



**FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA
ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS EN
UN EQUIPO ROTATORIO.”**

**PARA OPTAR AL GRADO DE:
INGENIERO/A MECÁNICO**

PRESENTADO POR:

Br. Héctor Adiel Pineda Miranda.

Br. Daniel Alberto Navarro Acosta.

SANTA TECLA, AGOSTO DE 2025



AUTORIDADES UNIVERSITARIAS

ING. ROSENDO MAURICIO SERMEÑO PALACIOS
RECTOR

DR. FRANCISCO ALFREDO CARRILLO LAREYNAGA
VICE-RECTOR

ING. ROOSELVET ADOLFO OSORIO
SECRETARIO GENERAL

LIC. CARLOS ALBERTO COCA MUÑOZ
FISCAL

ING. MAURICIO ANTONIO AGUIRRE ORELLANA
DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA

ING. OBDULIO ADALBERTO CALVO
DIRECTOR DE ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTA TECLA, AGOSTO DE 2025



ASESOR

Ing. José Benjamín Castro Chávez

JURADO EVALUADOR

Ing. José Raúl Anzora González

Ing. William Omar Ramírez Castro

Ing. Obdulio Adalberto Calvo

SANTA TECLA, AGOSTO DE 2025

UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA

ACTA DE CALIFICACIÓN DE
DEFENSA DE TRABAJO DE GRADUACIÓN

No. TRES MIL QUINIENTOS SEIS

A los ocho horas y treinta minutos del sábado veintitrés de agosto de dos mil veinticinco. Reunidos los Miembros del Tribunal Examinador del Trabajo de Graduación presentado por HECTOR ADIEL PINEDA MIRANDA en el salón de sesiones de la UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA. Se procedió:

PRIMERO: Que habiendo analizado el Trabajo de Graduación titulado:

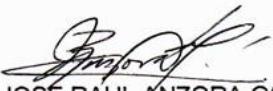
"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS, EN UN EQUIPO ROTATORIO."

Se dio por aprobada, la parte escrita.

SEGUNDO: Que, con base a dicha aprobación de la parte escrita, se procedió a instalar la respectiva defensa oral del trabajo.

De conformidad a los resultados en dicha defensa, este Tribunal Examinador acuerda dar por APROBADA, con una calificación de (7.5), el Trabajo de Graduación presentado por el alumno arriba detallado obteniendo a partir de esta fecha su calidad de: INGENIERO MECANICO

No habiendo más que hacer constar, damos por terminada el acta que firmamos.


ING. JOSÉ RAÚL ANZORA GONZALEZ

ING. WILLIAM OMAR RAMIREZ CASTRO


ING. OBDULIO ADALBERTO CALVO


ING. ROOSELVEY ADOLFO OSORIO
SECRETARIO GENERAL



UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA

ACTA DE CALIFICACIÓN DE
DEFENSA DE TRABAJO DE GRADUACIÓN

No. TRES MIL QUINIENTOS SIETE

A los ocho horas y treinta minutos del sábado veintitrés de agosto de dos mil veinticinco. Reunidos los Miembros del Tribunal Examinador del Trabajo de Graduación presentado por DANIEL ALBERTO NAVARRO ACOSTA en el salón de sesiones de la UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA. Se procedió:

PRIMERO: Que habiendo analizado el Trabajo de Graduación titulado:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS, EN UN EQUIPO ROTATORIO."

Se dio por aprobada, la parte escrita.

SEGUNDO: Que, con base a dicha aprobación de la parte escrita, se procedió a instaurar la respectiva defensa oral del trabajo.

De conformidad a los resultados en dicha defensa, este Tribunal Examinador acuerda dar por APROBADA, con una calificación de (7.5), el Trabajo de Graduación presentado por el alumno arriba detallado obteniendo a partir de esta fecha su calidad de: INGENIERO MECANICO

No habiendo más que hacer constar, damos por terminada el acta que firmamos.

ING. JOSÉ RAÚL ÁNZORA GONZALEZ

ING. WILLIAM OMAR RAMIREZ CASTRO

ING. OBDULIO ADALBERTO CALVO

ING. ROOSELVEY ADOLFO OSORIO
SECRETARIO GENERAL



AGRADECIMIENTO

En los proyectos que se toman en la vida se necesitan alianzas estratégicas, que son por lo general el pilar que permite la culminación de proyectos muy grandes o determinantes en la vida, es por tal razón que dedicamos este primer párrafo para darle las gracias a Dios que nos permitió enlazar nuestros caminos en la carrera de ingeniería mecánica, ya que sin conocernos previamente, nos dimos la oportunidad de ser parte de este equipo de trabajo de más de cinco años juntos, y hoy gracias a Dios estamos en la penúltima presentación de otro proyecto más, “cito” penúltima porque solo Dios sabe cuál será nuestro último proyecto juntos.

Damos las gracias a nuestras madres quienes han sido nuestro apoyo moral y espiritual en estos más de cinco años de horas de ausencia en nuestros hogares y que en más de alguna ocasión fuimos causa de desvelo esperando nuestro regreso a casa, también agradecemos a nuestras esposas por el apoyo, comprensión y sacrificio incondicional quienes han sido parte a lo largo de nuestra formación académica.

Por otra parte, queremos agradecer los catedráticos quienes han transmitido sus diversos conocimientos, especialmente del campo y los temas que corresponden a nuestra profesión. Pero además de eso, han sido quienes han sabido encaminarnos por el camino correcto, y quienes nos han ofrecido sabios conocimientos para lograr nuestros propósitos y proyecciones de vida.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE VIBRACIONES

1.1.1 INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES

1.1.2 VIBRACIÓN ARMÓNICA SIMPLE

1.1.3. VIBRACIÓN GENERAL

1.1.3.1 ANÁLISIS DE DOMINIO TIEMPO Y DOMINIO FRECUENCIA

1.1.4 DINÁMICA VIBRATORIA

1.2 MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN

1.2.1 TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN

1.2.2 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO RELATIVO SIN CONTACTO

1.2.3 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO CON CONTACTO

1.2.4 SENSOR DE VELOCIDAD

1.2.5 SENSOR DE ACELERACIÓN

1.2.6 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN

1.3: ANÁLISIS DE PROBLEMAS TÍPICOS DE MÁQUINAS.

1.3.1 DESBALANCEO

1.3.2 DESALINEACIÓN

1.3.3 EJE TORCIDO

1.3.4 SOLDADURA MECÁNICA

1.3.5 COJINETES DESALINEADOS

1.3.6 RODAMIENTOS, ETAPA DE FALLA DE UN RODAMIENTO

1.3.7 TÉCNICAS DE ANÁLISIS FRECUENCIAL

1.4 DIAGNÓSTICO DE FALLA EN MOTORES DE INDUCCIÓN Y CONDICIÓN MECÁNICA DE RODAMIENTOS

1.4.1 INTRODUCCIÓN

1.4.2 EXCENRICIDAD ESTÁTICA

1.4.3 EXCENRICIDAD DINÁMICA

1.5 MEDICIONES TERMOGRÁFICAS

1.5.1 ¿QUÉ ES TERMOGRAFÍA?

1.5.1.1 ¿QUÉ ES LA EMISIVIDAD?

1.5.1.2 ¿QUÉ ES REFLEXIÓN?

1.5.1.3 ¿QUÉ ES TRANSLÚCIDO?

1.5.1.4 QUÉ ES OPACO?

1.5.1.5 QUÉ ES CONDUCTIVIDAD?

1.5.2 QUÉ ES CALOR

1.5.2.1 QUÉ ES TEMPERATURA?

1.5.2.2 QUE ES TERMO CAPACIDAD

1.5.2.3 QUÉ ES LONGITUD DE ONDA?

1.5.2.4 ¿CUÁNTO MIDE UNA MICRA?

1.5.2.5 ¿QUÉ ES RESOLUCIÓN ÓPTICA?

1.6 EVALUACIÓN DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA

1.6.1 ESTÁNDAR ISO 2372

1.6.2 ESTÁNDAR VDI 2059, ISO 7919

1.6.3 ESTÁNDAR ISO 10816-3

1.6.4 ACOPLAMIENTO FLEXIBLES NO LUBRICABLES

1.6.5 NIVELES DE ALARMA EN MEDICIONES ENVOLVENTES
ACELERACION G_e

1.6.6 CRITERIOS DE SEVERIDAD DE NIVEL GLOBAL DE LA VIBRACION
(MM/S, RMS)

1.6.7 SELECCION DE LOS AJUSTES

1.6.8 INFORMACION SOBRE RODAMIENTOS 6202 2Z C3 DE BOLA RIGIDA

1.7 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

1.7.1 TIPOS DE MANTENIMIENTO

1.7.2 VIGILANCIA DE MÁQUINAS

CAPÍTULO 2: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

2.1 MATERIALES (METALURGIA)

2.1.1 ESPECIFICACION DE LOS MATERIALES

2.2 DISEÑO DEL BANCO DE TRABAJO

2.3 CARACTERÍSTICAS DE MOTOR TRUPER.

2.4 FUNCIONAMIENTO DE BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE
VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS.

CAPÍTULO 3: RESULTADOS

3.1 PRIMERA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO
DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES
TERMOGRÁFICAS.

3.2 SEGUNDA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO
DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES
TERMOGRÁFICAS.

3.3 TERCERA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO
DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES
TERMOGRÁFICAS.

CAPÍTULO 4: ELABORACIÓN DE GUÍAS DE TRABAJO

GUIA 1: RECONOCIMIENTO DEL BANCO DE TRABAJO

GUIA 2: DESBALANCEO Y DESALINEAMIENTO

GUIA 3: EJES TORCIDOS Y SOLTURAS MECANICAS

GUIA 4: MANTNIMIENTO PREDICTIVO, TERMOGRAFIA Y REPORTE DEL BANCO
DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES
TERMOGRÁFICAS.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde sus inicios, la Universidad Técnica Latinoamérica no cuenta con un banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas, mediante el cual se puedan realizar prácticas de laboratorio con énfasis en mantenimiento predictivo. En donde los temas relacionados a vibraciones y termografía se queda en el concepto teórico para el análisis. Considerando que en nuestra trayectoria de formación profesional se encontró ese vacío en el laboratorio de mecánica industrial, planteándose como objetivo la elaboración de un banco didáctico equipado.

Una de las técnicas más completas para la detección de las fallas tempranas de maquinaria rotativa es; el análisis de vibraciones y las mediciones termográficas para obtener el menor tiempo de paro de máquinas por fallas, se deben de usar equipos para uso de análisis predictivo los cuales serán parte del banco de pruebas, para fines de análisis y aplicaciones que conlleve cada práctica y así logren encontrar fallas tempranas de operación, tomando en cuenta el conocimiento teórico adquirido y las habilidades de los estudiantes les será más fácil adaptarse a la mejora continua de procesos industriales.

Se determina así que la universidad obtenga un banco didáctico de análisis de vibraciones y mediciones termográficas, con el cual los practicantes puedan fortalecer los conocimientos teóricos a través de la práctica.

Se ha contemplado la construcción del banco de trabajo y guías prácticas este debe contar con equipos de mediciones los cuales serían: un equipo de análisis de vibraciones, un equipo de mediciones termográficas, un motor, chumaceras, discos perforados, ejes entre otros elementos que conformarán parte del banco de pruebas de laboratorio.

JUSTIFICACION

La realización de este proyecto busca implementar nuevos conocimientos, puesto que la universidad no cuenta con los elementos apropiados para la profundización del tema, afectando directamente tanto a docentes como a estudiantes. Creemos que afecta a los docentes ya que de alguna manera no logran esa materialización de los conceptos, sino que todo queda en teoría, y la población universitaria se ve afectada, ya que no hay un campo donde se pueda entrenar mediante los conocimientos teóricos en un equipo que cumpla con la finalidad de transmitir la experiencia de estar frente a una máquina, cuyo principio es basado en las máquinas de industria.

Con el diseño apropiado en la construcción del banco de análisis de vibraciones y mediciones termográficas se podrá obtener datos específicos tales como desplazamiento, aceleración, frecuencia y temperaturas. Adicionalmente se cuenta con herramientas técnicas y físicas, haciendo que el proyecto sea viable. Todos los conocimientos adquiridos en el desarrollo del proyecto se dirigen hacia la implementación de un laboratorio, con el cual los estudiantes de la universidad serán beneficiados.

Haciendo referencia a nuestro equipo: Este es un medidor de vibraciones que adopta el efecto piezoeléctrico de cerámica polarizada artificial (Este tipo de sensores generan una carga eléctrica cuando se les aplica una fuerza). Es adecuado para monitorear todo tipo de instalaciones mecánicas vibratorias, especialmente la medición de vibraciones de maquinaria rotativa y recíproca.

OBJETIVO GENERAL

Implementar un banco de pruebas didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas en un equipo rotatorio, para fortalecer con la práctica conceptos teóricos, así como también que los estudiantes conozcan algunas de las herramientas que se usan para tal fin.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

Expresar los conceptos de vibraciones y mediciones termográficas para el uso del banco didáctico de pruebas

Analizar el uso de equipo de diagnóstico tales como; cámara térmica y medidor de vibraciones.

Desarrollar cuatro guías prácticas de laboratorio a través del banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas en un equipo rotatorio.

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE VIBRACIÓN

1.1.1 INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES

¿Qué es la vibración? Se entiende por vibración a un movimiento armónico de muy pequeña amplitud que se suele detectar en una carcasa o en un eje de la máquina.

Todos los problemas mecánicos son una fuente de vibración. Por tal razón, en todas las técnicas de predicción (vibración, Imágenes térmicas, análisis de aceite, ferrografía, etc.) la vibración es el más utilizado porque permite conocer el estado de la maquinaria, su evolución y las razones para determinarla.

En la siguiente figura se muestra una forma sencilla de ilustrar la vibración mecánica y su medición utilizando sensores de vibración. El sensor de vibración está fijado rígidamente a la superficie exterior del cojinete de la máquina y, por lo tanto, se mueve de la misma manera. Y mide el movimiento de este elemento. Si la superficie de apoyo se mueve hacia arriba y hacia abajo o vibra, significa que ella o su conexión a la base es elástica (permitiendo estos movimientos). Esta elasticidad está representada esquemáticamente o modelada por el resorte que se muestra en la Figura 1.1.1.

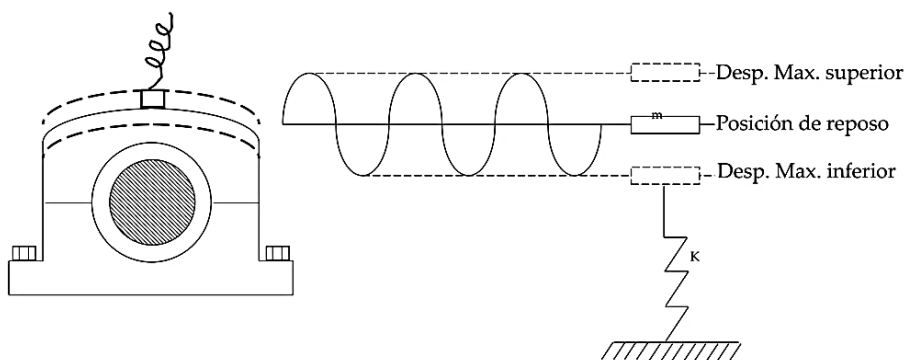
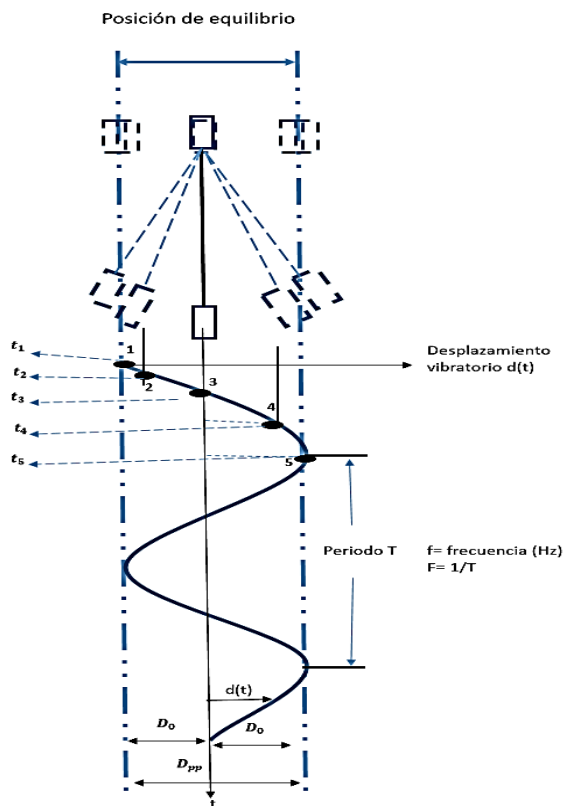


Figura 1.1.1. Movimiento vibratorio del cojinete de una máquina.

