan las llamadas normas de severidad.

En muchos casos, los indicadores antes mencionados no existen, pero se han desarrollado algunas cartas de severidad de las vibraciones como la mostrada en el Anexo II.

Sin embargo, probablemente nadie esté mejor capacitado para decidir cuál es el límite de vibraciones aceptables para una máquina que su propio fabricante. Por ello, se sugiere que cuando el personal que se dedica a los trabajos de diagnóstico y balanceo no cuenta con suficiente experiencia en estos menesteres o cuando no se disponga de información relacionada con la historia vibroacústica de la máquina se cumplan con rigurosidad las recomendaciones emitidas por el fabricante a estos efectos.

Los grados de balanceo están separados uno respecto de otro por un factor de 2,5 veces. Un grado fino puede ser necesario en algunos casos, especialmente cuando la alta precisión de balanceo es requerida.

Otras guías para la determinación del nivel de aceptación de las vibraciones debidas al desbalance han sido desarrolladas por ejemplo, por la Sociedad Alemana de Ingenieros (VDI) y por la Organización Internacional de Normas (ISO).

5.8.1 Grado de calidad del balanceo según ISO

El Anexo II es una síntesis de la norma ISO 1940/1 para la determinación del grado de calidad del balanceo en función del tipo de máquina.

5.9 Eje flectado

Obviamente es una forma de desbalance y aunque el balanceo puede reducir los niveles de vibraciones, no puede enderezar el eje. El espectro característico muestra una componente a **1xRPM** y se distingue la segunda armónica. Además, el extremo del eje flectado se moverá describiendo una figura semejante a una circunferencia, a lo cual se le denomina habitualmente órbita.

En la Figura 5.12 se observa la utilidad de la información de fase en la identificación de un problema de eje flectado.

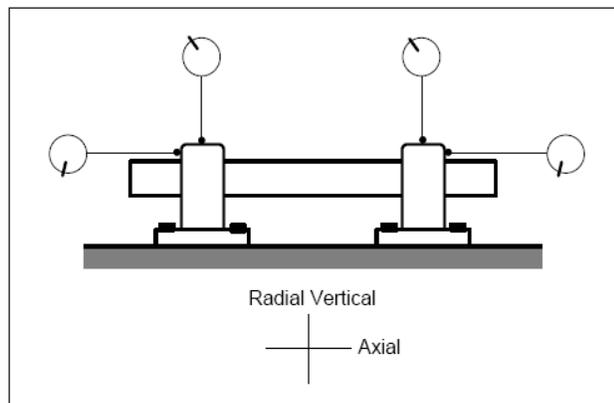


Figura 5.12: Empleo de la fase para el diagnóstico en un eje flectado. [9]

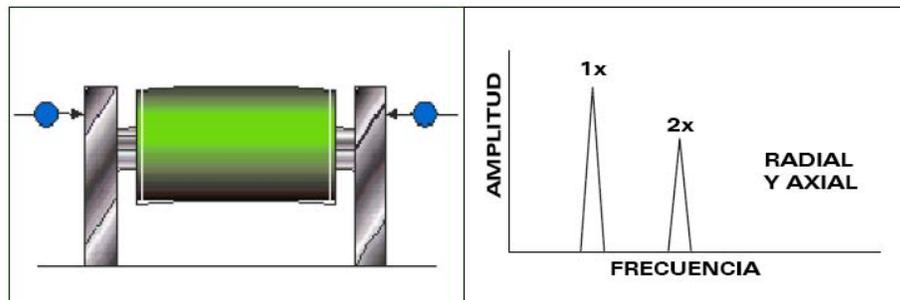


Figura 5.13: Espectro de un eje flectado. [1]

5.10 Desalineamiento

El desalineamiento es la fuente de vibraciones que más se puede controlar e incluso eliminar con un trabajo serio del mecánico de taller, coincidiendo muchos especialistas en que el desalineamiento constituye la razón de aproximadamente el 50% de los problemas de vibraciones que se presentan en la industria. Puede presentarse atendiendo a los esquemas fundamentales que aparecen en la Figura 5.14.

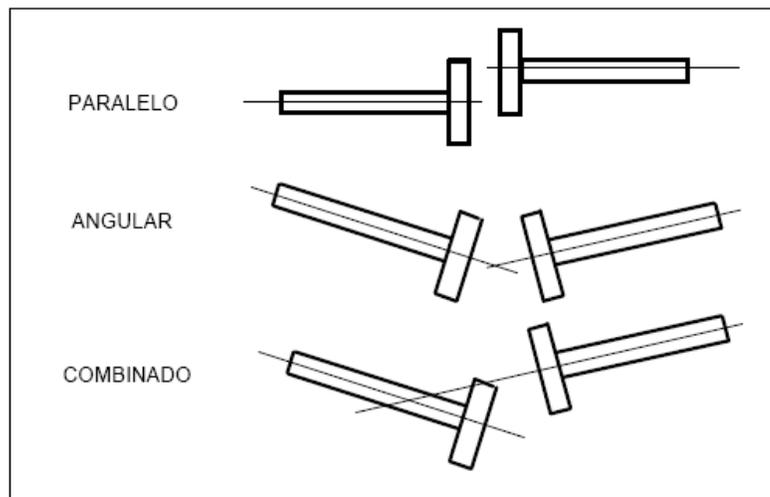


Figura 5.14: Forma práctica de desalineamiento de ejes. [9]

Por otro lado, existe una concepción errónea de que los acoplamientos flexibles no necesitan ser alineados con igual cuidado que los acoplamientos rígidos. Es cierto que un acoplamiento flexible desalineado logra transmitir torque produciendo niveles de vibraciones relativamente bajos, pero también es cierto que estos pueden ser suficientemente altos como para dañar los cojinetes.

La mayoría de los fabricantes recomiendan alinear los acoplamientos flexibles con tanto cuidado y exactitud como si estos fueran acoplamientos rígidos.

El desalineamiento puede ocurrir en diferentes zonas de una máquina rotatoria. Por ejemplo, puede estar presente entre dos rodamientos o en un par de ruedas dentadas. No obstante, se presenta con mayor frecuencia en el acople de dos máquinas o sea, entre la unidad conductora y la unidad conducida. El sello característico del desalineamiento lo constituye la generación de las tres armónicas de la frecuencia de rotación tal y como se observa en la Figura 5.15.

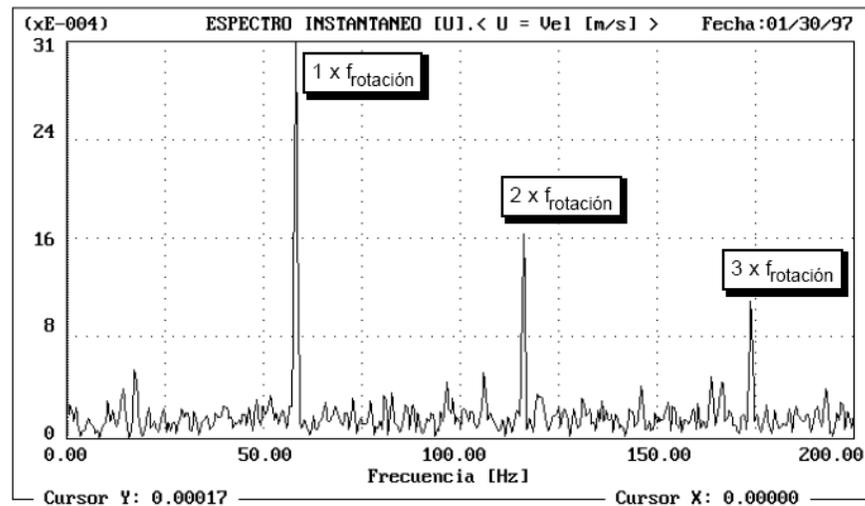


Figura 5.15. Apariencia espectral del desalineamiento. [9]

Generalmente, el tipo de desalineamiento puede presentarse según las siguientes apariencias dinámicas:

1. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección horizontal, entonces es muy probable que el desalineamiento esté presente en el plano vertical.
2. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección vertical, entonces es muy probable que el desalineamiento esté presente en el plano horizontal.
3. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección axial, entonces es muy probable que el desalineamiento sea de tipo angular.
4. Si las tres primeras armónicas son significativas en las tres direcciones, entonces el desalineamiento es un verdadero desastre.

Si las tres primeras están presentes en los espectros se presupone la presencia de desalineamiento, con independencia de que los niveles de éstas estén contenidos dentro de límites permisibles o no.

La clave del problema radica en que la mayoría de los especialistas piensan que si el nivel de las vibraciones es bajo entonces, no hay problema. Esto es cierto en

algunos casos, pero específicamente en relación con el desalineamiento, se exigirá que la calidad de la alineación sea tal que no se generen las tres primeras armónicas con independencia de la amplitud de éstas.

5.10.1 Amplitud y fase de las vibraciones debido al desalineamiento

Para diagnosticar con certeza un problema de desalineamiento, es prácticamente imprescindible medir fase o sea, con la medición de fase se podrá saber cómo una parte de la máquina se está moviendo con respecto a la otra, a lo cual se le denomina modo de vibración y con la medición de amplitud se podrá conocer dónde son mayores las vibraciones.

En la mayoría de los casos de desalineamiento, el modo de vibración vertical no es igual al modo de vibración horizontal en el propio equipo. O sea por ejemplo, el modo de vibración vertical puede exhibir un movimiento en fase y el modo de vibración horizontal puede reportar un movimiento desfasado 180° . Observe la Figura 5.16.

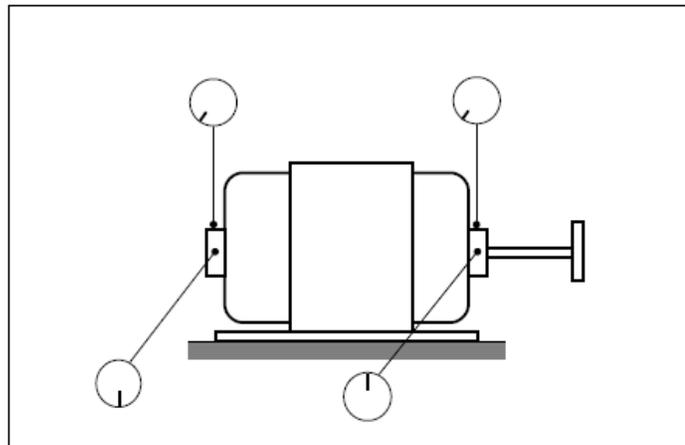


Figura 5.16: Modos de vibración en casos de desalineamiento. [9]

5.11 Pedestal “cojo”

Durante muchos años, se ha considerado que las mayores fuentes de vibraciones y por ende las causas más frecuentes de fallos han sido el desbalance, el desalineamiento y las resonancias. Sin embargo, muchos autores coinciden en afirmar que existe otra fuente considerable de generación de vibraciones relacionada con los pedestales de las máquinas.

Este problema, identificado como pedestal “cojo”, parece ser el resultado del alabeo o de la deformación de la estructura de la máquina.

La corrección del problema identificado como pedestal blando no siempre involucra a máquinas con niveles altos de vibraciones sino también, a aquellas categorizadas como buenas atendiendo a sus bajos niveles de vibraciones ya que, es posible lograr una mayor disminución de estos.

¿Cómo se identifica el problema? En ciertas ocasiones, algunos especialistas intentan “afinar” la condición de alineamiento de la máquina, con ésta operando. Este trabajo lo realizan aflojando los pernos de anclaje de la máquina conductora. Mientras se realizan estas operaciones, se observa que al aflojar algunos pernos el nivel de vibraciones continúa siendo el mismo, contrariamente a lo que sucede al aflojar otros, para los cuales se incrementan los niveles de vibraciones, lejos de mantenerse o incrementarse, disminuyan drásticamente.

La presencia del fenómeno del pedestal cojo puede generar niveles altos de vibraciones en la primera y segunda armónica de la frecuencia de rotación.

La mejor forma de identificar la presencia del llamado pedestal cojo la constituye la observación de la evolución de los niveles de vibraciones mientras se aflojan y se aprietan los pernos de anclaje de la máquina.

5.12 Soltura mecánica

Las diferentes formas de manifestarse las solturas mecánicas tienen lugar como resultado del deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias de holgura o sencillamente se han aflojado debido a la dinámica de la operación de la máquina. La vibración que caracteriza en general a la soltura mecánica la produce las fuerzas de excitación generadas por otros problemas tales como el desbalance o el desalineamiento.