1.1.2 VIBRACIÓN ARMÓNICA SIMPLE

El movimiento armónico es la forma más simple de vibración. Por ejemplo, cuando un sistema masa-resorte o péndulo vibra libremente, como se muestra en la Figura 1.1.2 en una posición de equilibrio, las fuerzas sobre un objeto de masa m se anulan, por lo que tiende a permanecer en reposo en esa posición. Si mueve su cuerpo fuera de esta posición, por ejemplo, a la posición indicada por el número 1 en la Figura 1.1.2 y lo suelta, el cuerpo vibrará en un movimiento armónico.



Si traza la posición frente al tiempo de un objeto en relación con su posición de equilibrio (llamado desplazamiento) en diferentes momentos, obtiene una curva sinusoidal o armónica, como se muestra en la Figura 1.1.2. El desplazamiento de vibración $d(t)$ se observa en cero, máxima excursión a la derecha, cero, máxima excursión a la izquierda, cero.

Figura 1.1.2. Forma de onda de una formación armónica simple.

$D(t)$: Desplazamiento vibracional, la distancia (llamada amplitud en algunos textos)
 D_o : Desplazamiento pico, o desplazamiento máximo o amplitud del desplazamiento
 D_{pp} : Desplazamiento pico a pico o máxima distancia que se desplaza la masa mientras vibra.

La posición instantánea o el desplazamiento de vibración $d(t)$ de un cuerpo en vibración con respecto a su posición de equilibrio se puede expresar matemáticamente como:

$$d(t) = D_0 \text{ Sen } (2\pi f t + \phi) \quad \text{E.1}$$

$$d(t) = D_0 \sin (2\pi f t + \phi)$$

Donde;

D_0 = Desplazamiento pico

F = Frecuencia de la vibración

ϕ = Fase de la vibración.

La frecuencia de la vibración, F está definida como el número de ciclos u oscilaciones que efectúa el cuerpo en cada segundo. Está relacionada con el período de la vibración T , definido como el tiempo que demora el cuerpo en efectuar una oscilación, a través de ecuación.

$$F(\text{Hertz o ciclo/segundos}) = \frac{1}{T} \left(\frac{\text{seg.}}{\text{ciclo}} \right) \quad \text{E.2}$$

La fase de la vibración se expresa en la (E.1) como referencia al instante en que se inicia la medición del tiempo. Al medir el tiempo en el momento t ($t=0$), entonces $\phi = -90^\circ$ y $d(t=0) = -D$, (el signo negativo indica que el objeto en ese momento está en el lado izquierdo del equilibrio). Si el tiempo se mide desde el tiempo t ($t=0$), entonces $\phi = 0^\circ$ y $d(t=0) = 0$, si el tiempo se mide desde t , entonces $\phi = 90^\circ$ y $d(t=0) = D$. Es decir, la fase de la vibración puede tomar cualquier valor, dependiendo del valor de referencia de $t=0$, por lo que no es una propiedad física de la vibración, como lo es su amplitud y frecuencia.

La frecuencia circular o velocidad angular, expresada en (rad/seg) es otra forma de expresar la frecuencia de la vibración. La relación entre ω y f está dado por la (ecuación 3).

$$\omega\left(\frac{rad}{seg.}\right) = 2\pi f(hertz)$$

E.3

y el desplazamiento vibratorio queda expresado entonces como:

$$d(t) = D_0 \sin(\omega t + \phi)$$

E.4

De la ecuación (4) puede verse claramente que un ciclo completo de la vibración tiene lugar cuando t ha pasado a través de 360° o sea 2 radianes.

El desfase o diferencia de fase entre dos vibraciones es la posición relativa expresada en grados entre dos puntos que vibran a la misma frecuencia. Debido a la diferencia de fase $=1$ y 2 , Figura 1.1.2, las dos vibraciones no alcanzarán sus posiciones extremas al mismo tiempo, porque una de ellas será π detrás de la otra. Cuyo ángulo de fase solo tiene sentido si son las dos vibraciones a la misma frecuencia. La figura 1.1.2b muestra una máquina cuyos descansos 1 y 2 se están moviendo en fase. Esto significa que la máquina se está moviendo paralelamente hacia arriba y hacia abajo. Figura 1.1.2c muestra una máquina cuyos descansos se están moviendo verticalmente en contrafase. La máquina tiene un movimiento de vaivén, es decir, cuando el descanso del lado derecho se mueve hacia arriba, el del lado izquierdo se mueve hacia abajo y viceversa.

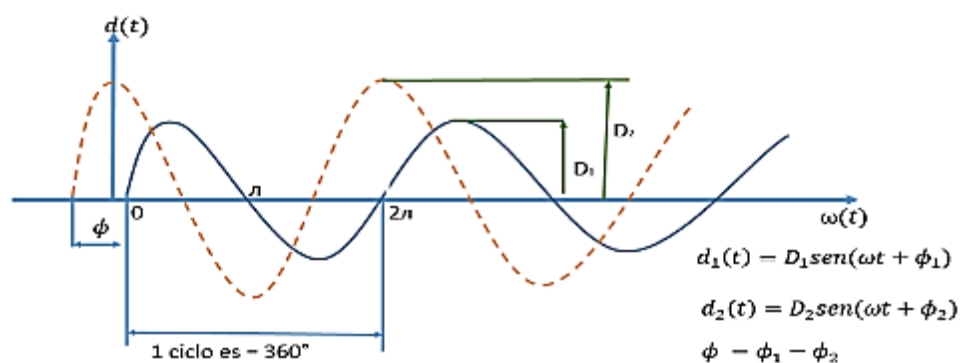
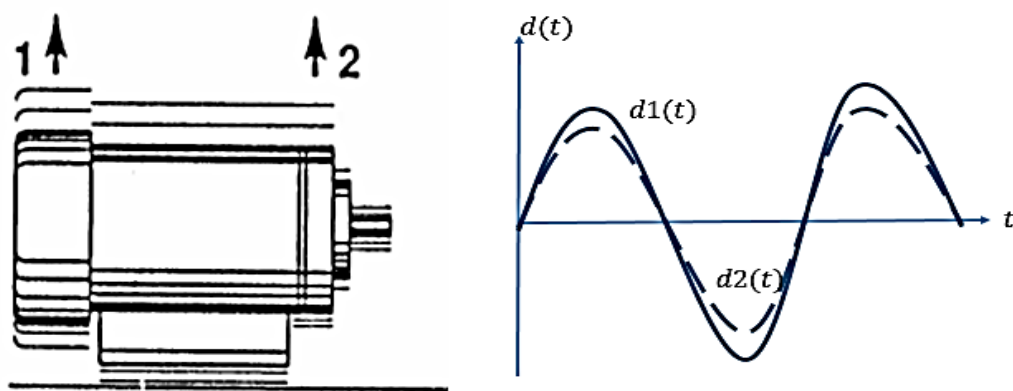


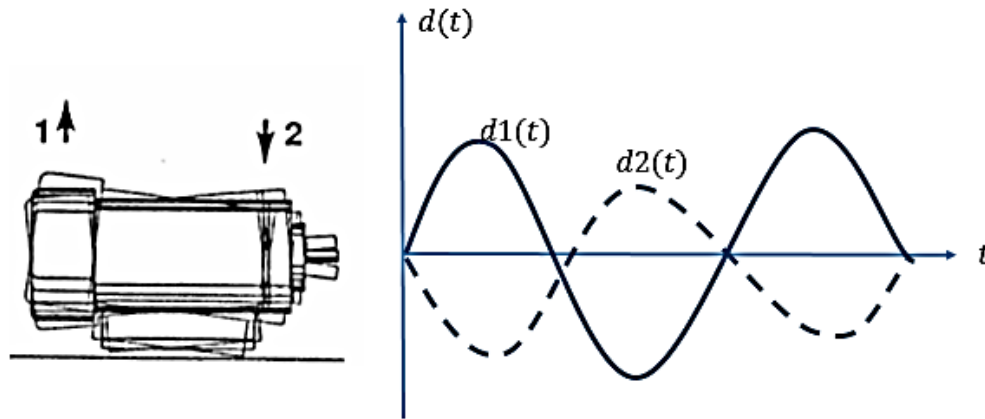
Figura.1.1. 2

- a) Vibraciones con diferencia de fase, Debido a las dos vibraciones no logran su desplazamiento máximo, mínimos o ceros en el mismo tiempo.



Vibraciones con diferencia de fase $\phi = 0$ o fase. Ambos puntos (1 y 2) alcanzan sus desplazamientos máximos, mínimos y cero al mismo tiempo.

Figura 1.1.2b



Vibraciones con diferencia de fase $\phi = 180^\circ$ en contrafase. Cuando el punto 1 se mueve hacia arriba, el punto 2 se mueve hacia abajo y viceversa.

Figura 1.1.2c

las figuras anteriores representan vibraciones con diferencia de fase o desfase.

Velocidad y aceleración

Hasta ahora hemos descrito las vibraciones armónicas en términos de desplazamiento. Sin embargo, también se puede caracterizar por otros dos parámetros que se encuentran a menudo en el análisis de vibraciones de máquinas: velocidad y aceleración.

La velocidad de vibración es una medida de qué tan rápido se mueve un punto mientras vibra. La velocidad vibratoria es cero cuando la masa alcance la posición límite, puesto que en esos puntos la masa se detiene. La masa tiene la mayor velocidad cuando pasa por la posición de equilibrio, positiva cuando se mueve hacia la derecha y negativa cuando se mueve hacia la izquierda. Puede verse en la figura 1.1.3 que la velocidad de vibración está 90° por delante del desplazamiento, es

decir, el cuarto de oscilación (90°) antes de que el desplazamiento alcance el valor máximo o cruce cero.

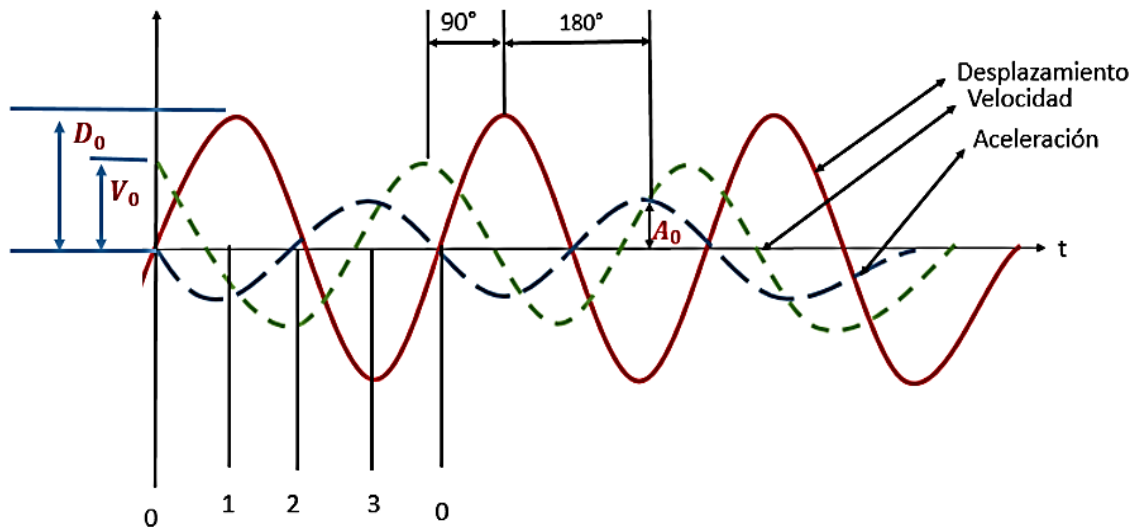


Figura 1.1.3

La aceleración de la vibración es la tasa de cambio de la velocidad a lo largo del tiempo. Hay que recordar que, según la segunda ley de Newton, la aceleración $\mathbf{a}=\mathbf{F}/\mathbf{m}$, donde $\mathbf{F}$ es la fuerza resultante que actúa sobre la masa $\mathbf{m}$. Es decir, cuanto mayor sea la tasa de cambio de velocidad, mayor será la fuerza que actúa sobre la masa $\mathbf{m}$ debido a la mayor aceleración. Para el sistema masa-resorte de la figura 1.1.4, la fuerza máxima que actúa sobre la masa $\mathbf{m}$ ocurre cuando el resorte se comprime o estira más. En su posición más a la izquierda, el resorte está en su posición más comprimida y, por lo tanto, ejerce la mayor fuerza hacia la derecha (dirección positiva) sobre la masa $\mathbf{m}$, por lo que, de acuerdo con la segunda ley de Newton, tendrá la mayor aceleración en esa posición (o aceleración máxima) es positivo. En la posición extrema de la derecha, el resorte está en su posición de máximo estiramiento y ejerce la fuerza máxima hacia la izquierda (dirección negativa) sobre la masa $\mathbf{m}$, por lo que la aceleración máxima (aceleración pico) es negativa. En la

posición de equilibrio, la fuerza y la aceleración del resorte son cero porque el resorte en esta posición no está estirado ni comprimido.