Si fuera posible balancear o alinear estando presente el problema de soltura mecánica, los niveles de vibraciones no sufrirían cambios suficientemente perceptibles.

5.12.1 Soltura de la máquina respecto a su base

La vibración que caracteriza a la soltura de la máquina respecto a su base presenta amplitudes altas en la segunda armónica de la velocidad de rotación, aunque es posible encontrar niveles severos en armónicos superiores.

5.12.2 Holguras del cojinete respecto al eje

En este tipo de holgura, el espectro de las vibraciones exhibirá una componente a la frecuencia de rotación del eje y otra componente más baja a una frecuencia ligeramente menor que la frecuencia de rotación. (Figura 5.17). Esta componente corresponde con la velocidad a la que el aro interior del rodamiento se está moviendo. En la observación en el tiempo se apreciará claramente el llamado **beat**. Sin embargo, para poder observar con claridad este fenómeno en el espectro, será necesario calcular este último con muy alta resolución (superior a 1600 líneas).

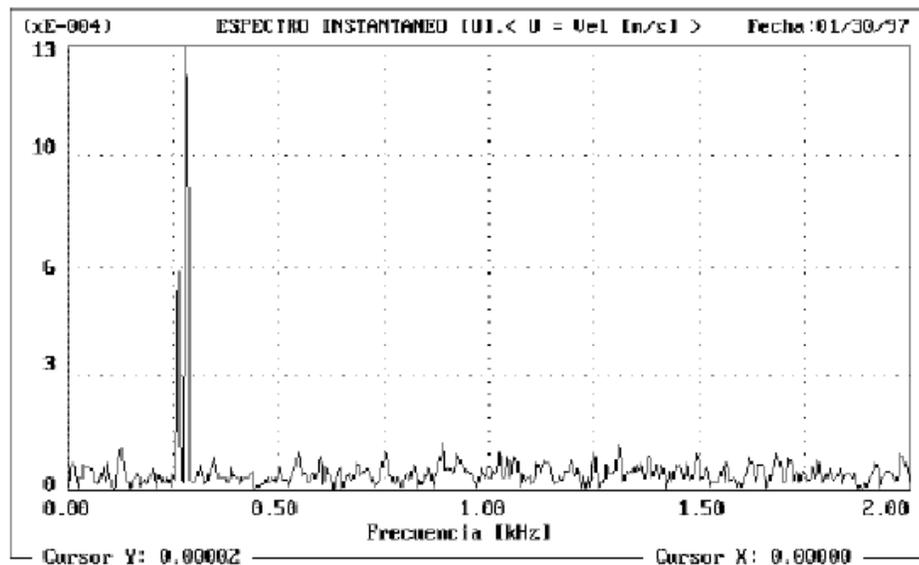


Figura 5.17: Espectro identificativo de holgura excesiva entre el aro interior del rodamiento y el eje. [9]

5.12.3 Holguras del cojinete respecto al alojamiento

Si se distinguen claramente las cuatro armónicas de la frecuencia de rotación entonces es muy probable que el rodamiento este “suelto” con respecto a su alojamiento Figura 5.18.

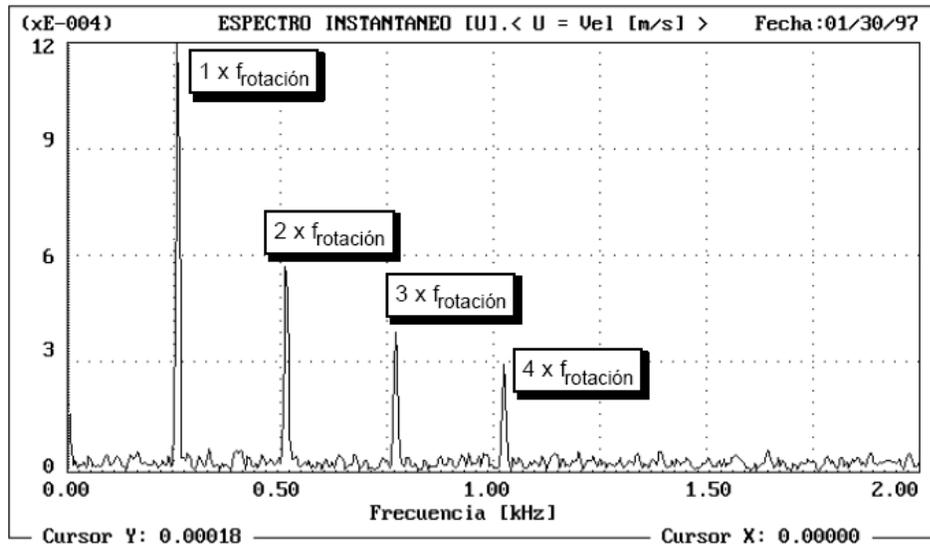


Figura 5.18: Espectro identificativo de holgura excesiva de un rodamiento a su alojamiento. [9]

5.13 Vibraciones producidas por torbellinos de aceite

Constituye quizás el problema más fácil de detectar durante la interpretación de los registros espectrales, siendo una de las causas posibles de la presencia de amplitudes a frecuencias inferiores a la frecuencia de rotación. Estas componentes pueden estar ubicadas a frecuencias aproximadas entre un 45% y un 50% de la frecuencia de rotación. En la Figura 5.19, se observa la condición normal de operación de un eje sobre cojinetes de deslizamiento. Se evidencia que el centro geométrico del eje y el centro geométrico del cojinete de deslizamiento no coinciden, definiéndose una zona de altas presiones las cuales se incrementan con los incrementos de velocidad.

Sin embargo, si la carga sobre el eje disminuye por algún motivo, la holgura entre el eje y el cojinete aumenta o si por alguna razón, la zona de altas presiones se desplaza dejando al eje un poco más alto de su antigua posición de equilibrio, se producirá una caída de presión y el eje no podrá mantenerse en esa posición y caerá, volviendo a incrementarse las presiones en la película de aceite. Esto se repetirá

cíclicamente de acuerdo con la velocidad promedio del lubricante que en estos casos es aproximadamente un 50% de la velocidad de rotación del eje.

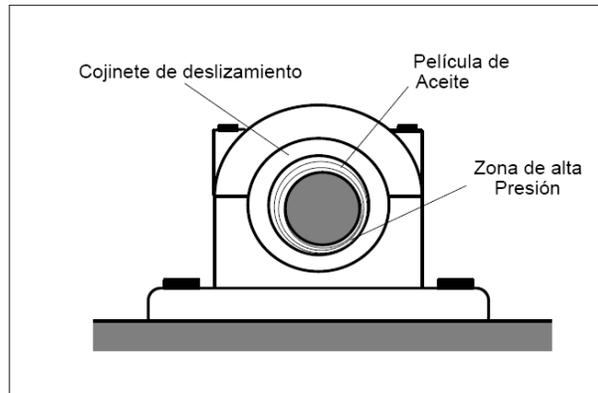


Figura 5.19: Apariencia esquemática de la operación del sistema eje-cojinete de deslizamiento. [9]

CAPITULO VI: FALLAS PRODUCIDAS POR RESONANCIA

6.1 Introducción

Desde el punto de vista práctico, aunque los términos frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica no son sinónimos, estos se pueden usar para describir la misma idea.

Generalmente, en sistemas relativamente poco amortiguadores, la resonancia amplifica la amplitud de las vibraciones de 10 a 30 veces respecto a los niveles de vibraciones que caracterizarían a la misma máquina fuera de la resonancia. Por ejemplo, un ventilador puede reportar un nivel de desplazamiento pico-pico de $23\mu\text{m}$ en el banco de pruebas del fabricante y sin embargo, al ser instalado en la industria, éste entra en velocidad crítica o sea, su velocidad de operación es similar a la frecuencia natural de la estructura portante, lo cual reporta una amplitud de desplazamiento pico- pico de $230\mu\text{m}$ o más.

En general, los fabricantes de máquinas rotatorias garantizan que la velocidad crítica de sus rotores sea suficientemente diferente a la velocidad de operación de éstos (entre un 20% y un 25%) por lo que, es muy difícil encontrar un problema de velocidad crítica en una máquina correctamente diseñada.

La mayoría de los problemas de resonancia en máquinas correctamente diseñadas son el resultado de la resonancia de elementos no rotatorios tales como, pedestales, estructuras portantes, pisos, tuberías, vigas, columnas, cubiertas protectoras, etc.

En máquinas tales como bombas o ventiladores, en las cuales la velocidad del motor multiplicada por el número de alabes del impelente o de aspas del rotor produzca una frecuencia que excite resonancias en tuberías, válvulas, etc., habrá que variar la velocidad de operación del motor (si fuera posible) o variar la masa o la rigidez de los elementos resonantes para “sacar” al sistema de la zona de resonancia.

Habitualmente, variando la sintonía de las partes resonantes se logra, no solo disminuir las vibraciones en los elementos resonantes sino también en la propia máquina. Tal solución no es efectiva en la totalidad de los casos de resonancia.

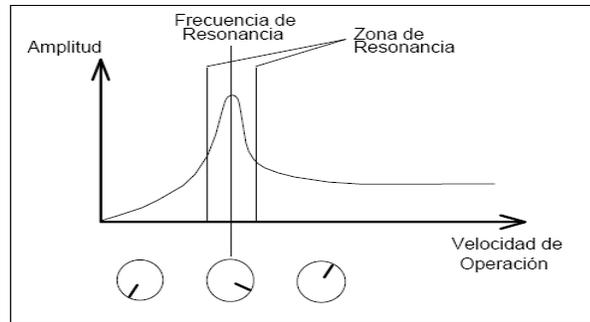


Figura 6.1: Comportamiento de la fase en la zona de resonancia. [9]

6.2 Empleo de la fase en la identificación del fenómeno de resonancia

En la Figura 6.1 se muestra la variación de lectura de la fase, cuando varía la velocidad del rotor durante su paso por la zona de resonancia. Cuando la velocidad del rotor se va incrementando acercándose a la zona de resonancia, la lectura de fase se mantiene constante. Por el contrario, cuando la velocidad se sigue incrementando y el rotor entra en la zona de resonancia, se produce una variación gradual de la lectura de fase. Finalmente, cuando la velocidad del rotor continúa incrementándose y éste se aleja de la zona de resonancia entonces la lectura de fase vuelve a ser estable. Observe como el desfase entre las vibraciones a una frecuencia superior a la frecuencia de resonancia y las vibraciones a frecuencias inferiores a la frecuencia de resonancia es de 180° .

6.3 Determinación experimental de la frecuencia de resonancia

Existen varios métodos para la determinación experimental de la frecuencia de resonancia en elementos de máquina, siendo el ensayo impulsivo el más rápido y relativamente sencillo de aplicar aunque se exige de la medición de dos parámetros simultáneamente.

Claro está, es posible determinar la frecuencia a la cual está teniendo lugar la resonancia en un elemento empleando instrumentos convencionales, pero realmente las pruebas son extremadamente complicadas y requieren del empleo de filtros sintonizables con anchos de banda relativamente estrechos para poder aislar la frecuencia investigada. No obstante, en algunos casos no es factible el empleo de la excitación impulsiva para este tipo de investigación y no queda más remedio que emplear la técnica del “barrido” de frecuencias para la determinación de las frecuencias de resonancias.

CAPITULO VII: VIBRACIONES EN MOTORES DE INDUCCIÓN

7.1 Introducción

Los motores eléctricos como máquinas rotatorias al fin, son susceptibles de presentar los fallos, a los cuales habría que adicionar otros que sólo son característicos en ellos. A continuación se relacionan algunos de los problemas electromecánicos más comunes en los motores de inducción, que pueden ser identificados midiendo y analizando correctamente las vibraciones en estas máquinas:

- 1.- Corrimiento del centro magnético
- 2.- Barras del rotor agrietadas o rotas.
- 3.- Corto circuito en el enrollado del estator.
- 4.- Deformaciones térmicas.
- 5.- Pulsos torsionales.

Este tipo de motor está diseñado para trabajar a una velocidad fija asincrónica. Por ejemplo, un motor de inducción de cuatro polos opera a una velocidad aproximada de 1450 r.p.m. en lugar de a 1500 r.p.m. A esta diferencia de frecuencias se le denomina frecuencia de deslizamiento.

7.2 Corrimiento del centro magnético

Esta situación se presenta cuando el rotor no está correctamente ubicado con respecto al centro magnético del estator, ya sea en la dirección axial o en la dirección lateral. Este problema no provoca niveles de vibraciones suficientemente altos por lo que, si el registro de vibraciones no se ejecuta con suficiente resolución será prácticamente imposible identificar tal defecto pudiéndose llegar a diagnosticar erróneamente problemas de soldadura mecánica, desalineamiento o deformaciones permanentes de eje.