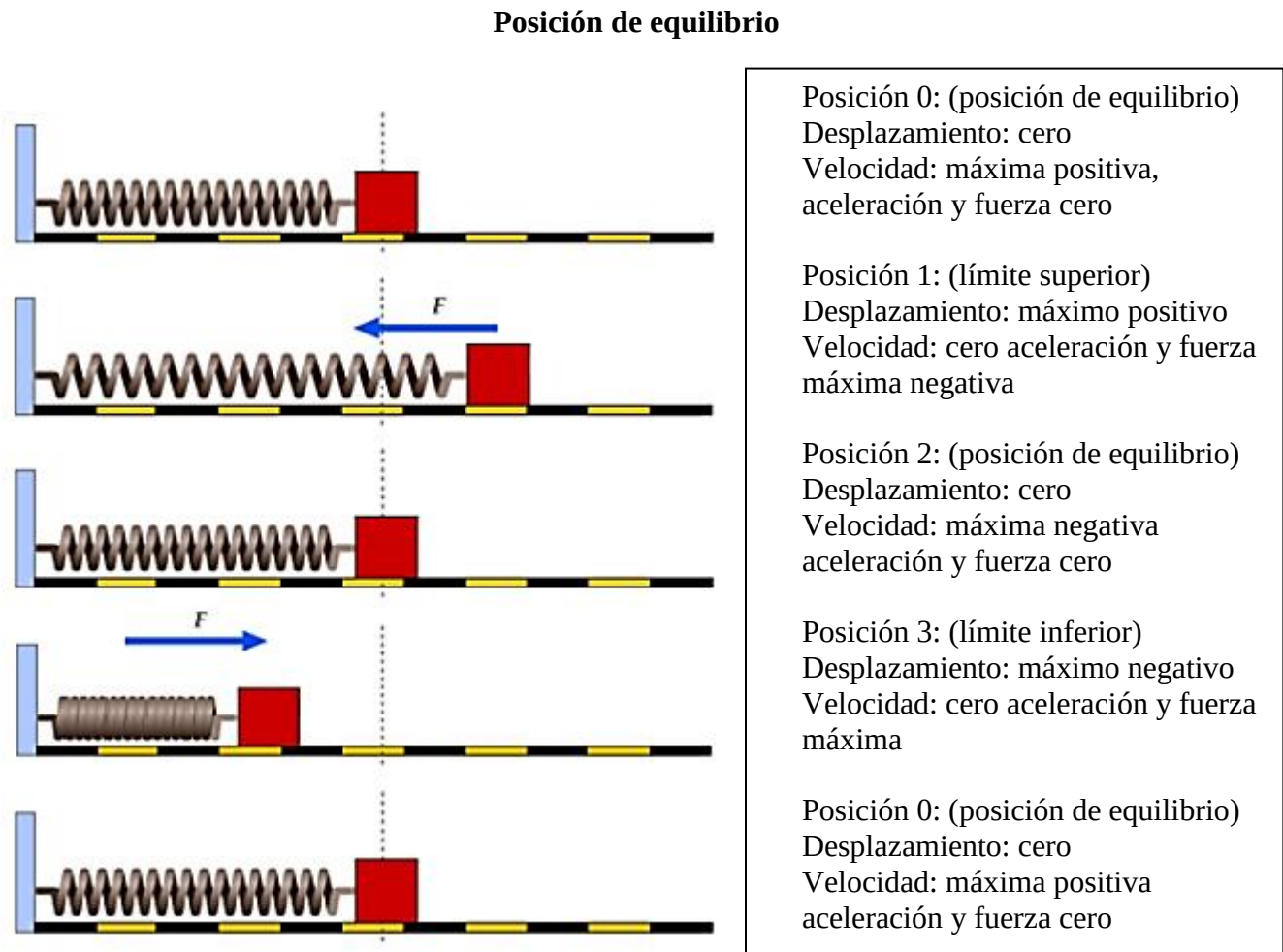


figura 1.1.4

Desplazamiento, velocidad y aceleración para una vibración armónica simple.

Expresando matemáticamente la velocidad $v(t)$ y la aceleración $a(t)$ serán:

$$v(t) = \frac{dd(t)}{dt}$$
E.5

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2d(t)}{dt^2}$$
E6

Las ecuaciones para el movimiento armónico simple son:

$$d(t) = D_0 \text{sen}(\omega t + \phi)$$
E.7

$$v(t) = D_0 \omega \cos(\omega t + \phi) = V_0 \text{sen}(\omega t + \phi + 90^\circ)$$
E.8

$$a(t) = -D_0 \omega^2 \text{Sen}(\omega t + \phi) = A_0 \text{sen}(\omega t + \phi + 180^\circ)$$
E.9

Donde:

$$V_0 = \text{Velocidad pico} = D_0 \omega = D_0 \cdot 2\pi f$$
E.10

$$A_0 = \text{Aceleración pico} = D_0 \omega^2 = V_0 \cdot \omega = v_0 \cdot 2\pi f$$

E.11

Como se muestra en la Figura 1.1.4, en las ecuaciones (8) y (9), la velocidad adelanta al desplazamiento en 90° , la aceleración adelanta a la velocidad en 90° respecto al desplazamiento 180° . La Tabla N°1 resume las unidades de medida de vibración armónica simple y la relación entre desplazamiento, velocidad y aceleración.

1.1.3. VIBRACIÓN GENERAL

Las vibraciones de las máquinas rara vez son armónicas simples (forma de onda senoidal). Es probable que tenga una forma compleja, como se muestra en la figura 1.1.5. Esta imagen muestra vibraciones de diferentes fuentes que llegan al sensor de vibraciones ubicado en uno de los soportes de la máquina al mismo tiempo. En este ejemplo, se supone que hay tres causas de vibración en la máquina:

- El desbalanceamiento residual del rotor, el cual genera una vibración senoidal de amplitud V_1 y frecuencia f_1
- El desalineamiento entre máquina motor, el cual genera una vibración supuesta senoidal de amplitud V_2 y frecuencia f_2

- El engrane de dos ruedas dentadas dentro de la máquina, el cual genera una vibración supuesta senoidal de amplitud V_3 y frecuencia f_3 .

Relación entre desplazamiento, velocidad y aceleración para una vibración armónica simple

	Sistema Ingles	Sistema métrico
D_o = Desplazamiento pico o longitud del desplazamiento	Mils	μm
D_{pp} = Desplazamiento pico a pico	Mils	μm
V_o = Velocidad o amplitud de la velocidad	plg/s	mm/s
A_o = Aceleración pico o amplitud de aceleración	Pie/s ²	m/s ²
g = Aceleración de gravedad	32.3 (Pie/s ²)	9.8(m/s ²)
f = Frecuencia	(herz=osc/s)	(herz=osc/s)
φ_d = Fase de desplazamiento	(grados)	(grados)
φ_v = Fase de la velocidad	(grados)	(grados)
φ_a = Fase de la aceleración	(grados)	(grados)

$$V_o(\text{mm/s}) = \frac{\pi f(\text{osc/s}) D_{pp}(\mu\text{m})}{1000}$$

$$V_o(\text{plg/s}) = \frac{\pi f(\text{osc/s}) D_{pp}(\text{mils})}{1000}$$

$$A_o(\text{m/s}^2) = \frac{2\pi^2 f^2(\text{osc/s}) D_{pp}(\mu\text{m})}{1000000}$$

$$A_o(\text{pie/s}^2) = \frac{2\pi^2 f^2(\text{osc/s}) D_{pp}(\text{mils})}{12000}$$

$$A_o(\text{m/s}^2) = \frac{2\pi f(\text{osc/s}) V_o(\text{mm/s})}{1000}$$

$$A_o(\text{pie/s}^2) = \frac{2\pi f(\text{osc/s}) V_o(\text{plg/s})}{12}$$

$$D_{pp}(\mu\text{m}) = \frac{318.3 V_o(\text{mm/s})}{f(\text{osc/s})}$$

$$D_{pp}(\text{mils}) = \frac{318.3 V_o(\text{plg/s})}{f(\text{osc/s})}$$

$$D_{pp}(\mu\text{m}) = \frac{50661 A_o(\text{m/s}^2)}{f^2(\text{osc/s})}$$

$$D_{pp}(\text{mils}) = \frac{607.9 A_o(\text{pie/s}^2)}{f^2(\text{osc/s})}$$

$$V_o(\text{mm/s}) = \frac{159.2 A_o(\text{m/s}^2)}{f(\text{osc/s})}$$

$$V_o(\text{plg/s}) = \frac{1.91 A_o(\text{pie/s}^2)}{f(\text{osc/s})}$$

$$A_o(g) = A_o(\text{m/s}^2)/9.8$$

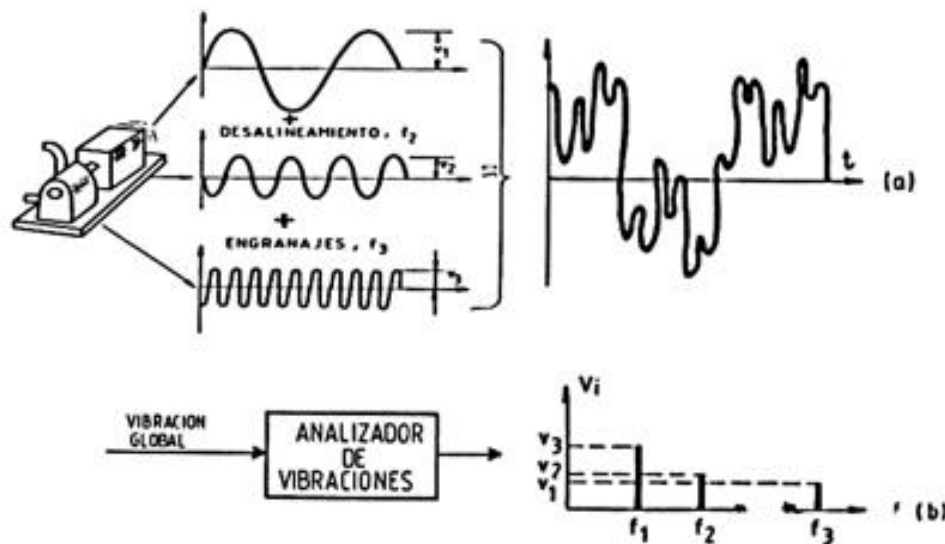
$$A_o(g) = A_o(\text{pie/s}^2)/32.2$$

$$\phi_s = \phi_d + 180^\circ$$

$$\phi_v = \phi_d + 90^\circ$$

Vibraciones que llegan al sensor de vibraciones provienen de las siguientes fuentes desbalanceamiento f_1

El sensor capta suma de las vibraciones provenientes de las diferentes de las diferentes causas: VELOCIDAD DE LA VIBRACION GLOBAL O TOTAL



ESPECTRO DE LA VELOCIDAD VIBRATORIA

Figura. 1.1.5

1. Composición de una vibración global o total proveniente de tres causas (desbalanceamiento, desalineamiento, engrane).
2. Descomposición de una vibración global en sus componentes (espectro de la vibración)

Los sensores de vibración capturan vibraciones de diferentes fuentes de excitación simultáneamente. La vibración resultante o (la suma) se denomina vibración global o total. Véase la figura. 1.1.5, y las vibraciones que lo componen se llaman componentes. Por lo tanto, la vibración global de la figura. 1.1.5 consta de tres componentes de vibración con amplitudes V_1 , V_2 y V_3 y frecuencias respectivas f_1 , f_2 y f_3 .

1.1.3.1. ANÁLISIS DE DOMINIO TIEMPO Y DOMINIO FRECUENCIA

Las vibraciones medidas experimentalmente, llamadas señales de vibración, suelen ser difíciles de analizar en el dominio del tiempo (forma de onda o vibración en el tiempo), por lo que, como veremos más adelante, es necesario analizarlas en el dominio de la frecuencia. La descomposición de una vibración a granel en sus componentes constituyentes se denomina análisis de frecuencia o espectral, y se realiza como se muestra en la Figura 1.1.5b con analizador de vibraciones. Una forma conveniente de presentar los resultados es mostrar la amplitud de los componentes vibratorios existentes en la señal global como una función de su frecuencia en un gráfico, llamado espectro vibracional.

En la figura 1.1.6 compare la representación de la vibración en el dominio del tiempo o la forma de la vibración general con la representación de la vibración en el dominio de la frecuencia (es decir, su espectro de vibración). Muestra los diferentes tipos de vibraciones que se encuentran a menudo en las máquinas rotativas en los dominios de tiempo y frecuencia. De esta figura, podemos señalar las siguientes características.

Si la vibración es sinusoidal (dominio del tiempo), entonces su espectro vibracional consiste en una línea (o componente) con frecuencia $f_0 = 1/T_0$, la sinusoidal

Si la vibración es periódica, es decir, si su forma se repite en el tiempo cada T_0 . (segundos), entonces su espectro vibratorio consta de una serie de componentes sinusoidales (serie de fourier). Las frecuencias son múltiplos de $f_0 = 1/T_0$. Así se obtienen espectros de líneas (cada una de ellas está separado por f_0). La componente f de baja frecuencia se denomina componente fundamental

las demás componentes se denominan armónicos de f_0 . Tenga en cuenta que el recíproco también es válido si el espectro de vibración consta de una serie de líneas (o componentes) con frecuencia $n f_0$. ($n = 1, 2, 3$), entonces la forma de la vibración es periódica en el tiempo y el período $T_0 = 1 / f_0$

Si la forma vibratoria no es periódica en el tiempo, entonces su espectro vibratorio es continuo en un rango de frecuencia dado. La vibración transitoria, como la que se obtiene por choque, tiene un espectro de vibración continuo, pero dentro de un determinado rango de frecuencia, por eso se le llama.

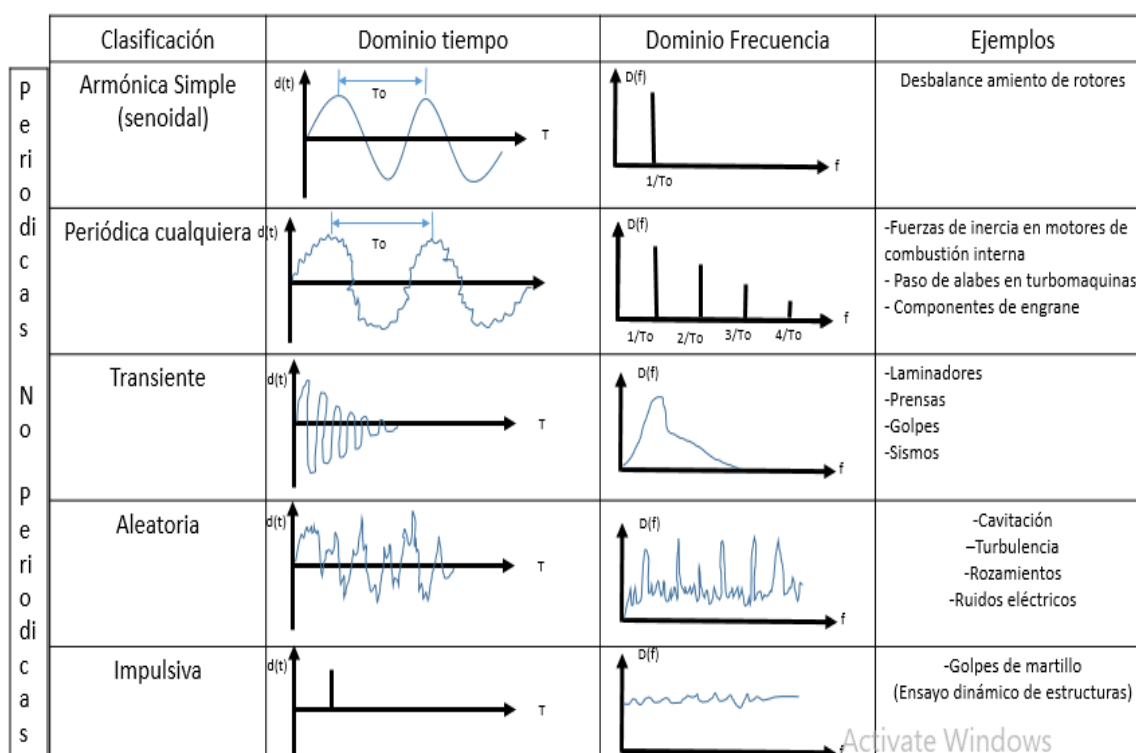


Figura 1.1.6 Representación de diferentes tipos de vibraciones en dominio tiempo frecuencia. Gráficos con escalas lineales y logarítmicas. El decibel.

Cuando los componentes del espectro de vibración varían en un amplio rango de valores, no es imposible representar los componentes grandes y pequeños en un gráfico de escala lineal. En este caso la solución es usar una escala logarítmica como se muestra. La figura 1.1.6). En una escala

logarítmica, los componentes grandes se comprimen y los componentes pequeños se expanden hacia arriba para que pueda verlos simultáneamente. Tenga en cuenta que los componentes de 30 y 120 (Hz), que son apenas visibles en el gráfico de escala lineal, son muy prominentes en el gráfico de escala logarítmica. También tenga en cuenta que, en la última figura, muchos componentes no son visibles en la figura de escala lineal.

Una escala logarítmica común se expresa en decibelios. La unidad Campana proviene del físico Alejandro Bell. Un decibelio (dB) es una décima parte de un belio (B). El decibelio se define como.

dB=	$20 \log A/A_{ref}$
A=	Amplitud media
Aref=	Amplitud de referencia

Tenga en cuenta que los decibelios son básicamente la relación de amplitudes en una escala logarítmica. Para ganar experiencia con dB, es conveniente analizar lo que expresa las diferentes relaciones de amplitud en dB. Algunos valores para tener en cuenta son que -3dB corresponde a una relación de amplitud de 1,2 y 20dB corresponde a una relación de amplitud de 10,1

Valores dB correspondientes a diferentes razones de amplitud.

Decibeles (dB)	Razón de amplitudes
40	100
20	10
10	3.16
3	1.414
0	1
-3	0.707
-10	0.1
-20	0.01

Medición de la vibración global: Valor pico, pico a pico y RMS. Se utilizan diferentes amplitudes para caracterizar o medir la vibración global: su valor pico, pico a pico o RMS, como se muestra en la Figura 1.1.7. El valor pico es necesario cuando desea caracterizar vibraciones de naturaleza impulsiva o cuando desea evaluar sobrecargas debidas a vibraciones de un rotor en parada hidrodinámica. Pico a pico se utiliza cuando se miden desplazamientos relativos, como por ejemplo hidrodinámicos. En este caso, el valor de pico a pico representa la deflexión del muñón dentro del rodamiento y debe compararse directamente con el juego radial entre ellos.

Tanto los valores pico como pico a pico no tienen en cuenta el historial de vibraciones en el que se producen estos valores instantáneos. El valor RMS (raíz cuadrática media, raíz cuadrática media de valores instantáneos), por su definición, ecuación (12), tiene en cuenta todo el historial de vibraciones, da una estimación de la energía de vibración, por lo tanto, se utiliza para estimar la severidad de la vibración. Para la vibración sinusoidal, RMS, pico y pico a pico se correlacionan como se muestra. 1.1.8. Cuando la vibración no es senoidal, no existe relación entre ellas, como se muestra en las Figuras 1.1.7b y 1.1.7c.

La elasticidad de un sistema, como el eje del rotor, o el resorte, de Fig. 1.1.9, se cuantifica a través de su rigidez k . La rigidez de un cuerpo elástico se define como el cociente entre una fuerza aplicada y la deformación o deflexión que produce dicha fuerza en el cuerpo, es decir

$$K(N/m) = \frac{\text{Fuerza } N}{\text{Deformacion } m} \quad \text{E. 12}$$

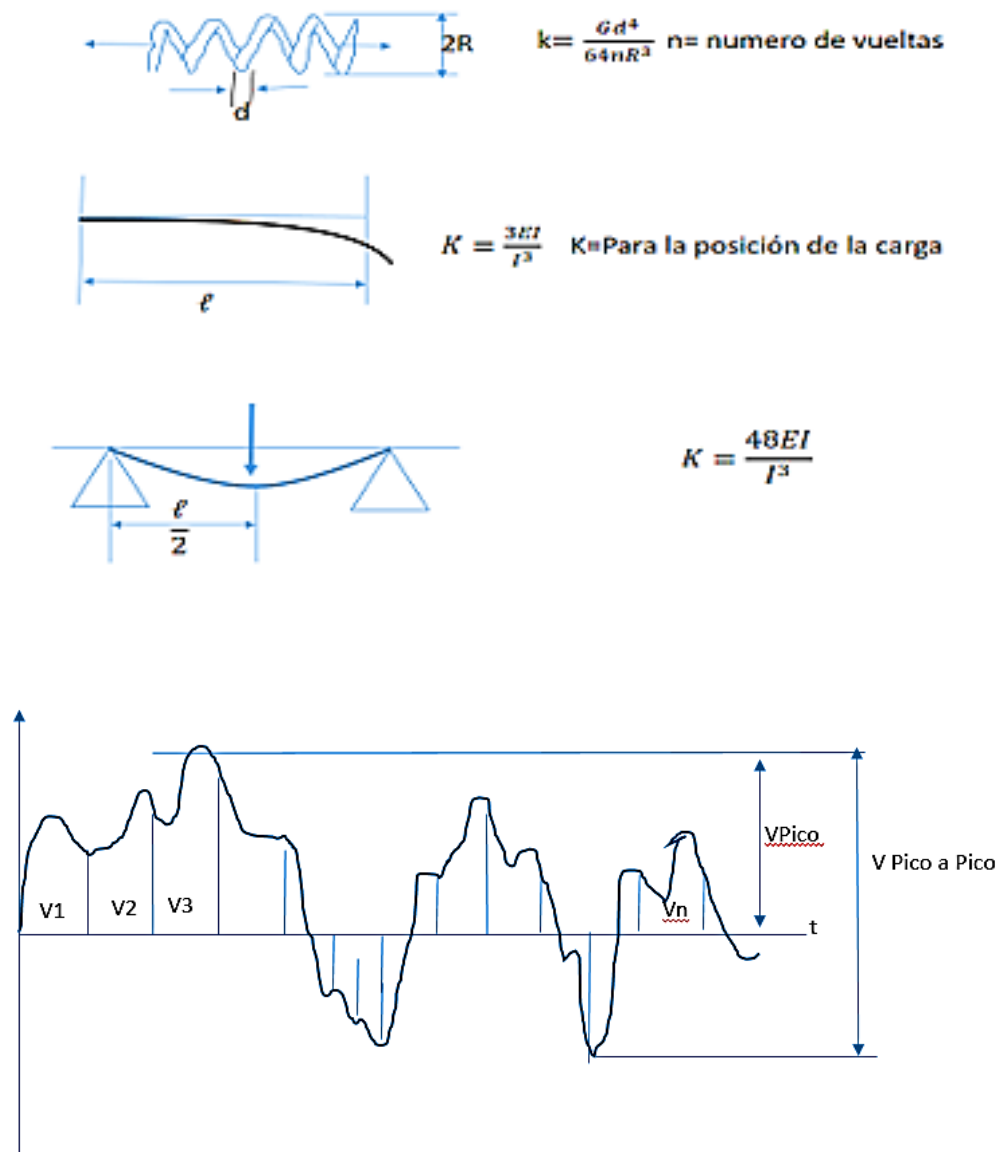


Figura 1.1.7

Magnitudes utilizadas para caracterizar la vibración global:

Valor Pico: máximo valor alcanzado por las vibraciones en un intervalo de tiempo T

Valor Pico a Pico: máxima variación de la vibración durante un intervalo de tiempo T

Valor RMS: Es la magnitud que estima la energía de la vibración en un periodo de tiempo T .

Toma en cuenta el historial total de la señal y está definido como:

$$VRMS = (V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_N^2) / N \quad E.13$$

$$\text{Factor de cresta: } F.C. = \text{Valor Pico} / \text{Valor RMS} \quad E. 14$$

Vibración con igual valor pico y diferente valor RMS.

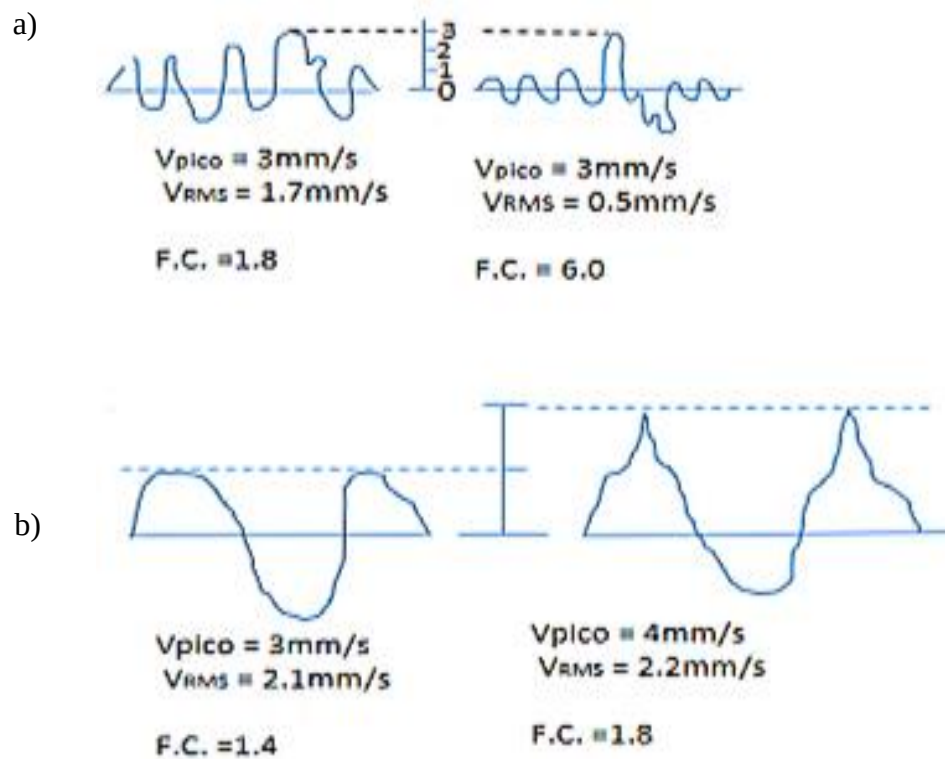


Figura 1.1.7 a y b.

Corresponden a Magnitudes usadas para caracterizar la vibración global.

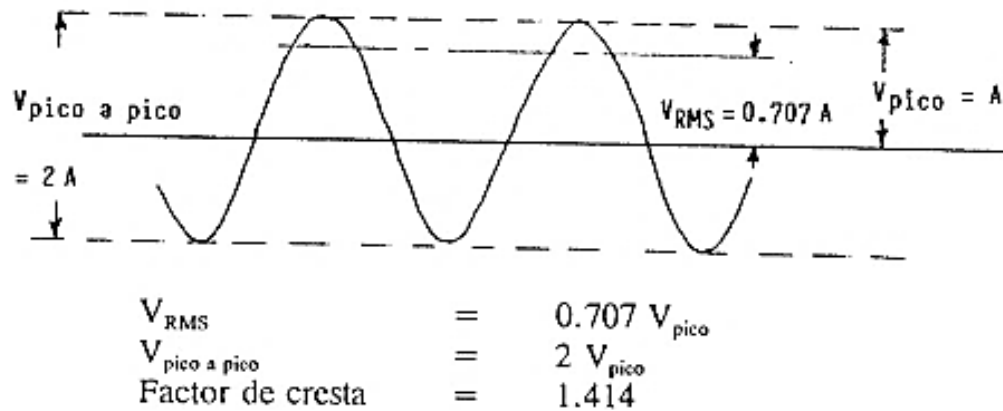


Figura 1.1.8 Relación entre valores pico, pico a pico y RMS para un valor sinusoidal.

Para aplicaciones específicas se utiliza el factor de cresta para caracterizar la vibración, el cual está definido como la razón entre el valor pico y el valor RMS. En la práctica, los valores medidos para el factor de cresta varían entre 1.4 a 1.5 para el caso de vibraciones senoidales, ver Figura 1.1.8, hasta 6 o más para el caso de vibraciones de tipo impulsiva, ver Figura 1.1.7 b).

1.1.4. DINÁMICA VIBRATORIA. RELACIÓN ENTRE FUERZA Y VIBRACIÓN

Para resolver analíticamente problemas de dinámica de vibraciones es necesario construir un modelo lo más simple posible, pero que represente la realidad del problema a estudiar. Como se muestra. La figura 1.1.9 muestra un modelo de masa de resorte utilizado para determinar la primera frecuencia natural de vibración cuando un disco (impulsor) de masa M está centrado en un eje montado sobre un cojinete rígido.

Si el rotor se muestra en la figura 1.1.9 mueva lateralmente (si el eje está doblado) y luego suelte, se flexiona hacia arriba y hacia abajo, al igual que el sistema masa-resorte vibra cuando se

aleja de la posición de equilibrio. Esta vibración sin fuerza externa se llama vibración libre. La frecuencia de vibración libre de un sistema masa-resorte se denomina frecuencia natural F_n , y su valor viene dado por:

$$F_n (\text{OSC/Seg}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{E. 15}$$

donde M es la masa del disco y K es la rigidez del resorte que representa la elasticidad del eje. Cuando la frecuencia natural es expresada en rad/seg se denomina ω_n .

$$\omega_n (\text{rad/seg}) = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{E.16}$$

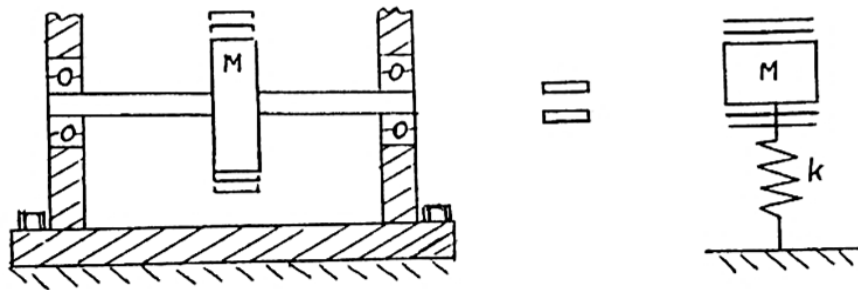


Figura 1.1.9

M = masa del rotor (kgr) considerando un factor despreciable la masa del eje.

K = rigidez del eje en el centro del (N/m) considerando despreciable l (longitud del eje).

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{48EI\delta}{L^3}$$

δ = deformación del eje en el punto medio debido a una fuerza F aplicada en dicho punto.

L = longitud del eje entre descansos (m)

E = módulo de elasticidad del material del eje. Para el acero $= 2 \times 10^{11}$

I = momento de inercia de la sección transversal del eje $= \frac{\pi d^4}{64}$ (m⁴)

d = diámetro del eje (m)

F_n =12 KM

F_n = frecuencia natural de vibración. (osc/seg)

Conjunto de figuras 1.1.9 de la frecuencia natural de vibración en flexión de un rotor ubicado en el punto medio (eje montado sobre descansos rígidos).

Una forma de determinar la rigidez de un rotor (o de cualquier elemento de una máquina estructura) es utilizando las relaciones de la resistencia de materiales entre fuerza y deformación como se ilustra en Figura 1.1.9 Otra forma es determinarla experimentalmente. Por ejemplo, se coloca un peso W conocido sobre el disco o impulsor y midiendo con un reloj comparador ubicado en la parte inferior del disco, la deflexión del eje. Si para un peso $W = 50 \text{ (kgr)} = 490 \text{ (N)}$ el eje se flecta $0.1 \text{ (mm)} = 10^{-4} \text{ (m)}$, la rigidez del eje será $k = 490 / 10^{-4} = 4.9 \times 10^6 \text{ (N / m)}$.

El modelo masa - resorte indicado en Figura 1.1.9, es un sistema de un grado de libertad (su posición en cualquier instante queda definida conociendo una sola coordenada: su desplazamiento vertical respecto a su posición de equilibrio). Una máquina como la de la Figura 1.1.9, tiene varios grados de libertad (N grados de libertad), pues ella está compuesta por una combinación de masas y resortes Un sistema que tiene N grados de libertad, tiene N frecuencias naturales de vibración, por lo tanto, el sistema masa = resorte de Figura 1.1.9 sólo permite determinar la primera frecuencia natural de vibración en flexión del rotor que representa.