El corrimiento del centro magnético en los motores de inducción se identifica cuando en los espectros de las vibraciones se observen componentes a la frecuencia de línea o sea, 50 o 60 Hz, dependiendo el estado, y a la frecuencia de operación del motor. Esta última aparecerá acompañada de bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento por el número de polos del motor.

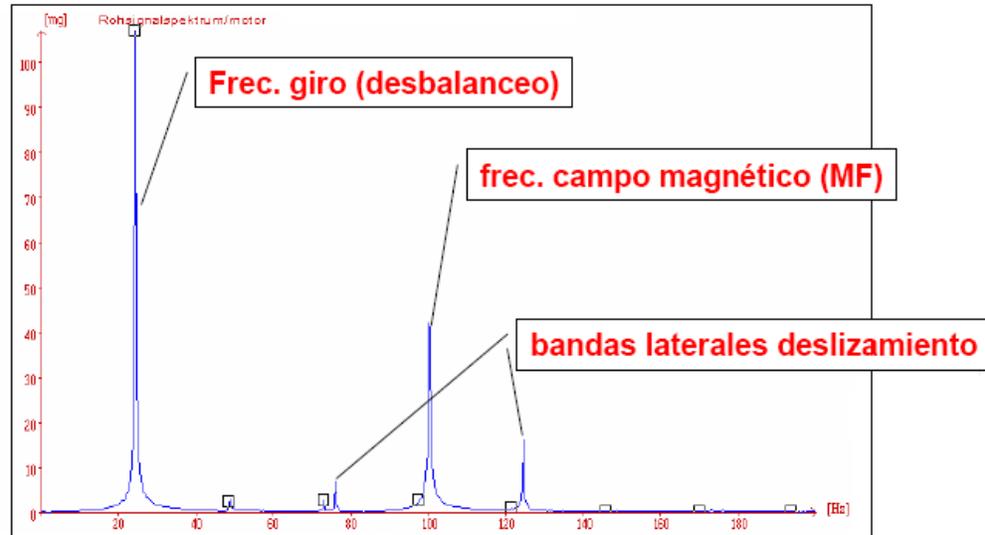


Figura 7.1: Espectro de bandas laterales para motor de 25 Hz. [7]

7.3 Rotura de barras en el rotor

La presencia de roturas en las barras del rotor hace que la frecuencia de rotación de motor sea modulada por el producto de la frecuencia de deslizamiento por el número de polos.

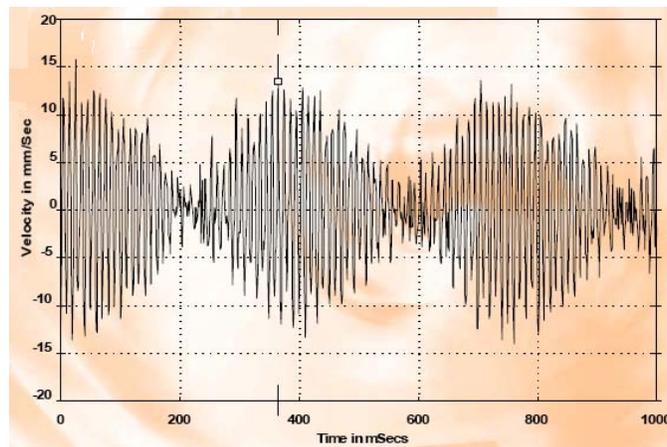
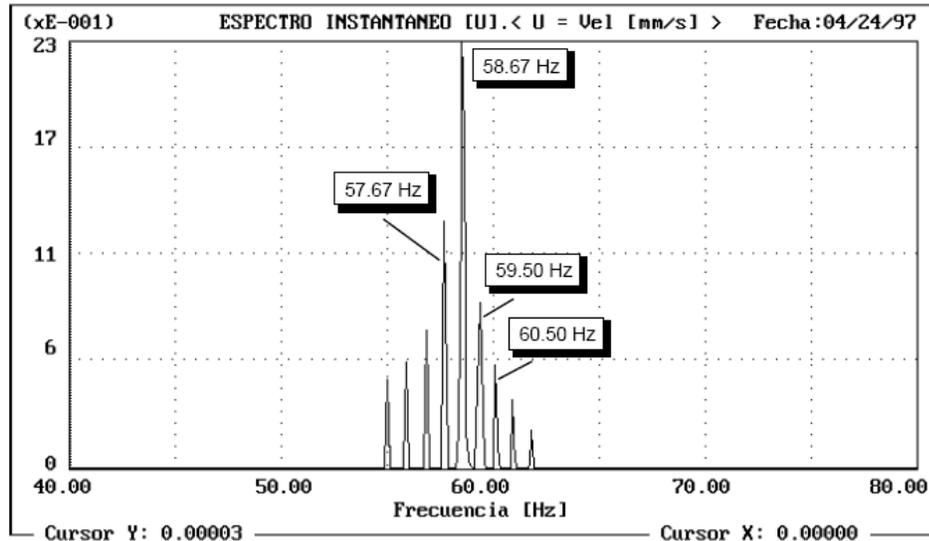


Figura 7.2: Vibración en el tiempo, rotura de barras en el rotor. [7]

Debido a este fallo mecánico se produce un desbalance eléctrico en el motor, que a la vez genera niveles de vibraciones suficientemente altos a la primera y segunda armónicas de la velocidad de rotación.

En la Figura 7.1, se observa un zoom espectral de 40 Hz con frecuencia central de 60 Hz ejecutado sobre un registro de vibraciones tomado en un motor de 3570 r.p.m.(59.5 Hz). La frecuencia de deslizamiento es de 0.45 Hz aproximadamente (según la resolución del espectro) por lo cual se pueden apreciar bandas laterales de aproximadamente 0.9 Hz.



7.4 Corto circuito en el enrollado del estator

El enrollado del estator, comúnmente denominado polos puede presentar espiras en corte lo cual hace que disminuya la velocidad de rotación y se incremente la frecuencia de deslizamiento. En la Figura 7.2 se muestra el espectro de vibraciones registrado en un motor operando a 1740 r.p.m.(29 Hz) de cuatro polos. En el espectro se observan bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento por el número de polos del motor.

7.5 Deformaciones Térmicas

El rotor, también es susceptible de sufrir deformaciones debido a la concentración de altas temperaturas en él, cuyo origen radica en el aislamiento deficiente de varias láminas contiguas en zonas del propio rotor pudiendo provocar roces eventuales de éste con el estator. Este problema trae consigo un efecto de “retroalimentación” ya que a pesar de que al inicio las deformaciones en el rotor son

muy pequeñas, éstas hacen que se generen fuerzas electromagnéticas desbalanceadas lo cual a la vez genera mayor incremento en la temperatura haciendo más severas las deformaciones de rotor.

Este problema se puede identificar a través de los incrementos sistemáticos en los niveles de vibraciones a la frecuencia de rotación, los cuales se incrementan con el incremento de la temperatura. Seguramente el lector habrá advertido la posibilidad de confusión de este problema con un desbalance por lo que, es menester señalar que en estos casos el problema persistirá aún cuando se balancee el sistema.

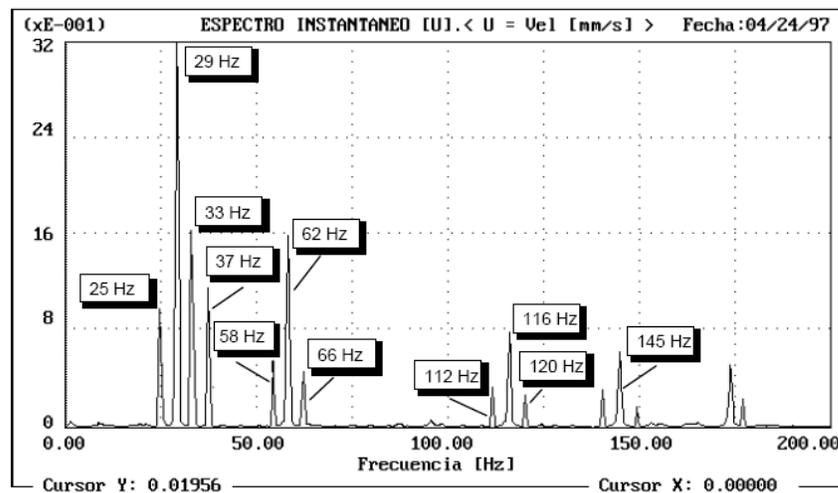


Figura 7.4: Espectro de las vibraciones en un motor de 1740 r.p.m. con corto circuito en algunas espiras de sus polos. [9]

7.6 Pulsos torsionales

En los motores eléctricos siempre están presente en mayor o menos medida los pulsos torsionales debido a que el campo magnético rotatorio energiza a los polos del estator.

Normalmente esta vibración es suficientemente baja por lo que no representa una amenaza.

Sin embargo, pueden excitar frecuencias de resonancias cercanas al duplo de la frecuencia de línea o producir vibraciones importantes en máquinas donde se exijan niveles de vibraciones suficientemente bajos, tal es el caso de máquinas herramienta de alta precisión.

CAPITULO VIII: VIBRACIONES EN COJINETES DE RODAMIENTOS

Se abordarán los aspectos más importantes relacionados con la dinámica de los rodamientos.

8.1 Medición de vibraciones en rodamientos

Siempre que sea posible el transductor de medición se deberá ubicar en la zona de carga del rodamiento. Por ejemplo, para un rodamiento radial bajo carga radial, los mejores resultados se obtienen si el transductor se coloca con el eje de máxima sensibilidad en la dirección radial. De igual forma, se debe medir donde la función de transferencia del conjunto sea la mejor o sea, se prefiere medir sobre la cabeza de un tornillo de fijación de la tapa del rodamiento y no sobre la propia tapa de éste. La Figura 8.1, muestra los componentes de un cojinete de rodamiento y la apariencia de la señal vibroacústica cuando el fallo se presenta en el aro fijo y cuando éste tienen lugar en el aro móvil según a distribución de carga.

Para la medición de vibraciones en rodamientos se prefiere normalmente el uso del acelerómetro, téngase presente por ejemplo, que un rodamiento rodillos esféricos que opere a 1200 RPM puede generar vibraciones en un rango de hasta 3000 Hz. Sin embargo, no se puede perder de vista que en la práctica se pueden encontrar rodamientos que de acuerdo con su velocidad de operación puedan generar vibraciones en el rango de entre 10 Hz y 2000 Hz para lo cual se prefiere la medición de velocidad. También se pueden encontrar máquinas muy especiales en las que la velocidad de operación sea del orden de las 2 ó 3 RPM en cuyo caso las frecuencias generadas están muy por debajo de los 10 Hz, prefiriéndose la medición de desplazamiento.

En general, para la medición de vibraciones en rodamientos se pueden emplear instrumentos relativamente simples que permitan auxiliados de un filtro, la sintonización de las frecuencias que se deseen medir, todo lo cual contribuye a no desanimar a aquellos que no dispongan de los costos analizadores de señales de FFT.

Sin embargo, existen algunos tipos de instrumentos especiales como por ejemplo, los medidores de impulsos de choque, de picos de energía espectral emitida

(dependiendo del fabricante del equipo) que indican el estado del rodamiento. Estos instrumentos basan su principio de operación en el tratamiento de señales ultrasónicas donde $1 \times \text{RPM}$, $2 \times \text{rpm}$, $N_{\text{alabes}} \times \text{RPM}$, etc. No interfieren. En muchos casos se han reportado resultados satisfactorios con el uso de estos instrumentos sin embargo, también se han reportado resultados desastrosos en otros casos.