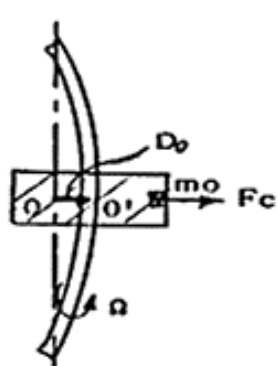
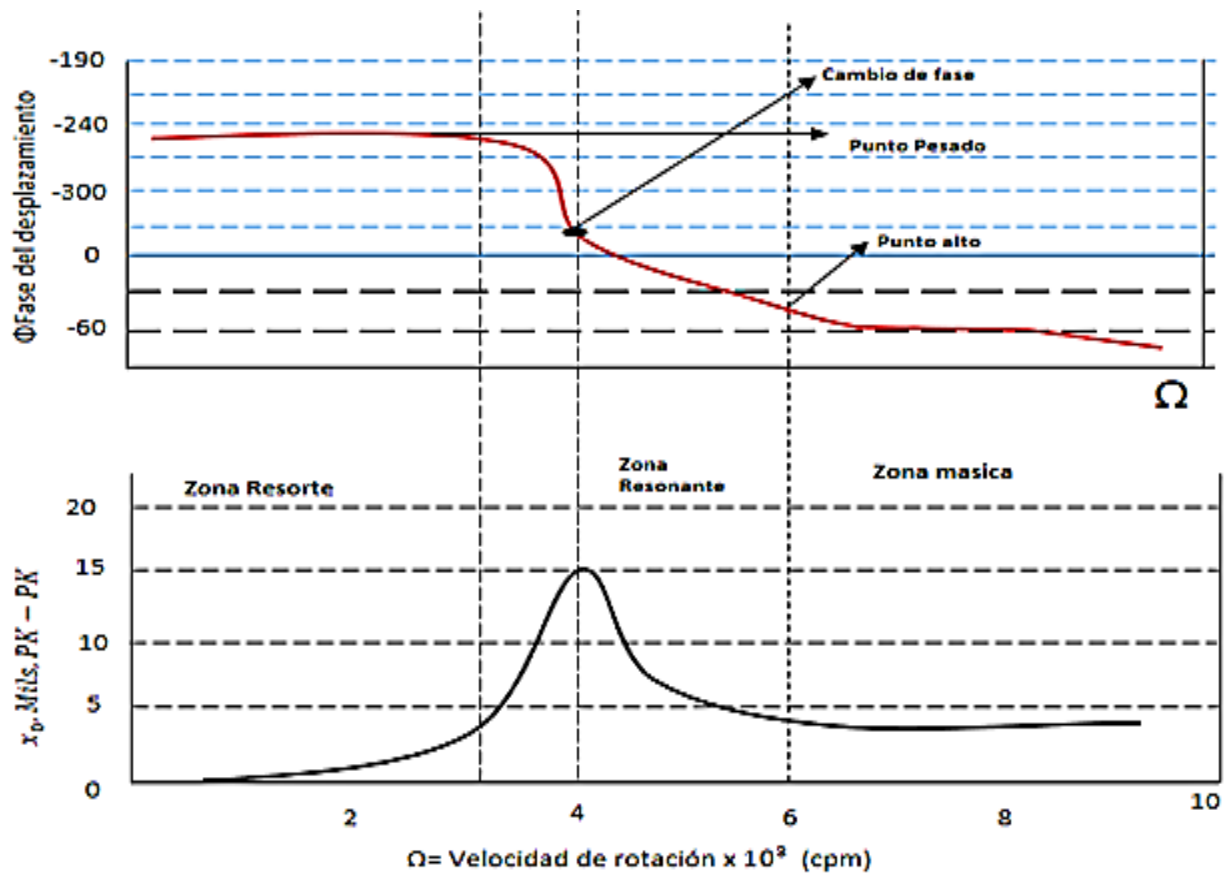
Vibraciones forzadas.

Hemos hablado de vibraciones libres donde el sistema lo hemos hecho vibrar por un impacto inicial sobre él o deformándolo inicialmente. Una vez que el sistema comenzó a vibrar fue dejado solo, no se le agrega energía y el sistema eventualmente tiende a detenerse debido al amortiguamiento.

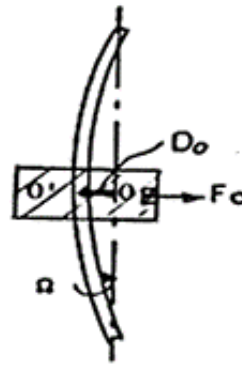
En las vibraciones forzadas, sin embargo, la vibración es mantenida por la acción de una fuerza externa (Función forzada). La fuerza externa, por ejemplo, aquella generada por un rotor desbalanceado, entrega energía vibratoria al sistema para compensar las pérdidas por amortiguamiento, de manera que se mantiene una amplitud de vibración estacionaria.

Del gráfico de Figura 1.1.10, observamos que podemos obtener un amplio rango de amplitudes vibratorias simplemente variando la frecuencia de la fuerza aplicada. Se observa que cuando $\omega/\omega_n = 1.0$, ósea cuando $\omega = \omega_n$, (la frecuencia de la fuerza aplicada coincide con la frecuencia natural de vibración del sistema), se producen grandes amplitudes vibratorias para sistemas poco amortiguados. Teóricamente si no existe amortiguamiento, la amplitud vibratoria tiende a infinito. Este fenómeno se llama resonancia.

Diagrama de Bode



$\Omega \ll \Omega_{\text{Critica}}$ punto alto coincide con el punto pesado



$\Omega \gg \Omega_{\text{Critica}}$ punto alto coincide con el punto pesado

Figura 1.1.10 Amplitud y fase del desplazamiento vibratorio, de un rotor desbalanceado versus la velocidad de rotación

1.2 MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN

1.2.1 TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN

Un transductor es un dispositivo electrónico que censa una cantidad física tal como vibración, temperatura o presión y la convierte en señal eléctrica (voltaje) que es proporcional a la magnitud de medida. La relación entre la señal eléctrica de salida y la magnitud física de entrada se define como la sensibilidad del transductor.

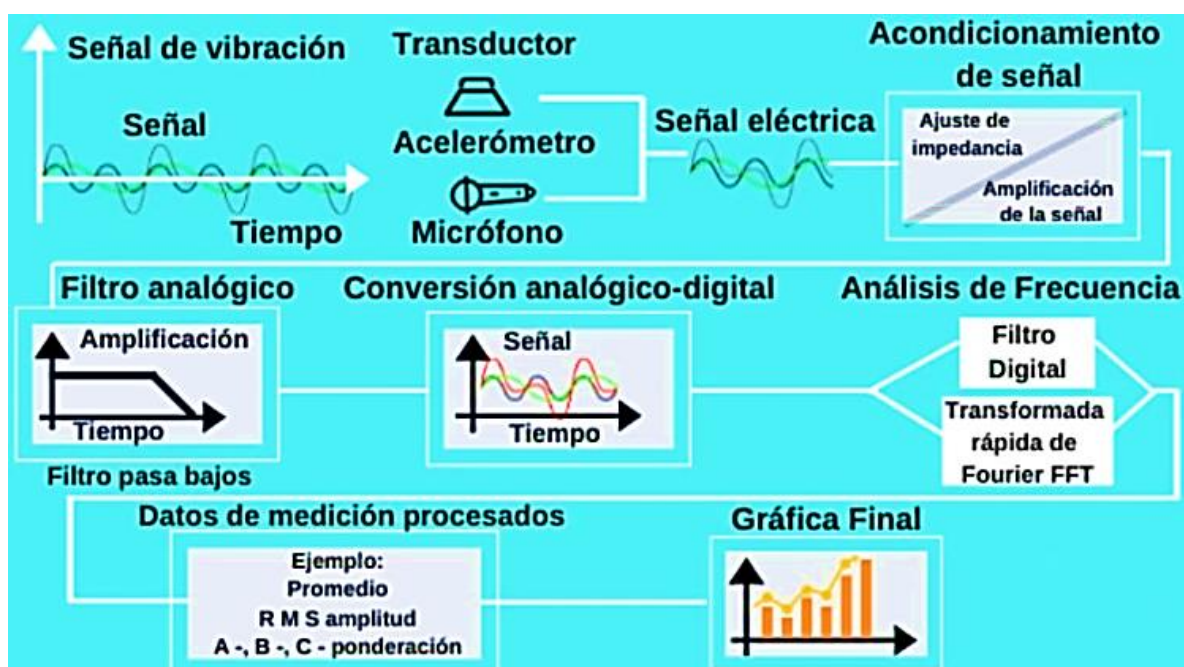


Figura 1.2.1 funcionamiento de un transductor de vibración

El transductor es el primer eslabón en la cadena de medición. Debería reproducir exactamente las características de la magnitud que se desea medir. De aquí, que la selección y el montaje del transductor sea una de las decisiones más importantes en el análisis de vibraciones. Si la señal que entrega el sensor es inexacta, con ruido, contiene errores debido a la selección del transductor o al montaje, o a las conexiones eléctricas, entonces ni con el mejor equipo de análisis de vibraciones se obtendrán resultados correctos. Simplemente no se puede obtener buenos resultados de malas señales vibratorias medidas.

En este punto se analizan diferentes tipos de transductores, sus ventajas y limitaciones y se entregan guías para determinar cuál es el mejor transductor para cada aplicación. Es muy importante notar, sin embargo, que la siguiente información es general, es decir, las características individuales de un transductor pueden variar de un fabricante a otro.

Típicamente hay cuatro tipos de sensores o transductores de vibración

- Sensor de desplazamiento relativo sin contacto
- Sensor de desplazamiento relativo con contacto
- Sensor de velocidad o velocímetro
- Sensor de aceleración o acelerómetro

1.2.2 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO RELATIVO SIN CONTACTO

Existen diferentes tipos de sensores de desplazamiento, basados en diferentes principios de medición, sin embargo, el más utilizado hoy en día en las máquinas rotatorias es el de corrientes parásitas o de Foucault o también conocido como “Eddy current (corriente de Foucault)”. Este transductor es un sistema que está compuesto, por un sensor o sonda, un cable de extensión, un oscilador demodulador y una fuente de energía.

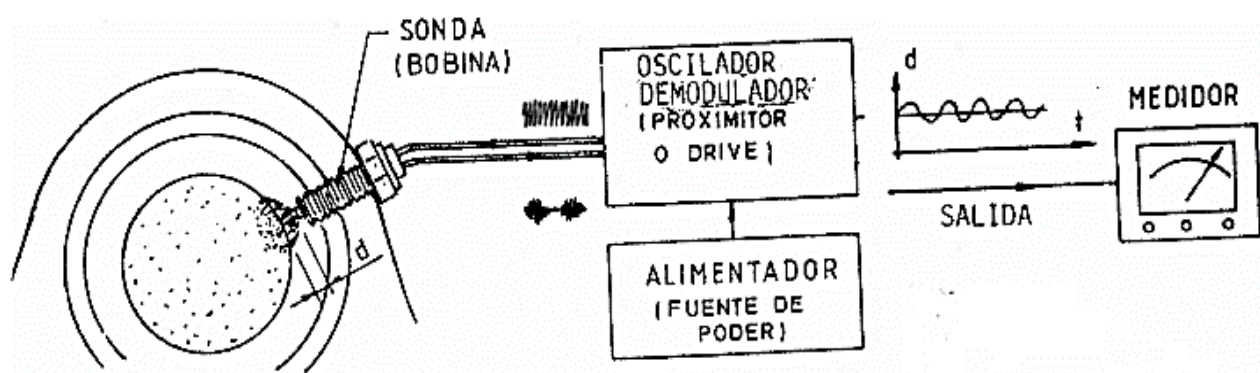


Figura 1.2.2 Sensor de desplazamiento sin contacto

El sensor propiamente es una bobina eléctrica cubierta por un material estable, como fibra de vidrio. Este sensor se fija en forma atornillada a la caja de descanso. El oscilador demodulador proporciona al sensor un voltaje de alta frecuencia (típicamente 1.5 M Hz). Este voltaje variable cuando pasa por la bobina (sensor) produce un campo magnético variable. El cual induce la superficie del eje (siempre que este sea un metal conductor) corrientes parásitas o de Foucault. Es decir, el eje se comportará como el secundario de un transformador produciendo una pérdida o absorción de energía del campo magnético de la bobina lo que se traduce en una variación o modulación del voltaje en ella. Las variaciones o modulaciones de voltaje son proporcionales, dentro del rango lineal del sensor, a la distancia “d”, el oscilador -demodulador demodula entonces el voltaje y entrega como salida una señal que es proporcional a (d).

La señal que entrega el transductor está compuesta por una parte media o constante, componente D.C. corriente directa llamada GAP (distancia) que corresponde a la distancia media entre la punta del sensor y el eje; y por una punta variable, componente A.C. (corriente alterna) que corresponde al desplazamiento vibratorio del eje. Así la componente A.C. de la señal de salida del transductor

puede ser utilizada para analizar las vibraciones del eje mientras que la componente D.C. Puede ser usada para monitorear el cambio en el gap (muy útil para detectar movimientos axiales del eje o desgastes de descansos hidrodinámicos).

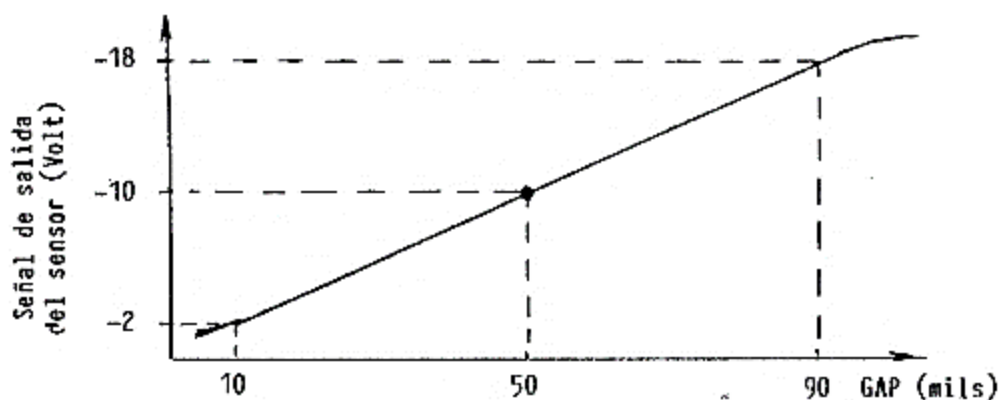


Figura 1.2.3 Curva de respuesta típica de un sensor de desplazamiento sin contacto

En la figura, se muestra una curva de respuesta típica de un transductor de desplazamiento sin contacto, esta curva representa la relación entre la distancia del sensor al eje y el voltaje de salida del sensor. Existe una relación lineal en el rango aproximadamente 10 a 90 (mils “milésimas”) o sea un total de 80 (mils). Por consiguiente, el punto de calibración adecuado del sensor para moverse en el rango lineal debería ser el punto medio del rango lineal, ósea 50(mils) o = 10(volt).

1.2.3 SENSOR DE DESPLAZAMIENTO CON CONTACTO

Estos sensores, aunque son una tecnología antigua aún son usados en aplicaciones específicas tales como: 1) Mediciones de vibraciones del eje cuando la máquina no tiene instalado sensores de desplazamiento sin contacto, y 2) Mediciones sobre ejes con superficies no conductoras donde los sensores de desplazamiento sin contacto no funcionan. La gran limitación de estos sensores es que

son capaces de medir vibraciones sobre 12000 cpm. (ciclos por minutos) La medición del desplazamiento por este sensor es como si realmente cabalgara sobre la superficie del eje. Esta medición puede realizarse de dos maneras:

- sensor fijo a un palo que está en contacto con el eje.
- vástago en contacto con el eje

Sensor fijo que está en contacto con el eje

El palo que contacta al eje no es más que un palo de madera dura en forma de cola de pescado provisto de un espárrago en el otro extremo para fijar un velocímetro o acelerómetro. El palo es mantenido en contacto con el eje sosteniéndolo manualmente. La figura muestra las lecturas de amplitud y fase obtenidas aplicando el palo para el eje a cada lado del descanso con el objeto de confirmar una condición de eje doblado.

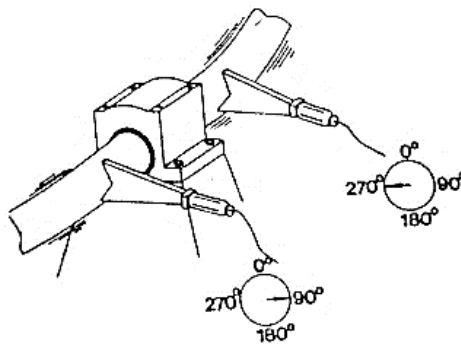


Figura 1.2.4 Medición de vibraciones con un palo para eje.

Debe tenerse presente que el rango de frecuencias en qué se puede utilizar este método es muy reducido (hasta 12000 cpm) Debido a su construcción y solo debería ser usado cuando la máquina no tiene instalados sensores de desplazamiento sin contacto.

Cuando se usa este procedimiento de medición, debería tenerse presente las siguientes precauciones: Mantener en el palo apretado contra el eje para prevenir que este “camine sobre el eje” mantener el palo perpendicular al eje, no usarlo por razones de seguridad en ejes que giren sobre 10,000 c.p.m. no usarlo por periodos largos de tiempos por lo que puede quemarse o dañar el eje y aplicar lubricación continua

Vástago en contacto con el eje

La medición del desplazamiento con un vástago en contacto con el eje es similar a los sensores de desplazamiento sin contacto, en el sentido en que ambos sensores son montados en forma permanente a las carcasas del descanso. Sin embargo, el sensor de vástago difiere del de corrientes parásitas en el sentido que el primero realmente cabalga sobre la superficie del eje manteniéndose en contacto con ella a través de un resorte. Para medir las vibraciones se usan típicamente dos métodos:

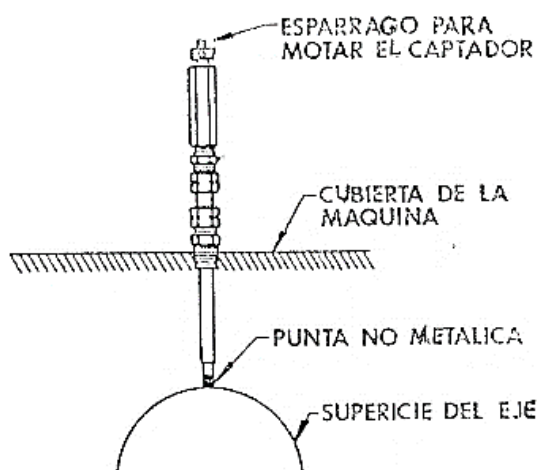


Figura 1.2.5 Medición de vibraciones en el eje a través de un vástago en contacto con el eje.

- 1) Conectando un velocímetro o acelerómetro en el extremo del vástago que no contacta el eje.

2) Utilizando un LVDT (transformador diferencial variable lineal) la medición con el LVDT está basada en un transformador eléctrico y como su nombre lo indica es uno de variación lineal. La punta del LVDT es un émbolo el cual se mueve hacia adentro y hacia afuera cuando la superficie que se está midiendo se mueve. El émbolo móvil cambia la salida diferencial del transformador y la señal resultante es proporcional al desplazamiento medido.

1.2.4 SENSOR DE VELOCIDAD O VELOCÍMETRO

Típicamente existen dos tipos de sensores de velocidad.

1. Sensor de velocidad sísmico.
2. Sensor de velocidad piezoeléctrico.

Sensor de velocidad sísmico.

El sensor de velocidad sísmico más usado es el tipo electrodinámico, en la figura A, se muestra dónde la bobina se desplaza junto la superficie a medir, tiene un movimiento relativo a un imán permanente el cual está fijo a la masa sísmica M . Cuando la bobina se mueve relativamente respecto al imán se induce en las espiras de la bobina cuando la fuerza electromotriz, $e(t)$, la cual es directamente proporcional a la velocidad relativa bobina- imán. La masa M actúa como masa sísmica cuando ella permanece estacionaria en el espacio. Esto solo sucede cuando la frecuencia a medir es varias veces la frecuencia natural del sensor, es decir, cuando la frecuencia a medir es superior a los 600 a 700 (cpm). Bajo esta frecuencia, la masa M no permanece estacionaria y se mueve, lo que trae como consecuencia que el sensor entregue un valor de la amplitud vibratoria menor que el real. Para obtener el valor real debe usarse un factor de corrección para la medición. La figura B, muestra un ejemplo del factor de corrección a usar con un velocímetro. Note que a

medida que disminuye la frecuencia de la vibración a medir es necesario usar un mayor factor de corrección. Para una frecuencia de 200 (cpm) el factor de corrección a usar es 10, es decir el valor que entrega el sensor es la décima parte que es real. Por consiguiente, un sensor de velocidad electrodinámico no es adecuado para medir vibraciones de baja frecuencia

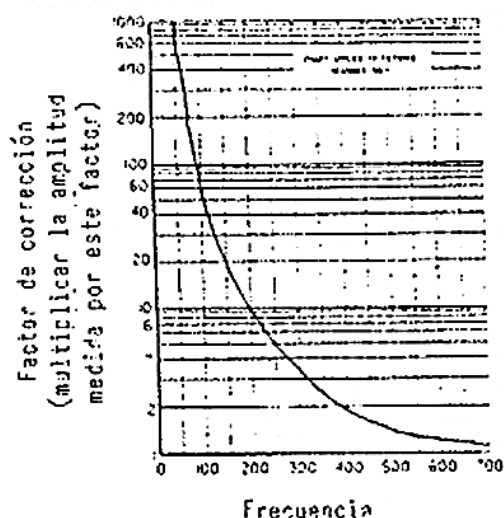


Figura 1.2.6

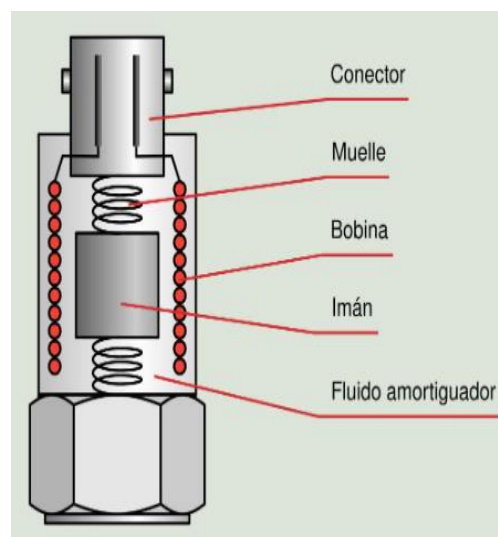


Figura 1.2.6b

Este sensor es autogenerador de la vibración, es decir, como no necesita fuente de poder para funcionar (caso del sensor de desplazamiento sin contacto y del acelerómetro). Genera, además, una señal de baja impedancia que puede usarse directamente en el análisis con el sistema de monitoreo sin necesidad de un acondicionamiento de la señal.

El rango de frecuencia está limitado en la bajada frecuencias por la primera frecuencia natural de vibrar del sensor y en las altas frecuencias por la necesidad de sobrellevar la inercia del sistema, además, de la presencia de frecuencias naturales de mayor orden. Para propósitos prácticos, un sensor de velocidades electrodinámico típico está limitado a frecuencias entre aproximadamente 10 y 1500 (Hz) (600 cpm a 90000 cpm).

Sensor de velocidad (piezoeléctrico o “velometro”)

Este sensor de velocidad es realmente un acelerómetro que tiene un integrado analógico dentro del transductor. Por lo tanto, tiene las mismas características que los acelerómetros que se verán en el punto siguiente de su rango de frecuencia es mayor que la del sensor de velocidad electrodinámico.

Características:

- Usualmente es para medir la vibración del cuerpo de la máquina o soporte.
- Efectivos en el rango de baja a media frecuencia (10 Hz a aprox 1.500 Hz)
- generan su propia señal.
- Realmente, es un acelerómetro piezoeléctrico.
- Tiene un integrador interno para convertir la señal a velocidad.
- Entrega una señal muy limpia.
- Útil en aplicaciones en línea.
- También en balanceo de rotores.



Figura 1.2.7sensor de velocidad

1.2.5 SENSOR DE ACELERACIÓN

El sensor de aceleración más usado es el tipo piezoeléctrico. Estos transductores utilizan las propiedades piezoeléctricas de ciertos materiales cerámicos como el cuarzo. Dicho material tiene una distribución asimétrica de carga interna, de manera que aplicarles una fuerza externa en la dirección de su polarización se desarrolla una carga eléctrica entre sus superficies, generando una diferencia de potencia entre ellas, figura (A) la carga y voltaje es proporcional a la fuerza aplicada. El mismo fenómeno ocurre si la fuerza se aplica al material en el modo de corte. Así los acelerómetros son diseñados para trabajar entre los dos modos: en el modo compresión y en el modo corte. Ver figura (B)

A. Carga generada en el material piezoeléctrico

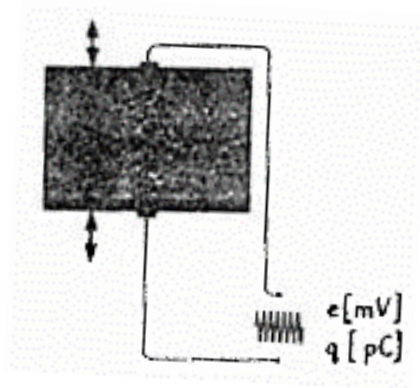


Figura 1.2.8 Esfuerzo de tensión/compresión

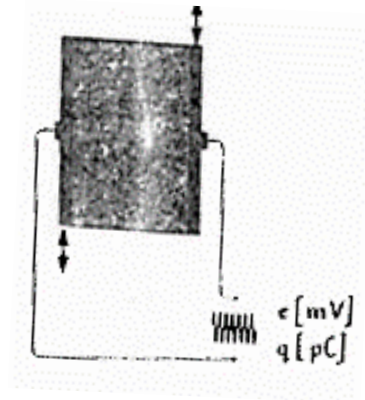


Figura 1.2.8b Esfuerzo de corte

B. Modos de operar de acelerómetros piezoeléctricos

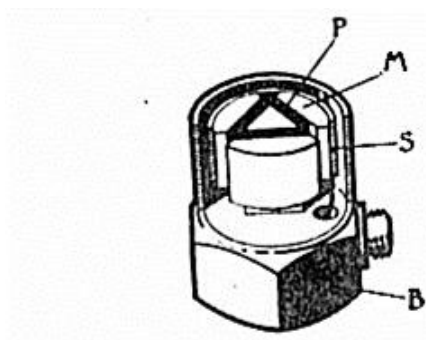


Figura 1.2.9

S= Resorte
M= Masa

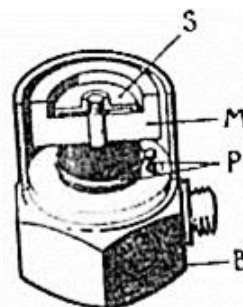


Figura 1.2.9b

P= Material piezoeléctrico
B= Base

El acelerómetro está compuesto por un cierto número de discos de cuarzo, como se muestra en la figura siguiente, sobre las cuales se apoyan por un lado una masa M y por otro lado está rígidamente unidas a la base, la cual a la vez se fija a la superficie cuyo movimiento se desea medir. Cuando el acelerómetro está sometido a vibraciones, la masa M ejerce una fuerza de inercia M sobre el material piezoeléctrico, el que genera cargas eléctricas proporcionales a la aceleración y la masa M. De aquí se concluye que para obtener una mayor señal de salida se requiere de una mayor masa y por lo tanto a mayor sensibilidad del acelerómetro mayor es su masa y tamaño.

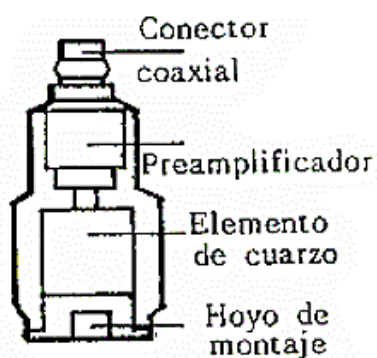


Figura 1.2.10 Acelerómetro con preamplificador incorporado

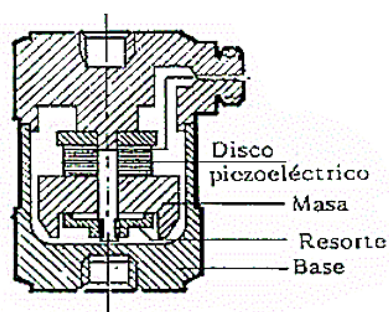
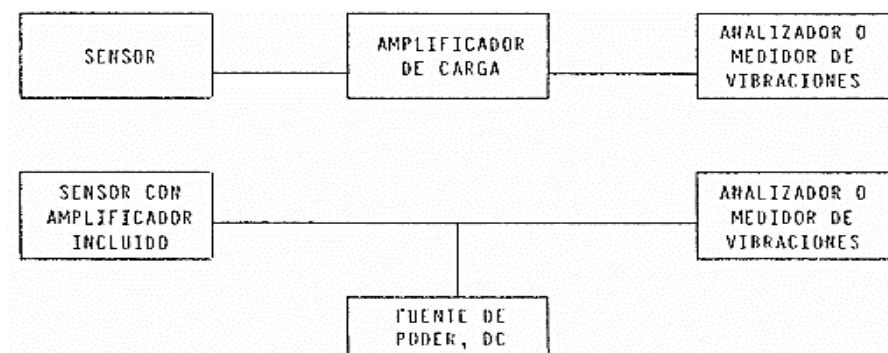


Figura 1.2.10b Acelerómetro sin preamplificador incorporado

Un acelerómetro piezoeléctrico es un sensor autogenerador de su señal, pero tiene el inconveniente que la señal de salida tiene una impedancia muy alta y de muy bajo valor. Por consiguiente, no es adecuada para utilizarla directamente con la mayoría de los instrumentos usados en la medición, análisis y monitoreo de las vibraciones. Para ser utilizada es necesario bajarle la impedancia. El preamplificador que convierte la impedancia y amplifica la señal puede ser ubicado dentro del acelerómetro o fuera de él, cómo se indica en la figura. Por lo tanto, se tiene 2 tipos de acelerómetro:

1) Acelerómetro con amplificador incorporado o tipo ICP (circuito integrado piezoeléctrico)

el cual entrega una señal de voltaje de baja impedancia para que funcione el preamplificador que tiene incorporado, es necesario darle energía a través de una fuente de poder, cómo se indica una figura típicamente entre 4 a 20(mA).



2) Acelerómetro con preamplificador en una unidad separada.

La forma más usada es la primera, la mayoría de los analizadores de vibraciones y recolectores de datos proporciona directamente energía al amplificador incorporado en el sensor. La segunda

forma debe ser utilizada en acelerómetros que van a trabajar a más de 250°F, de acuerdo con API 678, debido a que esta es la máxima temperatura admisible para el circuito incorporado que tiene el primer tipo de acelerómetro

1.2.6 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN

Los principales factores para tomar en cuenta para la selección adecuada de un transductor de vibración son los siguientes:

- 1) **Sensibilidad típica.** La sensibilidad de un sensor es la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida punto por ejemplo un acelerómetro que tiene una sensibilidad de 100 mV/g significa que por cada g de aceleración en el acelerómetro entrega como salida 100 mV.

Toda cadena de medición y todo transductor de vibración tiene su propio ruido eléctrico. Para que esté ruido no influye en el valor de la medición es deseable que la señal producida por la vibración sea bastante mayor que el ruido. Por esto, es deseable una alta sensibilidad del transductor.