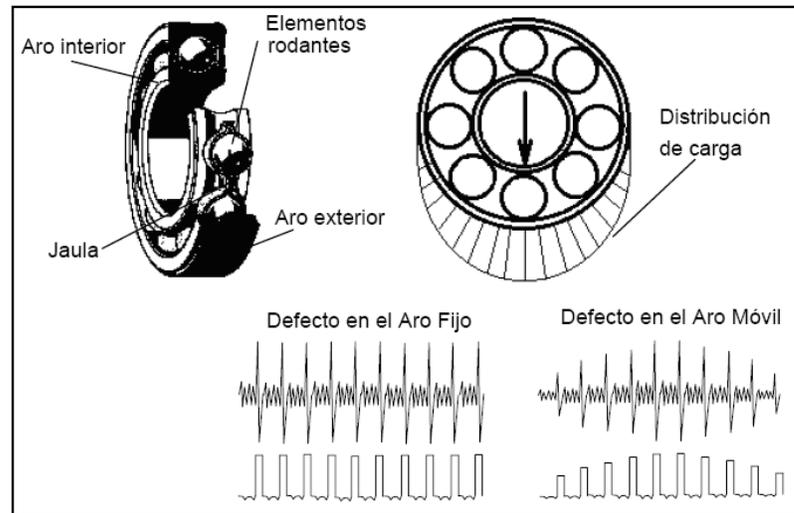


Figura 8.1: Estructura de la señal vibroacústica en rodamientos con defectos en sus pistas de rodadura. [9]

8.2 Magnitud a medir

Para ello, es necesario decidir qué medir si de vibraciones se trata. Los espectros de desplazamiento no reflejan la mayor parte de la información relacionada con el estado del rodamiento, ya que este parámetro “resalta” el contenido energético de las vibraciones de baja frecuencia. Por otro lado, la aceleración refleja con mayor énfasis las vibraciones de alta frecuencia generadas por los defectos del rodamiento, considerándose el mejor indicador para estudiar la evolución del estado técnico de éste sobre todo desde la etapa incipiente del fallo. No obstante, la velocidad muestra una gran “versatilidad” para la identificación de problemas en rodamientos aún en máquina de baja velocidad.

8.3 Frecuencias generadas por los rodamientos

Una máquina cuyos rodamientos presenten defectos puede generar vibraciones con componentes en al menos cinco frecuencias.

- 1.- Frecuencia de operación del rotor (S).
- 2.- Frecuencia de paso de la jaula (FTF).
- 3.- Frecuencia de paso por el aro exterior (BPFO).
- 4.- Frecuencia de paso por el aro interior (BPFI)
- 5.- Frecuencia de paso de los elementos rodantes (BSF)

La Figura 8.2, ilustra las dimensiones necesarias a tener en cuenta para calcular teóricamente estas frecuencias. Definiendo S_0 como la velocidad de rotación del aro exterior, S_i como la velocidad de rotación del aro interior, ϕ como el ángulo de contacto y n como el número de elementos rodantes, se pueden plantear las siguientes expresiones para el cálculo de estas frecuencias:

FRECUENCIA DE PASO DE LA JAULA

$$FTF = \frac{1}{2} \left[S_i \left(1 - \frac{d \cos \phi}{D} \right) + S_0 \left(1 + \frac{d \cos \phi}{D} \right) \right] \quad (22)$$

FRECUENCIA DE PASO POR EL ARO EXTERIOR

$$BPFO = \left| \frac{n}{2} (S_i - S_0) \left(1 + \frac{d \cos \phi}{D} \right) \right| \quad (23)$$

FRECUENCIA DE PASO POR ARO INTERIOR

$$BPFI = \left| \frac{n}{2} (S_i - S_0) \left(1 - \frac{d \cos \phi}{D} \right) \right| \quad (24)$$

FRECUCENCIA DE PASO DE LOS ELEMENTOS RODANTES

$$BSF = \left| \frac{D}{2d} (S_i - S_0) \left(1 + \frac{d^2 \cos^2 \phi}{D^2} \right) \right| \quad (25)$$

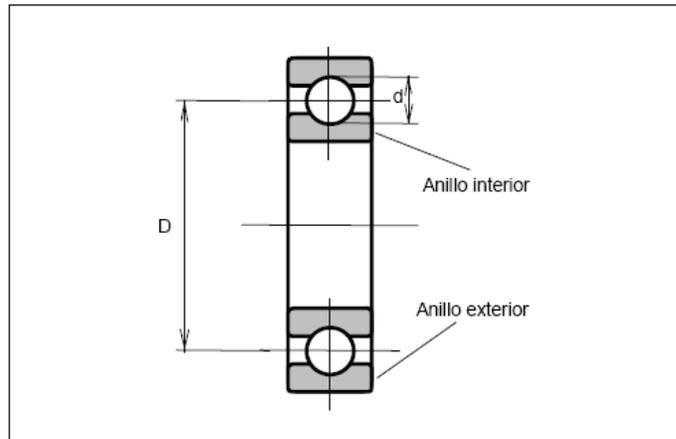


Figura 8.2. Sección transversal del rodamiento. [9]

8.4 Defectos en rodamientos

En los rodamientos de una máquina pueden aparecer problemas en las pistas, en los elementos rodantes y en la jaula, pudiendo presentarse también, cualquier combinación de estos. Dichos defectos, generan un solo tipo de señal, atendiendo al tipo de rodamiento que se esté estudiando, de acuerdo con su diseño, las cargas actuantes y las holguras en éste. Es necesario señalar también que las frecuencias que se generan en cojinetes de rodamientos defectuosos pueden sumarse o restarse de forma tal que en los espectros no aparezcan las frecuencias típicas BPFO, BPFI, BSF o FTF, todo lo cual complica sobre manera el análisis de los espectros.

El comienzo del problema en cualquiera de las dos pistas genera vibraciones a las frecuencias BPFO o BPFI. Estas frecuencias también pueden ser observadas en los espectros de las vibraciones de rodamientos bajos de carga. Después que el defecto ha comenzado a desarrollarse entonces los espectros comienzan a exhibir bandas espectrales que indican modulación a la frecuencia de rotación.

Para poder considerar significativos los cambios en los niveles de vibraciones del rodamiento, es necesario tener en cuenta en primera instancia, el tipo de máquina y la

causa de la vibración, por ello los rodamientos deben ser chequeados periódicamente tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia, con el objetivo de detectar y estudiar la evolución de los problemas en estos.

Muchos estudios se realizar para determinar la severidad del defecto. Cuando la frecuencia de las vibraciones decrece drásticamente se puede inferir la presencia de grietas en algunas partes del rodamiento o sea, los primeros asomos de problemas en el rodamiento producen picos a muy alta frecuencia, pero a medida que el problema se va desarrollando, las amplitudes crecen y los picos se “corren” ligeramente en cuanto a frecuencia, formándose nuevos picos a frecuencias más bajas. Muchos especialistas coinciden también en afirmar que el fallo es inminente en el rodamiento cuando los picos más altos generados por éste, decrecen en frecuencia hasta aproximadamente $20 \times \text{RPM}$.

Técnicas de análisis digital tales como la detección de envolventes y la demodulación en amplitud conducen a resultados de mayor precisión durante el diagnóstico de cojinetes de rodamientos. Observe la Figura 8.3, en ella se aprecia claramente la secuencia de pulsos generada por un fallo local en alguna de las pistas del rodamiento, aparentemente en el aro fijo, todo lo cual genera el espectro de la Figura 8.4. Aplicando la técnica de detección de envolvente se obtiene el registro temporal de la Figura 8.5.

Finalmente, demodulando en amplitud se obtiene el espectro mostrado en la Figura 8.6, en el cual se puede identificar el origen de la modulación, la localización del fallo y la severidad de éste.

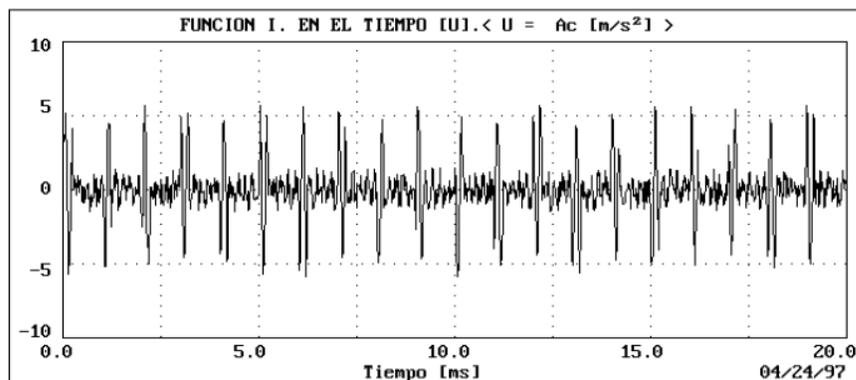


Figura 8.3. Registro filtrado y medido en la dirección horizontal del alojamiento de un cojinete rígido de bolas. [9]

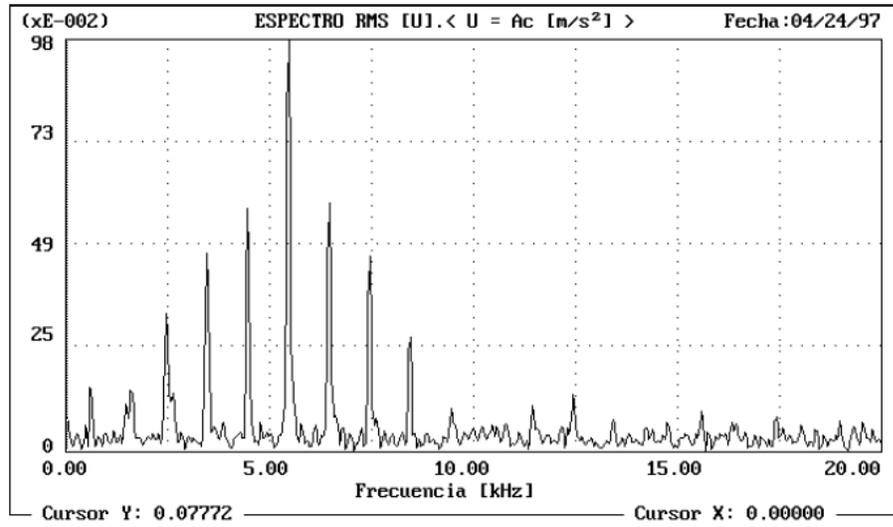


Figura 8.4: Espectro correspondiente al registro de la Figura 8.3. [9]

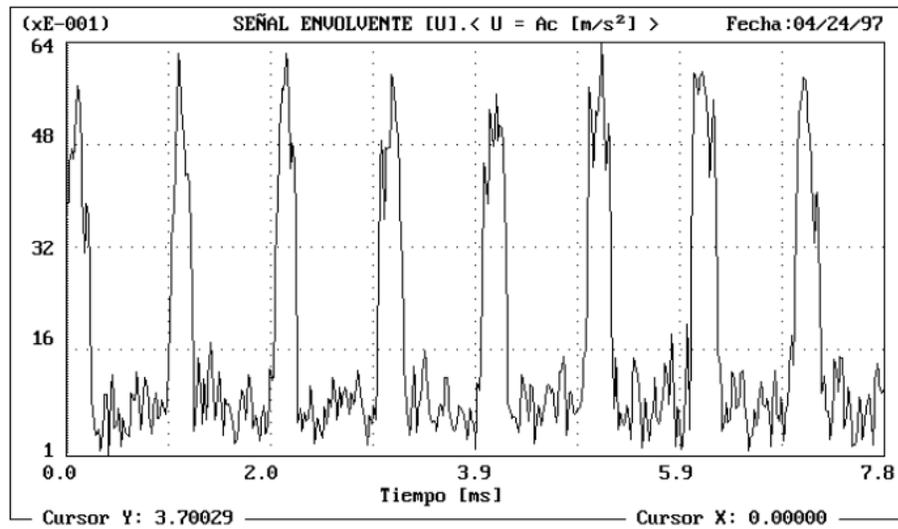


Figura 8.5: Detección de envolvente aplicada al registro de la Figura 8.3. [9]

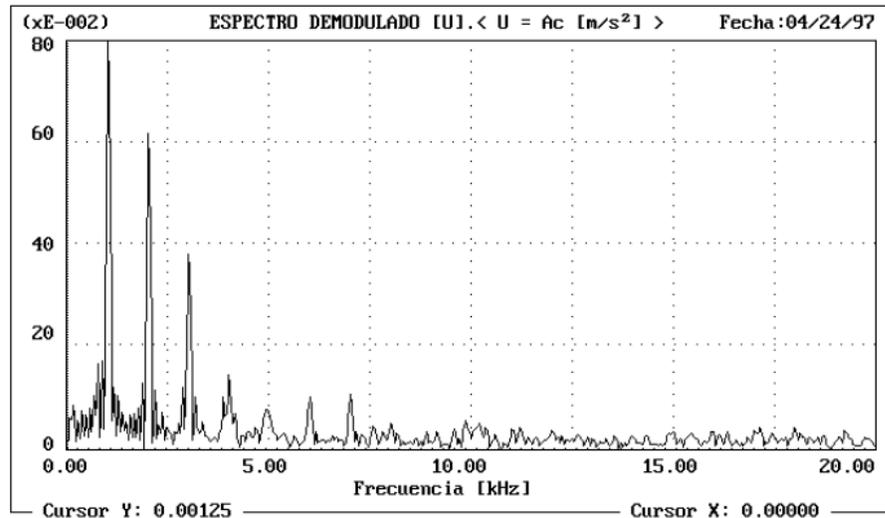


Figura 8.6. Espectro demodulado calculado sobre el registro de la Figura 8.3. [9]

8.5 Causas de fallos en rodamientos

8.5.1 Acción del ácido

La presencia de ambientes con altos niveles de humedad donde predominen las sales o donde estén presentes los ácidos o vapores de estos, favorecen el deterioro de las superficies en contacto.

8.5.2 Flutting

Se denomina así a la desfiguración que sufren las componentes de un rodamiento cuando entre ellas se cierra arcos eléctricos debido a la circulación de corrientes a través de la máquina y finalmente se descargan a tierra. De igual forma, este fenómeno puede presentarse como resultado de las corrientes de eddy que se generan en algunos reguladores de velocidad de motores eléctricos de corriente directa.

8.5.3 Lubricación deficiente

La ausencia de suficiente lubricante o el empleo de un lubricante inapropiado conducen a cambios en la dinámica del rodamiento, reflejándose estos en los espectros de las vibraciones. Así por ejemplo, se podrán detectar resonancias de algunas de las componentes del rodamiento.

8.5.4 Holguras excesivas

Las holguras excesivas pueden tener su origen en el propio diseño del rodamiento, en el montaje incorrecto de éste ya sea en el eje o en sus alojamientos así como, en la presencia de ciertos agentes abrasivos en el lubricante. Estas holguras se manifiestan en los espectros con bajas amplitudes y ruidos de banda ancha.

En general, la práctica ha demostrado que los problemas en rodamientos pueden ser identificados con precisión, pudiéndose predecir el fallo catastrófico con suficiente antelación (hasta seis meses), todo lo cual contribuye a efectuar una planificación exitosa de las reparaciones.

CAPITULO IX: EXPERIENCIA PRÁCTICA

9.1 Introducción

En este capítulo se presentará las aplicaciones de los capítulos anteriores a un ventilador centrífugo, concluyendo con el balanceo dinámico de éste.

9.2 Especificaciones Técnicas

- Instrumento portátil para medir vibraciones mecánicas (Anexo VI)

Marca	FAG
Modelo	Detector III
Procedencia	Alemania
Año de Fabricación	2007

Elementos utilizados

- Notebook Lenovo
- Tacómetro óptico
- Acelerómetro
- Programa de procesamiento de señales (Software TrendLine)
- Banda reflectante
- Reloj comparador, res: 0,01 mm.
- Balanza Digital
- Gramil con base magnética Vertex
- Téster medidor de consumo eléctrico

9.3 Características de Banco de ensayo:

Las características de los componentes del banco de ensayo son presentadas en Anexo IV.

El objetivo de esta experiencia, es balancear un equipo industrial (Ventilador centrífugo) con el equipo de Análisis de Vibraciones Detector III, para realizar dicho balanceo se deben eliminar la mayoría de los problemas que pudiesen existir.

9.4 Metodología de trabajo

9.4.1 Motor eléctrico:

Se realiza un análisis de vibraciones al motor eléctrico, para chequear su estado, y conocer el espectro de referencia que entrega, para evitar confusión al momento de realizar el análisis de vibraciones al conjunto completo. Ver Figura 9.1.



Figura 9.1: Medición de vibración motor eléctrico en vacío.

Aquí se presentan los espectros de velocidad selectiva del motor eléctrico en vacío, estos peaks corresponden al funcionamiento del motor y sus frecuencias características ya que es un motor nuevo.

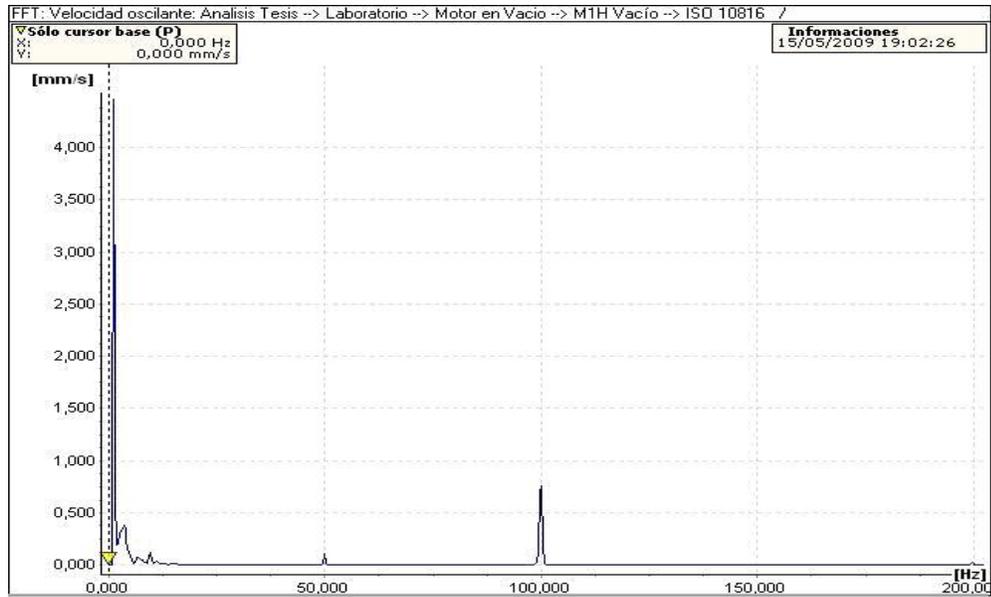


Figura 9.2: Espectro horizontal en velocidad selectiva de motor eléctrico.

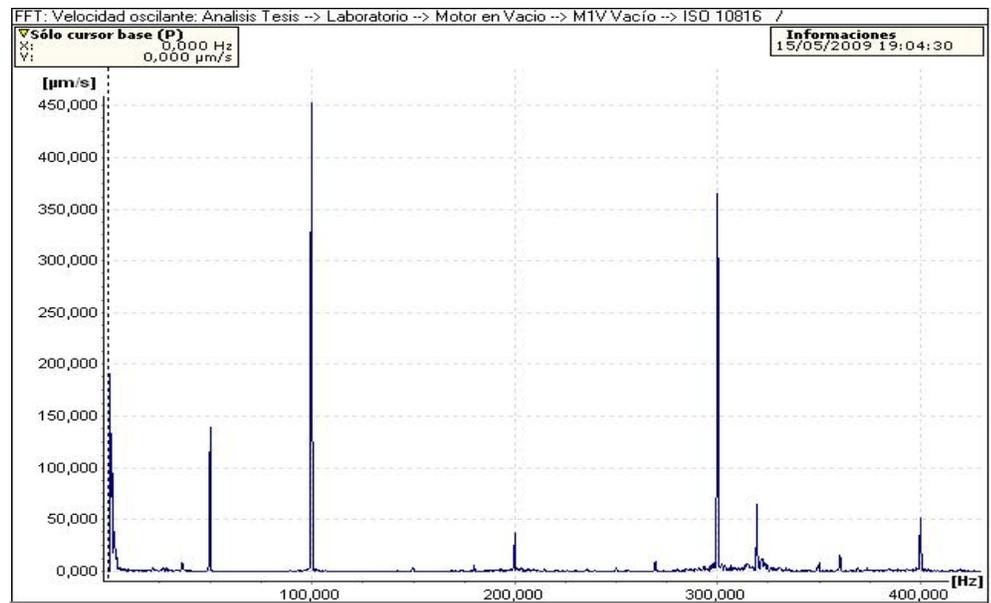


Figura 9.3: Espectro vertical en velocidad selectiva de motor eléctrico.



Figura 9.4: Espectro axial en velocidad selectiva de motor eléctrico.

9.4.2 Búsqueda de pedestal cojo

Se realiza la búsqueda del problema de pedestal cojo, utilizando la técnica de relojeo los puntos de fijación con la base. Éste método consiste en fijar la estructura del ventilador a la base firmemente, luego de esto, soltar los pernos uno a uno y medir con reloj comparador, su desplazamiento. Si su desplazamiento supera los 0,05 mm, quiere decir que esta pata está coja o la diagonal a ésta, sino sucede esto, quiere decir que se encuentra firmemente fijado a su base. Figura 9.5.



Figura 9.5: Chequeo de pedestal cojo.

Resultado

Se encuentra mala fijación de pernos a la base, ya que por el diseño de fijación de éste, las patas de fijación se encuentran 3 mm mas alta, por lo cual se procede a ajustar a la medida requerida para lograr una buena fijación a dicha base.

9.4.3 Montaje de Acoplamiento Omega 3

Se une la parte fija del ventilador que corresponde desde el primer descanso al ventilador con su parte motriz mediante un acoplamiento Omega 3.

9.4.4 Fleximetría de eje

Se realiza fleximetría del eje con reloj comparador en varios puntos longitudinalmente al eje en sí, haciendo girar este mismo. Ver Figura 9.6.

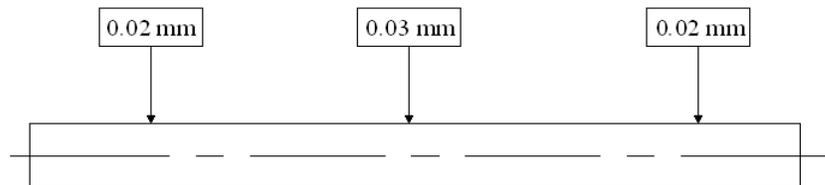


Figura 9.6: Valores de deflexión de eje.

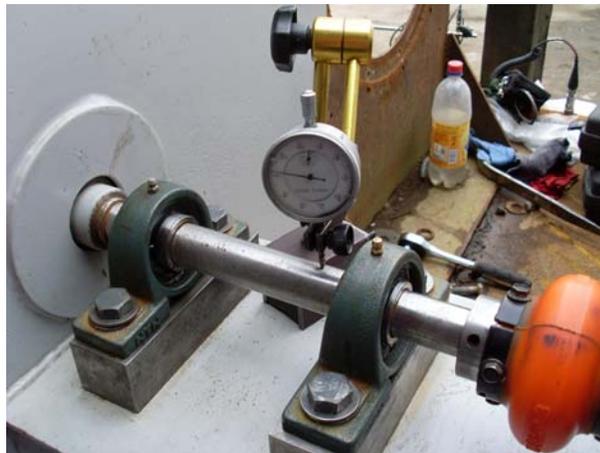


Figura 9.7: Medición de deflexión del eje.

9.4.5 Chequeo de cojinetes

Se chequean los cojinetes, si se pudiesen encontrar rastros de humedad o corrosión, además de su lubricación.

9.4.6 Alineamiento de ejes

Se realiza alineamiento mediante láser, entre unidad motriz y ventilador, según tabla de desalineamientos permisibles. (Anexo V)



Figura 9.8: Realización de alineamiento Láser.

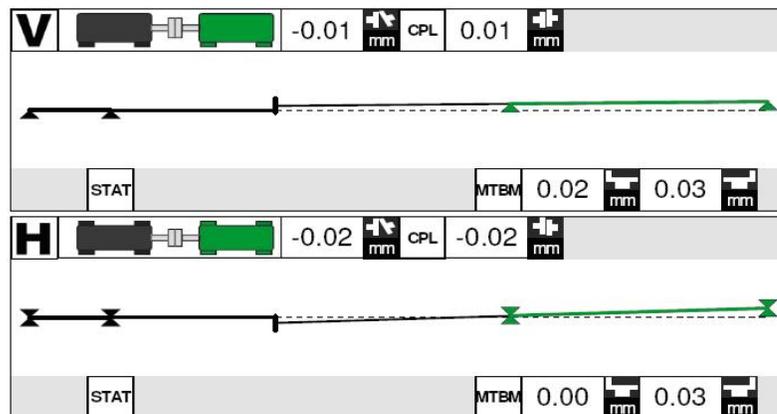


Figura 9.9: Desalineamiento Residual.

9.4.7 Chequeo de Análisis de vibraciones

Se realiza análisis de vibraciones para encontrar o reconocer los problemas, por medio de analizador de vibraciones Detector III y procesados en computador en software Trendline 3.4.

Claramente el espectro entregado en la mayoría de los puntos medidos es de 1xRPM, lo que indica que existe el problema de desbalance. Al momento de medir la mayoría de los puntos sus valores fueron alrededor de los 20 mm/s, lo cual es alto para el funcionamiento de este equipo, según norma ISO 10816-1 (Anexo I). Además se realiza medición del consumo eléctrico del motor que arroja:

Consumo de Corriente con rotor desbalanceado:

- Fase 1: 4,5 A
- Fase 2: 4,5 A
- Fase 3: 4,3 A

Se presenta un espectro de un punto de estas mediciones.