- 2) **Rango dinámico.** Es el rango de amplitudes para el cual el sensor tiene una respuesta lineal entre la salida eléctrica y el parámetro vibratorio medido. El rango dinámico práctico es la razón entre la menor amplitud a la mayor amplitud que puede medir el sensor. En teoría la amplitud que miden los sensores parte de tercero, sin embargo, en la práctica los acelerómetros y velocímetros debido a su ruido eléctrico y los sensores de desplazamiento sin contacto solo pueden medir amplitudes a partir de un cierto valor punto rangos dinámicos prácticos son:

Sensores de desplazamiento sin contacto	1: 10 ³
Velocímetro	1: 10 ⁴
Acelerómetros	1: 10 ⁶

- 3) **Sensibilidad transversal.** Los sensores de velocidad y aceleración miden fundamentalmente la dirección de su eje (perpendicular a su base). Sin embargo, son también ligeramente sensitivos a vibraciones que ocurren en direcciones perpendiculares al eje del sensor. La sensibilidad transversal del transductor es el porcentaje de vibración que mide el sensor cuando éste actúa en una dirección perpendicular a su eje.
- 4) **Sensibilidad a la humedad.** Como todos los dispositivos los acelerómetros “respiraran “si ellos no son certificados como herméticamente sellados. Durante micro respiraciones, la humedad penetra inevitablemente si no son herméticamente selladas, esto hará cambiar el comportamiento del acelerómetro.
- 5) **Sensibilidad a la deformación de la base.** Los acelerómetros al estar montados en una estructura sufren deformaciones que generan señales. Para reducir esto, se diseñan compases de suficiente espesor.
- 6) **Sensibilidad magnética.** La interferencia de un campo magnético puede afectar al comportamiento de los transductores, cables e instrumentos de medición. Si los sensores de magnético interfieren con este se tendrán señales erróneas.
- 7) **Rango de temperatura usable.** Esto es la mínima y máxima temperatura a que un transductor puede estar sometido sin que afecten significativamente sus capacidades de respuesta. Esto debe tenerse especialmente en cuenta cuando se fija en forma permanente un sensor en una máquina.

- 8) Sensibilidad a los ruidos acústicos.** Normalmente, las vibraciones inducidas en las estructuras donde se montan los acelerómetros son bastantes más significativas que aquellas debido a la excitación transmitida directamente por el aire.
- 1. Rango de frecuencia típico.** El rango de frecuencia del sensor es el rango entre menor y la mayor frecuencia de la vibración que puede medir sin atenuar la considerablemente. Cada traductor tiene su propio Rango de frecuencia y debe ser conocido por el usuario.

1.3 ANÁLISIS DE PROBLEMAS TÍPICOS DE MÁQUINAS.

1.3.1 DESBALANCEO

Las máquinas rotantes son fuentes potenciales de vibraciones. Este fenómeno adquiere significación cuando la máquina, o el elemento rotativo, gira por encima del 60 rpm, debiéndose, en ese caso corregir el problema.

La causa más usual de las vibraciones originadas en las máquinas rotativas es el desbalanceo del rotor; es decir, la desigual distribución radial de masas, que impide que el eje principal de inercia del sistema coincida con el eje de rotación.

El desbalanceo origina una fuerza centrífuga, que defleca al eje del rotor; Este se desplaza radialmente, una vez por revolución, desplazamiento que puede ser convenientemente medio. Tratándose de una vibración sincrónica.

En general el desbalanceo se expresa como el producto de la masa que lo causa por la distancia de su centro de gravedad al eje de rotación.

Las vibraciones resultantes del desbalanceo provocan excesivo desgaste en cojinetes, bujes, acoplamientos, etc.; problemas de fatiga en elementos rotantes tales como ejes, rotores, bobinados eléctricos; y fallas en otros elementos de la instalación, a los que las vibraciones se transmiten, como son soportes de cojinetes, fundaciones y cañerías.

El desbalanceo ocurre cuando el eje central de masa no coincide con la línea central geotérmica. Hay tres tipos de desbalanceos: estático, cupla y dinámico, que es la combinación de los dos primeros.

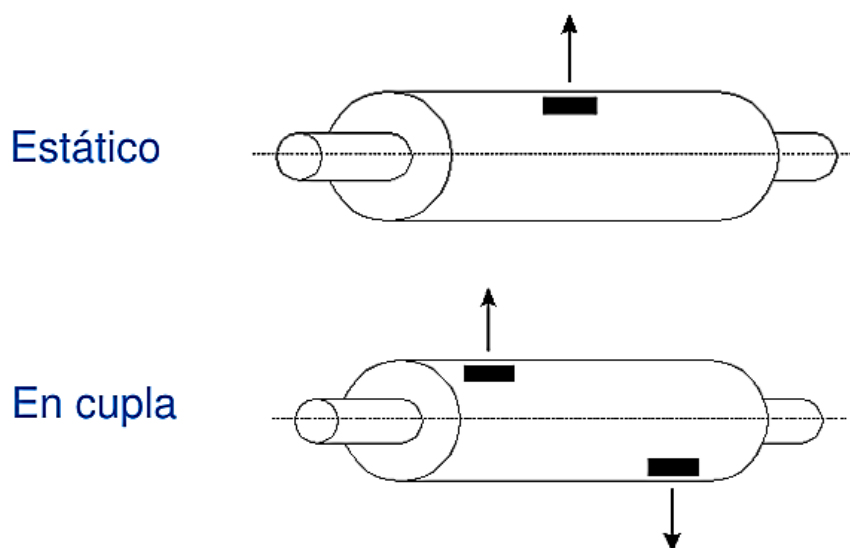


Figura. 1.3.1

Desbalanceo estático

el desbalanceo estático, solamente se considera una fuerza para observar. Coloque el rotor en un soporte antifricción, el rotor girará hasta que la zona pesada quede abajo. El término estático implica que este tipo de desbalanceo, puede medirse en reposo.

Desbalanceo en cupla

A diferencia del desbalanceo estático, el desbalanceo en cupla no puede medirse en reposo. En este, dos fuerzas (pesos) iguales, están dispuestos a 180° entre sí, lo cual indica que el rotor permanezca balanceado en reposo. Sin embargo, cuando el rotor gira, estas fuerzas mueven el rotor en dirección opuesta, en sus respectivos extremos del eje. Esto causará que el eje se mueva, con una diferencia de fase de 180° entre ambos extremos.

Desbalanceo dinámico

En realidad, todos los desbalanceos son dinámicos. Se llama así a la combinación de desbalanceo estático y en cupla. En máquinas simples (un plano), es usual detectar un desbalanceo estático más que dinámico (poleas, ventiladores, etc.). En máquinas más complejas, con rotores con varios planos, el desbalanceo en cupla es el más importante.

Cuando se monta una máquina, en muchos casos es conveniente verificar primero el desbalanceo estático sobre apoyos, por seguridad, y luego realizar el balanceo de la cupla en todos los planos.

Causas de desbalanceo

El desbalanceo puede ser causado por un número de factores, incluyendo fabricación inadecuada, como el caso de piezas mal fundidas, depósitos de materiales inadecuados en álabes, rotores, paletas, etc. O la colocación de pesos en una reparación, sin el debido balanceo. En bombas, un desgaste desigual de impulsores generará desbalanceo.

Efectos del desbalanceo

El desbalanceo normalmente provocará que el cojinete soporte una carga dinámica más elevada que la especificada en el diseño, que inducirá fallas por fatiga en el cojinete. La fatiga es resultado de esfuerzos cíclicos aplicados sobre la superficie que soporta la carga, y metalográficamente, se observa como un desprendimiento de la superficie del metal.

1.3.2 DESALINEACIÓN

La desalineación es uno de los problemas de vibraciones más frecuentes en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta la alineación de dos rotores con sus respectivos apoyos. La desalineación puede tener su origen en causas muy diversas como: excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos autoalineables, distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido, etc.

Es otra de las causas que originan la vibración y la razón de estas es bastante sencilla y a pesar del uso de los cojinetes de auto alineamiento y de los acoples flexibles de alineación correcta de las flechas junto con sus respectivas chumaceras, de manera que no se produzcan fuerzas que generan vibraciones es una operación bastante difícil.

La desalineación en acoplamientos puede medirse empleando relojes comparadores y corregirse con galgas bajo las patas del sistema móvil de la máquina (generalmente el motor). En la actualidad, hay sistemas comerciales precisos para la medida y corrección de la desalineación, basados en unas fijaciones que soportan los relojes comparadores e incluso sistemas láser.

Tipos de desalineación

Se describen a continuación dos tipos de desalineación, la desalineación angular y la desalineación paralela. En la mayoría de los casos la desalineación presente es una combinación de ambas.

Desalineación angular

Hay desalineación angular cuando las líneas centrales de dos ejes se cortan formando un ángulo. La presencia de fuerte vibración axial a 1x RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede estar acompañado de armónicos de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes.

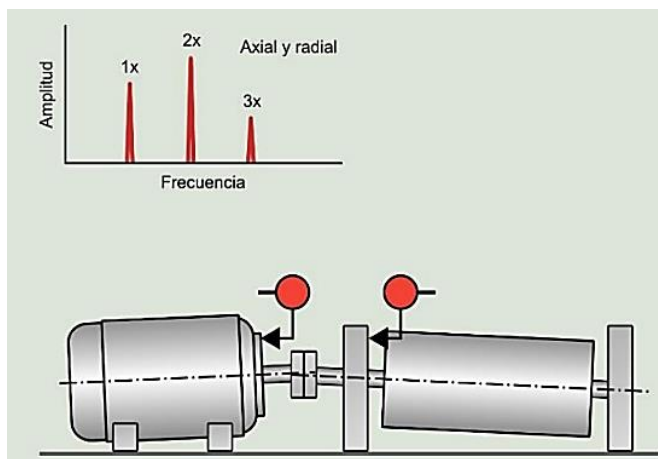


Figura. 1.3.2

Desalineación paralela

Dos ejes están desalineados paralelamente cuando los ejes son paralelos y están separados una determinada distancia. La desalineación puede ser vertical u horizontal y se manifiesta espectralmente con una fuerte vibración radial a 1x y 2x RPM del eje, pudiendo presentar armónicos superiores de menor amplitud.

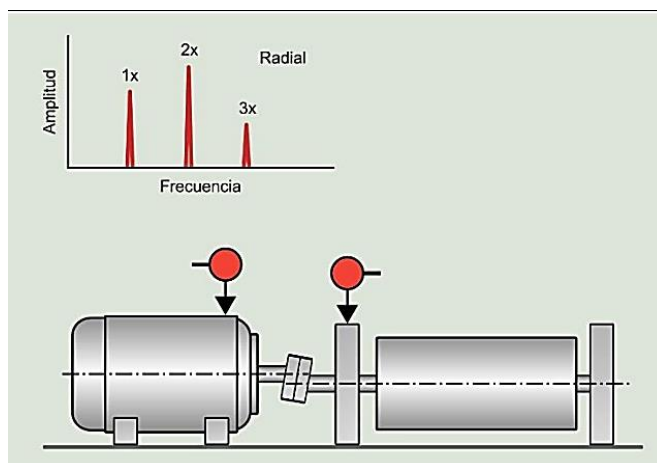


Figura. 1.3.3

Desalineación en rodamientos y cojinetes

Independientemente de que exista una buena alineación en el acoplamiento, puede existir una desalineación entre el eje y el rodamiento. La desalineación puede tener su origen en una deformación en la máquina o en un montaje inadecuado. Si una de las patas de la máquina no está en el mismo plano que las otras o si la bancada no es plana, al apretar los pernos de anclaje se generará una deformación y como consecuencia una desalineación. Otro ejemplo de desalineación en rodamientos tiene lugar en ventiladores de gran tamaño donde están montadas las cajas de los rodamientos sobre la estructura metálica del ventilador. Si la estructura metálica no tiene la rigidez suficiente, se deformará bajo condiciones de carga y originará una desalineación. Generalmente, la mayor deformación se suele producir en el rodamiento próximo al rodete, originando una desalineación axial.

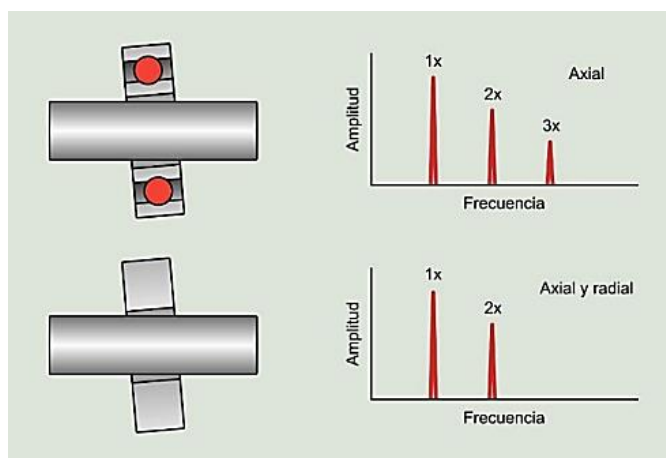


Figura. 1.3.4 Desalineación en rodamientos y cojinetes

Poleas desalineadas

Se dice que dos poleas están desalineadas cuando no se encuentran en un mismo plano. Este problema produce alta vibración axial a 1x RPM del conductor o el conducido, generalmente el conducido. La buena medida de las amplitudes de las vibraciones depende fuertemente de donde

sean tomados los datos. Este tipo de problemas también se manifiestan con la presencia de la frecuencia de paso de correa y sus armónicos. Hay que tener en cuenta que las frecuencias de correas también suelen aparecer cuando existe un desgaste de estas, por lo que a veces es conveniente verificar su estado.

Para solucionar el problema deben alinearse las poleas tanto angular como paralelamente.

- La vibración es más importante en dirección axial que radial (este hecho permite descartar el desequilibrio).
- Desgaste desigual en dirección axial en poleas y correas.

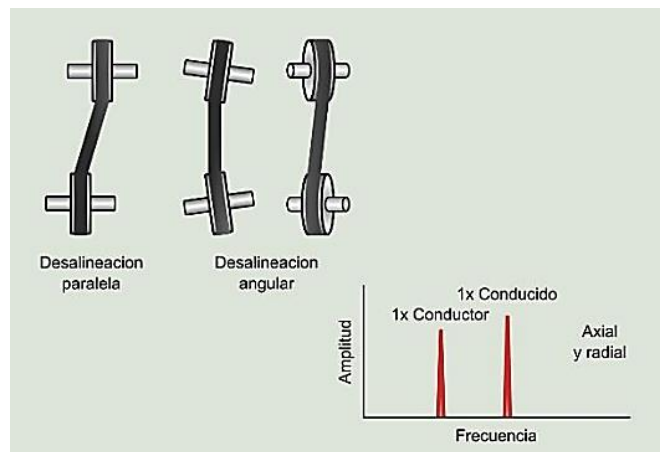


Figura. 1.3.5 Poleas desalineadas

Causas de Desalineación

La desalineación está causada por las condiciones siguientes:

- Ensamblado impreciso de los componentes, como motores, bombas etc.
- La posición relativa de los componentes se altera después del montaje.
- Distorsión debido a fuerzas en tuberías.
- Distorsión en soportes flexibles debido a torque.
- Expansión de la estructura de la máquina debido al alza de la temperatura.

Efectos de la desalineación

Son varios los síntomas que lo indican. Manteniendo bien abiertos los ojos es posible comprobarlo sin necesidad de ningún equipo especial.

- Fallos prematuros en cojinetes, retenes, ejes y acoplamientos
- Vibraciones excesivas en sentido radial y axial
- Elevada temperatura de envolventes en o cerca de cojinetes o temperatura alta del aceite evacuado
- Cantidad excesiva de fugas de aceite en los retenes de cojinete
- El acoplamiento está caliente mientras funciona e inmediatamente tras la parada de la unidad. Comprobar si hay polvo de goma en el interior de las gualderas del acoplamiento
- Pernos de fundamento sueltos
- Pernos de acoplamiento sueltos o rotos
- Excesiva grasa en el interior de las guardas
- Los ejes se rompen (o agrietan) en o cerca de los cojinetes interiores o de los bujes de acoplamiento

1.3.3 EJE TORCIDO

Los ejes pueden experimentar una amplia gama de condiciones de carga. En general, ellos pueden soportar tensión, compresión, flexión, torsión o una combinación de éstas; pero además pueden experimentar cargas variables en el tiempo y tensiones vibratorias.