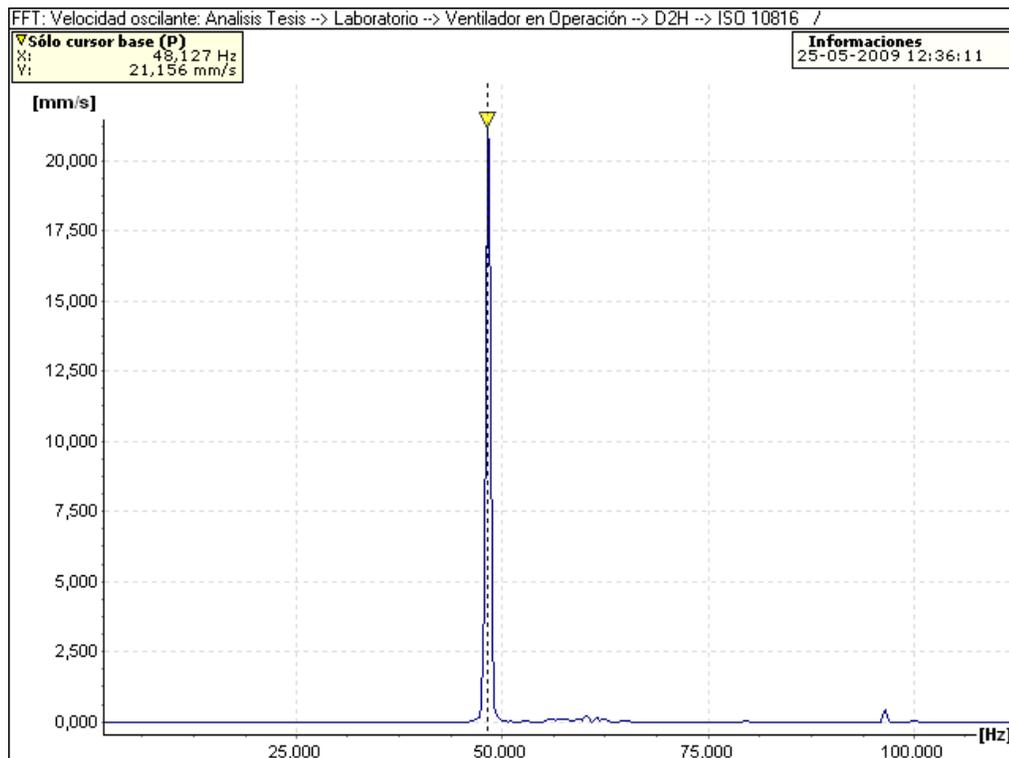


Figura 9.10: Espectro con desbalance, medido en el descanso cercano al rotor en posición horizontal.

9.4.8 Ingreso de datos a software Trendline, para balanceo dinámico

En este paso se procede a eliminar el problema encontrado, que es el desbalance del rotor del ventilador. Para esto se ingresa los datos solicitados por el equipo analizador a software Trendline 3.4. en equilibrado. Ver figura 9.11

Según ISO 1940 (Anexo III) Tabla N°1, “Calidad del grado de balanceo para varios grupos de rotores rígidos”. El grado de calidad debe ser G6.3 por ser un ventilador, donde su desplazamiento máximo es de 23 μm .

Nombre

Info | Configuración general | Configuración del sensor | Datos medidos

RFID

Estado de RFID: Ningún RFID | Número de RFID:

Configuración de equilibrado

Unidad de vibración: []

Configuración de pico: [μm]

Equilibrado OK en: [Kgr]

Configuración de revoluciones

Número nominal de revoluciones: []

Desviación máxima permitida: []

Núm. de promedios de una medición: []

Configuración de los planos de equilibrado

Número de niveles de equilibrado:

Nombre de nivel	Radio [mm]	Posiciones discretas	Ángulo marcación trigger -> pos. 1	Continuo:
Equilibrado plano 1: PL190	0	0	0	<input checked="" type="checkbox"/>
Equilibrado plano 2:				

Bandas de frecuencia de resonancia

Banda de frecuencia	Frec. inicio [RPM]	Frec. final [RPM]

Figura 9.11: Datos solicitados para el balanceo del rotor.

Nombre

Info | Configuración general | Configuración del sensor | Datos medidos

Configuración de la posición del sensor

Posición del sensor	Conector BNC	Ángulo	Sensor
SE191	BNC1 (rojo)	90	Active 100 mV/g (CTC AC102)

Añadir posición del sensor | Borrar posición del sensor

Configuración trigger

Seleccionar sensor trigger: Flanco: Positivo Negativo

Nombre de la posición trigger:

Ángulo del sensor trigger:

Ángulos configurados

Figura 9.12. Datos solicitados para la medición.

9.4.8.1 Medición de referencia

Se realiza medición de referencia la cual entrega el desbalance existente en el equipo.



Figura 9.13: Medición de desbalance de ventilador centrífugo.

Datos de tareas de equilibrado y pesos medidos

Tipo de paso	Amplitud - apl. peso - nivel 1 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 1	Amplitud - apl. peso - nivel 2 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 2	¿Pesos eliminados?	Comer
- Tarea de equilibrado : 1						
Marcha de referencia					Ninguno	
Marcha de prueba 1	20,00	0			Nivel 1	
Marcha de verificación	18,37	282			Ninguno	

Datos del sensor del paso seleccionado Gráficos del sensor Gráficos de peso

Mostrar coeficientes

Tipo de paso	Posición del sensor	Fecha/Hora	Velocidad [RPM]	Amplitud [μm]	Fase
Marcha de referencia	SE191	25/05/2009 13:19:30	2888,69	171,75	344

Figura 9.14. Datos medidos como Referencia

9.4.8.2 Medición de prueba

Se incorpora un peso prueba, que en este caso es de 20 gramos, en una posición conocida de 0° con respecto a la ubicación del sensor medidor de velocidad de rotación del ventilador.



Figura 9.15. Peso de prueba.



Figura 9.16: Localización del peso prueba.

Valores arrojados en medición de prueba. Ver figura 9.17

Datos de tareas de equilibrado y pesos medidos:

Tipo de paso	Amplitud - apl. peso - nivel 1 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 1	Amplitud - apl. peso - nivel 2 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 2	¿Pesos eliminados?	Comen
- Tarea de equilibrado : 1						
Marcha de referencia						Ninguno
Marcha de prueba 1	20,00	0				Nivel 1
Marcha de verificación	18,37	282				Ninguno

Datos del sensor del paso seleccionado Gráficos del sensor Gráficos de peso

Mostrar coeficientes

Tipo de paso	Posición del sensor	Fecha/Hora	Velocidad [RPM]	Amplitud [μm]	Fase
Marcha de prueba 1	SE191	25/05/2009 13:27:41	2805,11	226,01	290

Figura 9.17: Desplazamiento provocado el peso prueba.

En este paso, finalizada la medición nos arroja el desbalanceo existente, dando a escoger si se retira el peso de prueba o no.

En la mayoría de los casos es recomendable retirar el peso prueba, ya que por presencia tener agregados muchos pesos de balanceo da una mala visión del equipo.

El analizador Detector III, indica que se debe agregar 19 gramos aproximadamente, a los 282° contrario al sentido de giro del ventilador.

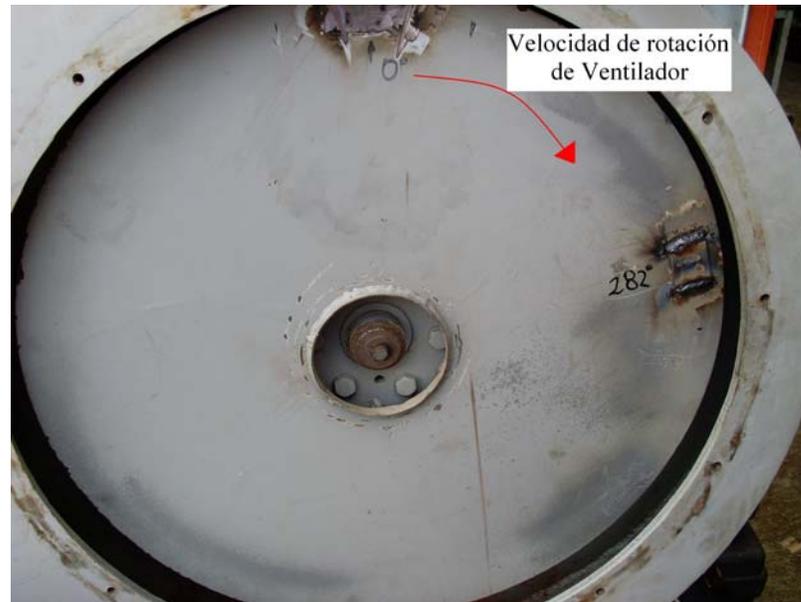


Figura 9.18: Localización de peso de balanceo.

9.4.8.3 Medición de verificación

Se realiza medición de control o verificación, con peso y ángulo indicado por analizador, lo cual arroja un desplazamiento de 14,90 μm . Ver Figura 9.19.

Datos de tareas de equilibrado y pesos medidos

Tipo de paso	Amplitud - apl. peso - nivel 1 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 1	Amplitud - apl. peso - nivel 2 [gr]	Ángulo - apl. peso nivel 2	¿Pesos eliminados?	Comer
Tarea de equilibrado : 1						
Marcha de referencia						Ninguno
Marcha de prueba 1	20,00	0				Nivel 1
Marcha de verificación	18,37	282				Ninguno

Datos del sensor del paso seleccionado | Gráficos del sensor | Gráficos de peso

Mostrar coeficientes

Tipo de paso	Posición del sensor	Fecha/Hora	Velocidad [RPM]	Amplitud [μm]	Fase
Marcha de verificación	SE 191	25/05/2009 13:44:11	2887,62	14,90	161

Figura 9.19: Valores entregados en medición de control.

9.4.8.4 Verificación según Norma de balanceo

El valor que se entrega se compara con los valores requeridos por las norma ISO 1940-1, (Anexo III) con lo cual, el ventilador centrífugo se establece dentro de los rangos de tolerancias.

9.4.9 Chequeo de vibraciones de ventilador centrífugo

Se realiza análisis de vibraciones, para establecer la reducción de valores de velocidad de vibración. Además se chequea el consumo eléctrico del motor.

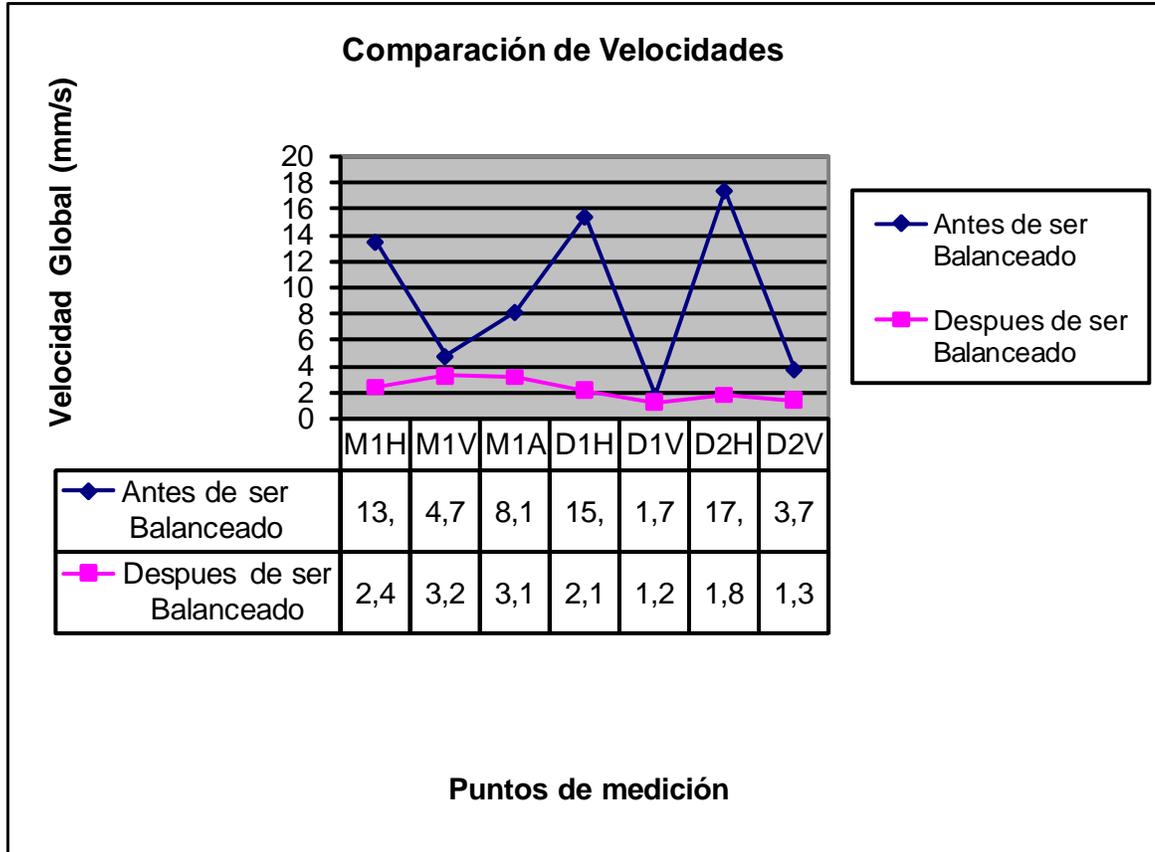
Consumo de corriente con rotor Balanceado:

- Fase 1: 4,3 A
- Fase 2: 4,0 A
- Fase 3: 4,2 A

Encontrándose en perfectas condiciones y dentro de los rangos de vibración que debiese estar un equipo de potencia de 2,2 Kw, según ISO 10816-1 (Anexo I).

9.5 Comparación de valores de vibración antes y después de ser balanceado.

Gráfico 1. Comparación de velocidades del antes y después de ser balanceado.



- Ventilador centrífugo reduce en un 75% las vibraciones encontradas en un comienzo, antes de realizar balanceo dinámico.

CONCLUSIONES

Al finalizar este trabajo se ha adquirido una apreciable información en el ámbito de vibraciones mecánicas, aplicada a una situación real que ocurre en la industria, conociendo las distintas fallas que se pudiesen encontrar en un equipo rotatorio, como también los espectros que éstas generan en un gráfico amplitud versus frecuencias y así identificar la falla para después corregirla.

Se dieron a conocer los distintos tipos de desbalances que existen, como poder ser corregidos, según normas de balanceo, además de las normas de vibración.

Se cumple el objetivo planteado en cuanto al protocolo que se debiese llevar antes de realizar un balanceo dinámico, que consiste en eliminar todas las fallas existentes en el equipo a balancear; realizando un chequeo del motor eléctrico, soldaduras de pedestal fleximetría del eje, alineamiento entre ejes, rodamientos. Dando a conocer como chequear los distintos problemas antes nombrado, de una forma rápida y sencilla.

Cabe destacar que, en análisis de vibraciones, es importante saber donde ubicar los sensores de medición, ya que una incorrecta ubicación de éstos, puede arrojar valores y espectros erróneos al problema que presenta, por ende se debe montar en los apoyos o en lugares cercana a rodamientos nunca en protecciones o piezas con apreciable debilidad.

La resonancia en los equipos se debe evitar, ya que puede causar daños estructurales a las partes y piezas componentes de la máquina, (es recomendable pasar rápidamente por las velocidades críticas).

Se puede concluir para este caso el desbalance provocado por una masa de 19 gr en un radio de 280 mm, puede generar vibraciones de un 75% mayores a las de un equipo balanceado, con las mismas características y fijación.

Al existir un desbalance en el rotor, además de aumentar las vibraciones, el consumo eléctrico hace lo mismo. Luego de ser balanceado el consumo disminuyó en un 7% del consumo eléctrico con desbalance.

Con esto se puede concluir que con un buen balanceo se evita la fatiga de material, tanto en la estructura, como en elementos asociados el equipo, incrementa la

vida útil del sistema o equipo, se ahorra energía y además se previene las cargas excesivas en rodamientos debido a sobrecargas.

Un perfecto balanceo dinámico es imposible lograr, debido a los múltiples factores que influyen en el funcionamiento de una máquina, es por ello que se aplican los estándares de vibración, para establecer rangos determinados de vibración que no afecten la salud de la máquina ni de los operarios.

Al finalizar este trabajo, he adquirido una gran cantidad de conocimientos necesarios para desempeño laboral al cual estamos enfocados, como profesionales para dar soluciones eficientes y eficaces, además me ha servido para poder mezclar la teórica aprendida en la universidad, con la práctica. Este tema me ha abierto la mente y las ganas de seguir en la senda del conocimiento de nuestra área, la mecánica,

Este material es de gran ayuda para la gente técnica, que desee encontrar el porque suceden las fallas de los equipos.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] A-Maq S.A., “Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico”, Enero 2005.
- [2] Cárdenas Parra, Roberto, “Ingeniería de Mantenimiento, Conceptos Generales”, Art. Instituto de Diseño y Métodos Industriales, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Universidad Austral de Chile, 2005.
- [3] Diaz, Sergio, “Medición y Análisis de Vibraciones”, Art. Laboratorio de Dinámica de Máquinas, Universidad Simón Bolívar, 2003.
- [4] FAG Industrial Services GmbH, Detector III Trendline 3, 2007
- [5] FAG Industrial Services, Teórica Básica de Balanceo con Detector III, Pater 1, 2007.
- [6] FAG Industrial Services, Teórica Básica de Balanceo con Detector III, Pater 2, 2007.
- [7] FAG Industrial Services, “Capacitación del Equipo Detector III”, 2007.
- [8] Kulichevsky, R; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, A. “Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias”
- [9] Marín, Evelio Palomino, “La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de maquinarias rotatorias”, 1997
- [10] Metas & Metrólogos Asociados, “Desbalanceo Mecánico”, 2009.
- [11] Moreno Barra, Luís, “Balanceo dinámico de sistemas rotatorios”, Tesis para optar al Título Ing. Naval. Universidad Austral de Chile. Facultad de Ciencias de la Ingeniería, 2006.
- [12] Porra Zúñiga, Humberto Alex, “Modelado dinámico bajo la condición de desbalanceo”, Tesis para optar al Título de Ing. Mecánico. Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, 2004.

- [13] Saavedra G., Pedro, “Diagnóstico del desalineamiento de ejes en máquinas acopladas a través de análisis de vibraciones”. Art. Inst. Laboratorio de Vibraciones mecánicas, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción Chile.
- [14] Saavedra, Pedro, “Evaluación de la severidad vibratoria”, Art. Laboratorio de Vibraciones Mecánicas, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción Chile, 2002.

ANEXO I

ISO 10816

“Vibración Mecánica – Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias”.

Es una serie de normas que describen los procedimientos para la evaluación de la vibración en máquinas en base a medidas realizadas en partes no rotativas de las mismas.

Este estándar consta de seis partes bajo el título general, mencionado anteriormente:

Parte 1: Guía general.

Parte 2: Turbinas de vapor y generadores sobre 50 MW.

Parte 3: Máquinas industriales con potencia sobre 15 kW y velocidad nominal de 120 r/min y 15000 r/min medidas in situ.

Parte 4: Turbinas a gas.

Parte 5: Máquinas hidráulicas y bombas.

Parte 6: Máquinas recíprocas con potencia sobre 100 MW.

Cada una de las partes de esta norma proporciona un estándar individual para una serie de máquinas y define información específica y criterios aplicables únicamente a esas máquinas.

El criterio general relaciona el monitorizado en condiciones de operación y el ensayo de aceptación de la máquina; y se expresa tanto en términos de magnitud de vibración como de variación en dicha magnitud. Es decir, no hace referencia sólo a valores absolutos, sino también a valores relativos, a variaciones y tendencias.

No sólo habla de velocidad, sino también de aceleración y desplazamiento.

Este estándar evalúa la severidad vibratoria de máquinas rotatorias a través de mediciones efectuadas en terreno en partes no giratorias de ellas. Envuelve y amplía los estándares citados anteriormente.

ISO 10816-1

“Guía general”

Provee una descripción general de dos criterios usados para la evaluación de la severidad vibratoria en los distintos tipos de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración global en un ancho de banda y el segundo criterio considera los cambios en la magnitud de la vibración, independiente de si aumentan o decrecen.

Criterio I: Magnitud de la vibración

Este criterio define límites para la magnitud de la vibración consistente con aceptables cargas dinámicas en los descansos y aceptables vibraciones transmitidas al ambiente a través de sus soportes. La máxima magnitud de la vibración medida en cada descanso es usada para evaluar la severidad de la vibración de acuerdo al tipo de máquina y al tipo de soporte.

Las siguientes zonas de evaluación son definidas para permitir una evaluación cualitativa de una máquina dada y proveer guías sobre posibles acciones a tomar.

ZONA A: La vibración de máquinas nuevas o recientemente reacondicionadas puestas en servicio, normalmente debería estar en esta zona.

ZONA B: Máquinas con vibración en esta zona son normalmente consideradas aceptables para operar sin restricción en un período largo de tiempo.

ZONA C: Máquinas con vibración en esta zona son normalmente consideradas insatisfactorias para una operación continua para un tiempo prolongado.

Generalmente, estas máquinas pueden operar por un periodo limitado en esta condición hasta que se presente una oportunidad conveniente para reparar la máquina.

ZONA D: Los valores de la vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

Mayores valores que los indicados en este estándar requieren que el fabricante de la máquina explique las razones de esto y en particular confirme que la máquina no sufrirá daño operando con valores vibratorios mayores.

Los valores para los límites de las zonas se dan en las tablas N° 1, N° 2, N° 3 y N° 4. Al usar estas tablas se debe tomar el valor más alto de la vibración medido en las

direcciones radiales de cualquier descanso y la vibración axial en el descanso de empuje. Se puede utilizar el valor del desplazamiento o de la velocidad de la vibración.

Se utilizará el que sea más restrictivo según las tablas anteriormente mencionadas.

Criterio II: Cambios en la magnitud de la vibración

Este criterio evalúa los cambios de la magnitud de la vibración con relación a un valor de referencia previamente establecido. Si ocurre un cambio significativo en la magnitud de la vibración en un ancho de banda (10 Hz a 1000 Hz) puede necesitar una acción correctiva aunque no haya alcanzado la zona C del criterio I. Estos cambios pueden ser instantáneos o progresivos con el tiempo y pueden indicar un daño incipiente o alguna otra irregularidad. El criterio II se aplica en base al cambio de la magnitud de la vibración que ocurre bajo la condición de funcionamiento en estado estacionario de la máquina.

Cuando el criterio II es aplicado, la medición de la vibración que se compara se debe tomar con el mismo sensor, en la posición y orientación anterior y bajo aproximadamente las mismas condiciones de operación de la máquina. Cambios manifiestos en la magnitud de la vibración normal, sin importar su valor total, debe ser investigada para evitar una situación peligrosa. Cuando los cambios en la magnitud de la vibración exceden el 25 % del valor superior de la zona B para las tablas N° 1, N° 2, N° 3 y N° 4, ellos deben ser considerados significativos, particularmente si son repentinos. De ser así, se debe diagnosticar la razón de los cambios y determinar que acciones a tomar son adecuadas.

Estos valores se aplican al valor global RMS de la velocidad y desplazamiento vibratorio en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz para máquinas con velocidad de rotación sobre 600 cpm, o en el rango de 2 a 1000 Hz para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 cpm. Si se espera que el espectro contenga componentes a baja frecuencia, la evaluación debería basarse tanto en la medición de la velocidad como del desplazamiento RMS, sino, como sucede en la mayoría de los casos es suficiente con medir únicamente la velocidad vibratoria.

Tabla N° 1: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo1.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 29	bajo 2,3	A	A
29 - 45	2,3 - 3,5	B	
45 - 57	3,5 - 4,5		
57 - 90	4,5 - 7,1	C	
90 - 140	7,1 - 11,0	D	C
sobre 140	sobre 11,0		D

Tabla N° 2: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo2.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 22	bajo 1,4	A	A
22 - 37	1,4 - 2,3	B	
37 - 45	2,3 - 2,8		
45 - 71	2,8 - 4,5	C	
71 - 113	4,5 - 7,1	D	C
sobre 113	sobre 7,1		D

Tabla N° 3: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo3.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 18	bajo 2,3	A	A
18 - 28	2,3 - 3,5	B	
28 - 36	3,5 - 4,5		B
36 - 56	4,5 - 7,1	C	
56 - 90	7,1 - 11,0	D	C
sobre 90	sobre 11,0		D

Tabla N° 4: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 4.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 11	bajo 1,4	A	A
11 - 18	1,4 - 2,3	B	
18 - 22	2,3 - 2,8		B
22 - 36	2,8 - 4,5	C	
36 - 56	4,5 - 7,1	D	C
sobre 56	sobre 7,1		D

ANEXO II

ISO 1940/1

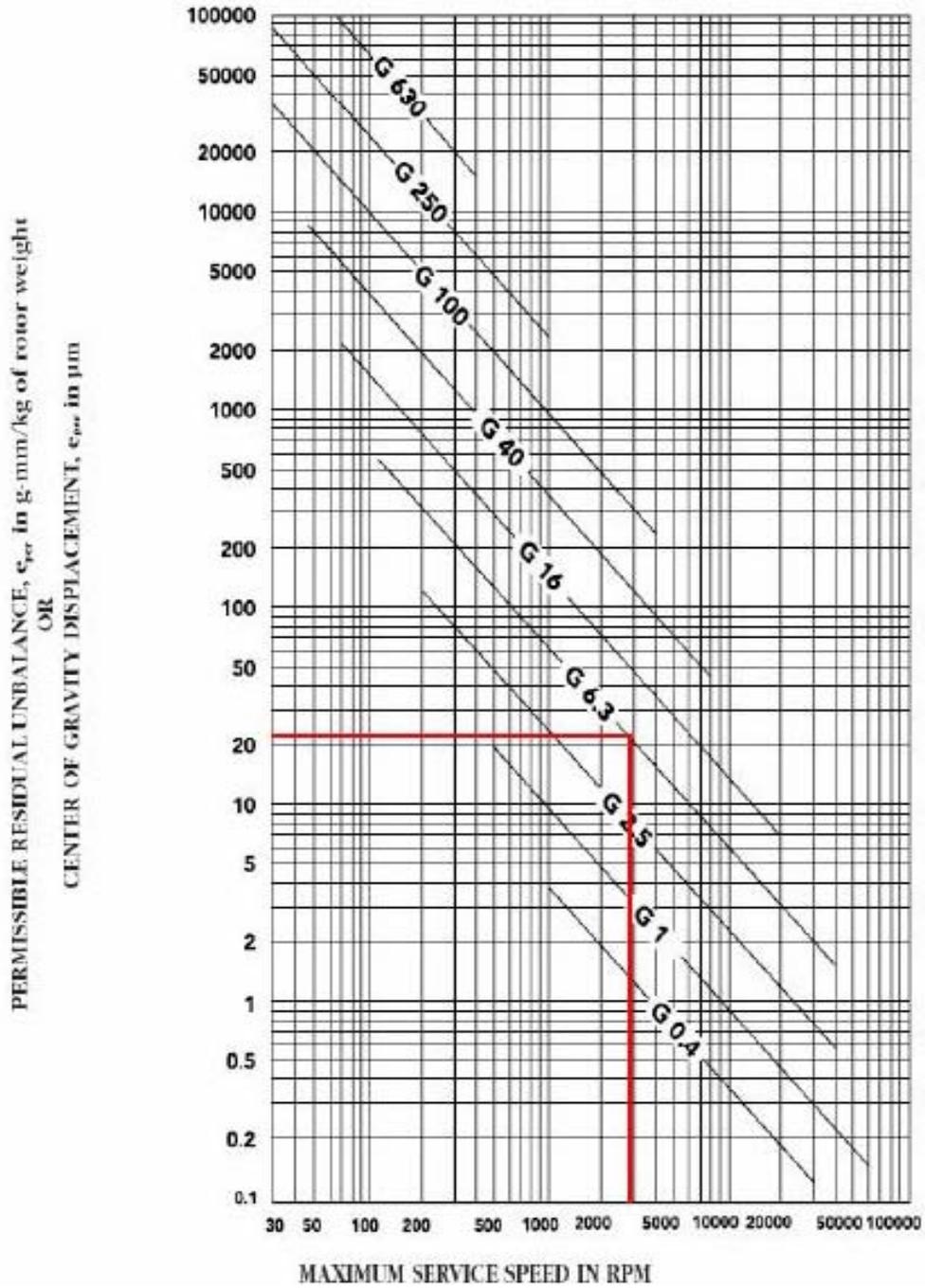
“Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas”

Tabla 1.- Calidad del grado de balanceo para varios grupos de rotores rígidos, según ISO 1940/1

CALIDAD DEL BALANCEO	$(e_{per} \times \omega)$ en [mm/s]	TIPO DE ROTOR
G4000	4000	Cigüeñales de motores (diesel) marítimos de bajas revoluciones, montados sobre soportes rígidos y con un número de cilindros impar.
G1600	1600	Cigüeñales de motores de dos tiempos montados sobre soportes rígidos.
G630	630	Cigüeñales de motores de cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos. Cigüeñales de motores (diesel) marítimos montados sobre soportes elásticos.
G250	250	Cigüeñales de motores (diesel) de cuatro cilindros y de alta velocidad, montados sobre soportes rígidos.
G100	100	Cigüeñales de motores (diesel) de seis o más cilindros y de alta velocidad. Cigüeñales de motores de combustión interna (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles.
G40	40	Ruedas y llantas de carros. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos de alta velocidad (gasolina, diesel) sobre soportes elásticos y con seis o más cilindros.
G16	16	Ejes de propelas, ejes de transmisiones cardánicas. Elementos de máquinas agrícolas. Componentes individuales de motores (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles. Cigüeñales de motores de seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	6.3	Elementos de máquinas procesadoras en general. Engranajes para turbinas de usos marítimo. Rodillos para máquinas papeleras. Ventiladores. Rotores de turbinas para la aviación. Impelentes para bombas. Máquinas herramienta. Rotores de motores eléctricos.
G2.5	2.5	Turbinas de gas y de vapor. Rotores rígidos para turbo generadores. Discos para computadoras. Turbo compresores. Bombas operadas por turbinas.
G1	1	Grabadoras de cinta magnética y tocadiscos convencionales. Máquinas trituradoras.
G0.4	0.4	Discos compactos, brocas, barrenas. Giróscopos.

ANEXO III

Límites para grados de calidad del desbalanceo residual de acuerdo a ISO1940 y ANSI S2.19



ANEXO IV

Se presenta Figura representativa, con los componentes enumerados que se detallan:

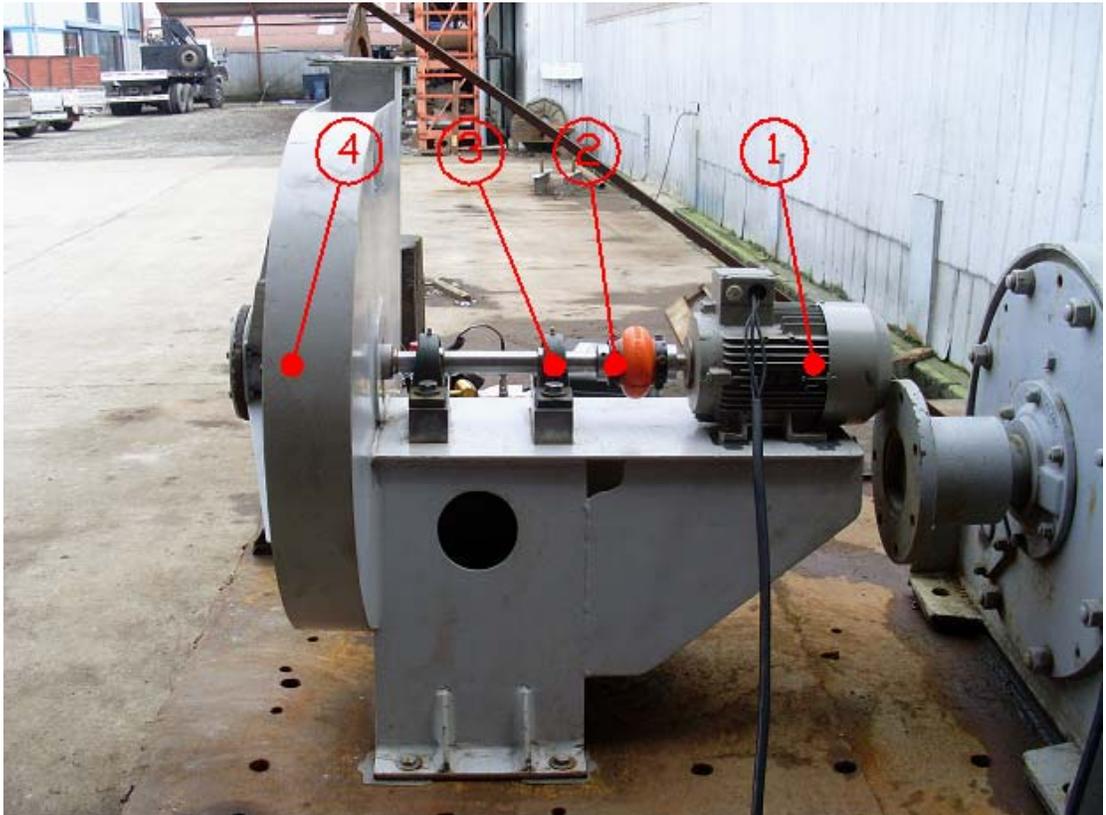


Figura 1: Numeración representativa de los elementos de ventilador centrifugo.

Características de Banco de Pruebas:

1. Motor eléctrico

Marca:	SIEMENS
Código:	S0100300
Descripción:	M. SIEM FRAME 90L 3 HP 2 POLOS (3000 RPM) . 50 HZ.
Modelo:	1LA7096-2AA10
Potencia:	2.2 KW / 3.0 HP
Frame:	90L
RPM:	2880 RPM
FS:	1.1
Tension (Volts):	230 / 400 V
Eficiencia:	82
Corriente Nominal:	4,55 A
Diametro de Eje:	24
Peso Total:	15.7
Grado de Proteccion:	IP 55
Factor de Potencia:	0.85



2. Acoplamiento Omega 3.

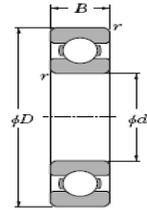
Características:

- Montaje, desmontaje rápido y fácil. El elemento consiste de dos mitades divididas longitudinalmente.
- Protege el equipo.
- Menos inventario. La maza puede montarse en el elemento flexible corriente o en el espaciador. Los diseños de la competencia requieren más partes.
- Mayor duración del sistema. Menor peso e inercia. Menor transmisión de vibraciones y mayor duración de los rodamientos de las bombas y motores.

3.2 Rodamiento montado en cojinete

● Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB, LLF)



Tipo con sello de bajo torque (LLH)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 20 ~ 35mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor dinámico f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	r_1 mm ¹⁾	r_{NS} mm	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto LLB	Z	LLB					
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—

4. Ventilador Centrífugo.

Volumen:	573 m ³ /h
Diámetro ext. Ventilador:	575 mm
Nº de álabes:	6
Temperatura de Trabajo:	20 °C
Revolución de trabajo:	2880 r/min
Peso rotor aprox.	30 Kg.

ANEXO V

Desalineación máxima permitida.

La desalineación de la máquina siempre debe estar dentro de las tolerancias especificadas por el fabricante. En caso de que no se disponga de dichas tolerancias, se puede utilizar la tabla 1 como guía orientativa aproximada.

Tabla 1. Máxima desalineación permitida				
				
rpm	mm/100 mm		mm	
0 - 1000	0,10		0,13	
1000 - 2000	0,08		0,10	
2000 - 3000	0,07		0,07	
3000 - 4000	0,06		0,05	
4000 - 6000	0,05		0,03	

ANEXO VI

PROPIEDADES DE DETECTOR

BASICO

Detector ha sido diseñado para ser

- Fácil de operar
- Bajo costo
- Portable

Equipo para monitorear en ruta y diagnosticar su maquinaria.

EXTENDIDO

- Origen- detecta el origen del problema mediante análisis de ondas de tiempo y espectros
- Balanceo- opcional, medición de balanceo y fase en dos planos
- Mediciones de temperatura- Integra mas parámetros de análisis
- Planificación de rutas- aplicación en grandes plantas

VENTAJAS

- Sistema colector de datos de fácil uso
- Visualización de tendencia
- Mediciones extendidas y opcionales de análisis
- Análisis de rodamientos, apoyada por una base de datos de rodamientos
- Opción de balanceo
- Razonable en precio
- Diseño robusto
- Liviano en peso

LIMITACIONES

- Tendencia: condiciones operaciones constantes (velocidad y carga) durante las mediciones de vibración
- No es posible realizar mediciones transcientes durante partidas y detenciones en máquinas.