Una de las causas más comunes de falla de un eje es la fatiga, que comúnmente comienza en un concentrador de esfuerzos. Algunos concentradores de esfuerzos típicos encontrados en ejes son cambios de sección, chaveteros, surcos (por acabado superficial), entallas y corrosión localizada; pocas veces se presentan defectos de soldadura, dado que los materiales de mejor comportamiento en ejes de transmisión son de baja soldabilidad.

Causas de los dobladuras de ejes

- Doblado por deformación térmica, como resultado de la gravedad, los ejes largos respecto de su sección pueden curvarse en reposo.
- Manipuleo inadecuado en el transporte
- Torque elevado

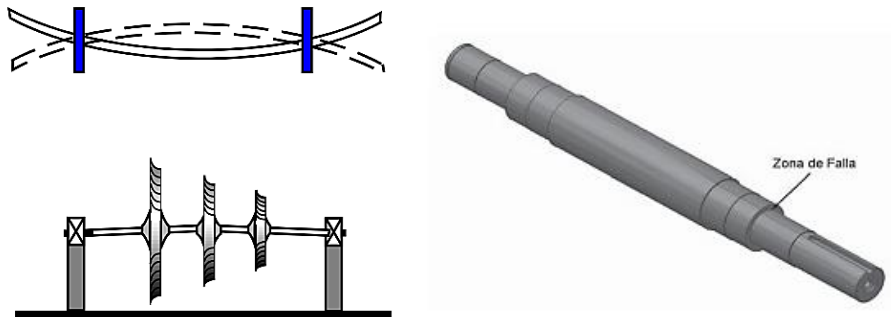


Figura 1.3.6 Eje de motor eléctrico

Efecto del eje doblado

Como en el desbalanceo, el eje doblado usualmente causa rotura por fatiga de los cojinetes, por la carga dinámica elevada.

Nota: Distorsiones en carcazas, especialmente en motores largos, pueden presentar los mismos síntomas que ejes doblados.

1.3.4 SOLTURA MECÁNICA

La vibración característica de un aflojamiento mecánico es generada por alguna otra fuerza de excitación, como un desbalance o una falta de alineamiento. Sin embargo, el aflojamiento mecánico empeora la situación, transformando cantidades relativamente pequeñas de desbalance o falta de alineamiento en amplitudes de vibración excesivamente altas. Corresponde por lo tanto decir que el aflojamiento mecánico permite que se den mayores vibraciones de las que ocurrirían de por sí, derivadas de otros problemas.

El aflojamiento y la acción de golpeo (machacado) resultante producen vibración a una frecuencia que a menudo es $2x$, y también múltiplos más elevados, de las rpm. La vibración puede ser resultado de pernos de montajes sueltos, de holgura excesiva en los rodamientos, o en fisura de la estructura o en el pedestal de soporte.

Un aflojamiento mecánico excesivo es muy probable que sea la causa primaria de los problemas cuando la amplitud de la vibración $2x$ las rpm es más de la mitad de la amplitud a la velocidad de rotación, $1x$ las rpm.

En la mayoría de los casos los datos derivados de una condición de falta de alineamiento indican lo siguiente:

- La frecuencia de vibración es de 1x rpm; también 2x y 3x rpm en los casos de una grave falta de alineamiento.
- La amplitud de la vibración es proporcional a la falta de alineamiento
- La amplitud de vibración puede ser alta también en sentido axial, además de radial.
- El análisis de fase muestra lecturas de fase inestable

La falta de alineamiento, aun con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que, a su vez, producen vibraciones radiales y axiales.

Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a falta de alineamiento y a ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad que la lectura radial más alta, hay un buen motivo de sospechar la existencia de un problema de alineamiento o eje torcido.

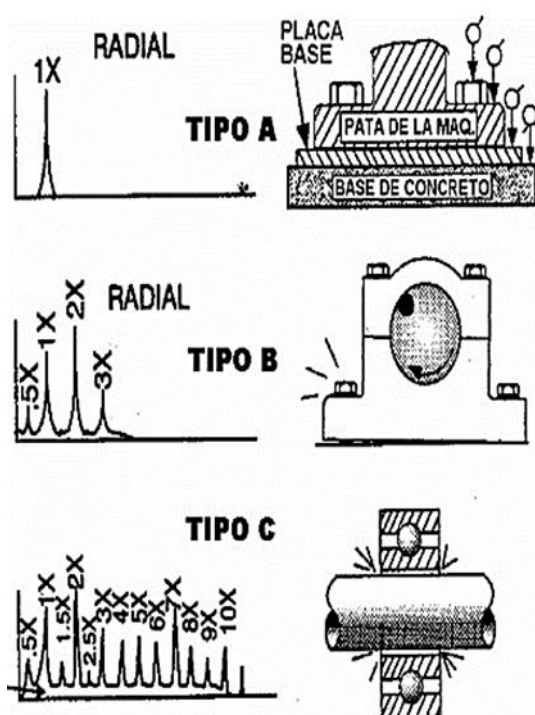


Figura 1.3.7

Los tres tipos básicos de falta de alineamiento en el acoplamiento son: angular, en paralelo y una combinación de ambos.

Una falta de alineamiento sujeta principalmente los ejes de las máquinas accionadora y accionada a vibración axial igual a la velocidad de rotación (rpm) del eje.

La falta de alineamiento en paralelo produce principalmente vibración radial con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje.

Tipos de espectros

La soltura mecánica está formada de 3 tipos de espectros, los del tipo A, B y C. El espectro de tipo C es el más común, ya que es generado por un ajuste impropio de los componentes y la fuerza dinámica del rotor, también es causado a menudo por una camisa de cojinete floja en su alojamiento, espacio excesivo, ya sea en un cojinete o rodamiento impulsor flojo en el eje. Esta fase de tipo C es muy inestable en cuanto a sus mediciones, ya que puede variar de una medición a la siguiente, particularmente si el rotor cambia la posición en el eje de un arranque al siguiente. En la siguiente figura se podrá observar los tres tipos de espectros en la vibración: cada uno de los siguientes problemas ocurre en la soltura mecánica Tipo “C”:

Tipo A es causada por soltura/debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma.

Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes. La tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente

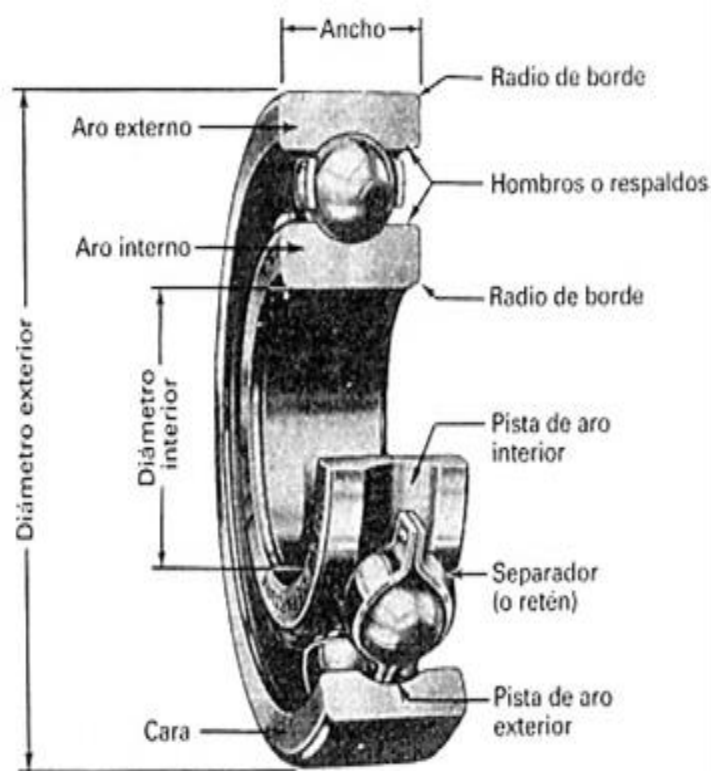


Figura 1.3.8

1.3.5 COJINETES DESALINEADOS

Los rodamientos son elementos rotativos que permiten soportar cargas y permitir el movimiento relativo de un eje y las piezas conectadas a este por medio de una rodadura.

Las principales partes que lo componen son los siguientes:

Aro interno

Permite que el eje pueda girar libremente además de permitir el contacto, por la parte interna, entre él y el elemento de rodadura.

Aro externo

Posee una pista por la cual el elemento de rodadura pueda desplazarse y permite el contacto entre el rodamiento y el otro elemento de máquina.

Jaula

Este tiene por finalidad fijar la posición de los elementos de rodadura para que así no tengan contacto entre ellos.

Elemento de rodadura

Los elementos de rodadura pueden ser bolas, rodillos, conos, esferas o agujas los cuales son los encargados de soportar la carga, por lo que generalmente son aleaciones con cromo y molibdeno.

Desalineamiento de Rodamientos

Se puede definir por desalineamiento a la desviación que pueda existir entre el eje de un elemento rotatorio y el anillo interior del rodamiento, como también el no paralelismo entre las caras del anillo interior y del anillo exterior produciendo cargas (en los elementos de rodadura) para los que no fueron diseñados llegando a generar fallas prematuras. Las fuentes más comunes de desalineación incluyen agujeros de alojamiento no céntricos, hombros no perpendiculares en los componentes de los acoplamientos, ejes doblados. errores durante la instalación, irregularidades de la placa base, la superficie de voltaje no es plana, insuficiente rigidez de la superficie de montaje.

Para saber cuándo un rodamiento está defectuoso, generalmente se examina la trayectoria de los elementos rodantes dentro del rodamiento.

A medida que los cojinetes giran, los elementos rodantes generan una trayectoria de desgaste en las pistas interiores y exteriores. Un rodamiento bien alineado exhibirá una trayectoria de carrera por el centro de los anillos interior y exterior, mientras que un rodamiento exhibirá trayectorias de carrera desigual.

1.3.6 RODAMIENTOS, ETAPA DE FALLA DE UN RODAMIENTO

Etapa A. En sus inicios el defecto tiene la forma de una grieta microscópica y genera vibraciones y ondas a muy bajo nivel. Estas pequeñas señales normalmente no pueden ser despreciadas del ruido eléctrico propio de la cadena de medición de vibraciones. Para poder detectar las pequeñas excitaciones que se generan en esta etapa del deterioro del rodamiento se utilizan métodos resonantes. Estos métodos se basan en que la naturaleza impulsiva de la fuerza que generan los defectos excita las frecuencias naturales de los transductores de medición.

Dentro de estos métodos están los impulsos de choque o SPM y los " spikes " de energía.

En esta etapa inicial, no hay indicios en el espectro vibratorio de este deterioro incipiente, sólo se observan las componentes vibratorias normales de la máquina. Este comportamiento lo desarrollan aproximadamente el 80 % de los rodamientos. En esta etapa la única evidencia posible de un deterioro del rodamiento es el aumento de los spikes de energía (o de los impulsos de choque) en 0.20 gSE (sólo como ejemplo, pues su valor depende del rodamiento en particular y de lo cerca que esté el transductor del rodamiento). Durante esta etapa el defecto no genera ruido ni aumento de temperatura. La vida remanente del rodamiento se estima en promedio en más de 6 meses.

Etapa B. A medida que el defecto aumenta, las frecuencias naturales excitadas de los componentes del rodamiento comienzan a ser observadas en el espectro vibratorio. En un inicio son componentes discretas, luego aparecen bandas laterales generalmente separadas entre ellas por la velocidad de giro del rodamiento. En esta etapa el defecto es apenas visible al ojo. Debido a las altas frecuencias de estas componentes normalmente en el rango de 30.000 a 120.000 cpm, serán primero detectadas en el espectro de aceleración.

Etapa C a E. En la etapa C aparecen en forma visible en el espectro de velocidad, componentes múltiplos de BPFO (o BPFI). En Fig. 1.3.10 (anterior) se observa las componentes 2 BPFO y 3 BPFO. Que no aparezca en forma visible el componente fundamental BPFO se debe por un lado a la movilidad mecánica y por otro a que algunos componentes en el punto de medición se suman y se restan. Fig. 1.3.10, muestra como el primer grupo de componentes son fuertemente influenciadas por la movilidad mecánica de la trayectoria entre el punto de excitación y el punto de medición de las vibraciones.

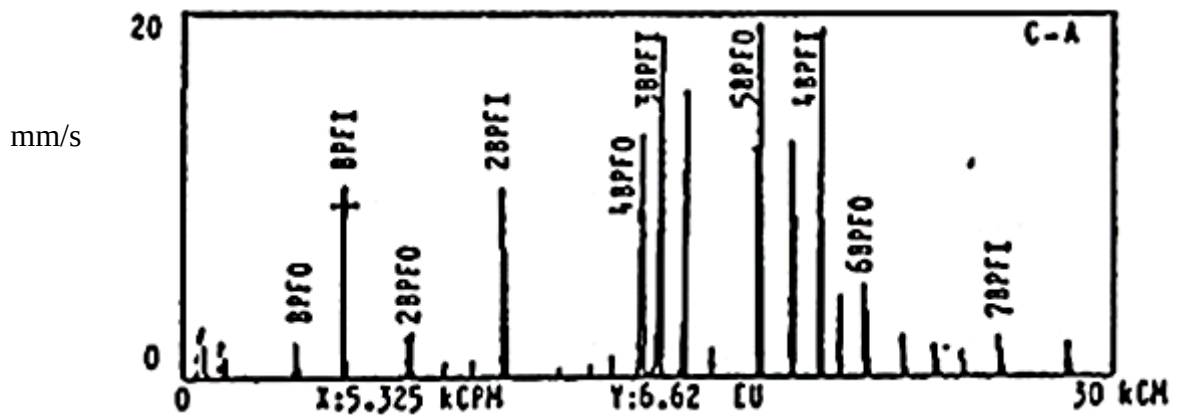
Lo anterior significa que, en las zonas de frecuencias de gran movilidad mecánica, los armónicos de los impulsos generan altas vibraciones. Fig.1.3.10 (anterior), muestra el espectro vibratorio generado por un rodamiento que tiene una picadura en la pista interna. Observe, por un lado, que dicho espectro está compuesto de múltiples armónicos de BPFI como era de esperar y por otro lado que el alto valor de los armónicos 4 y 5 BPFI se debe a una alta movilidad mecánica de la trayectoria de la vibración a dichas frecuencias.

Para el caso de un defecto en la pista interna la posición del defecto respecto a la carga fija, y la amplitud de los impulsos de excitación es constante. Sin embargo, para un defecto en la pista externa o en los elementos rodantes, la posición del defecto cambia respecto a la carga. Como la magnitud de los impulsos son función de la carga, al variar ésta sobre el defecto, varía la magnitud del impulso. Esto a la vez modulará la respuesta vibratoria. Esta modulación aparece en el espectro bajo la forma de bandas laterales.

Al aumentar el daño, etapa D, aparecen más componentes de las frecuencias características de falla de los rodamientos y con pequeñas modulaciones (bandas laterales) con la velocidad de giro. En la etapa E aparecen nuevas componentes características de falla y aumenta notoriamente la modulación de las componentes entre ellas y con la velocidad de giro. En esta última etapa la vida

remanente del rodamiento es altamente impredecible, pero es cosa de días. Cuando un rodamiento está dañado con múltiples defectos, su espectro vibratorio puede estar compuesto por un gran número combinaciones de las componentes de fallas señaladas y moduladas entre ellas y / o con la velocidad de rotación del rodamiento, Figura 1.3.11.

Muestra un ejemplo del espectro. vibratorio de un rodamiento de un agitador con la pista exterior e interior dañada en una gran extensión.



Espectro vibratorio de la maquina con rodamientos dañados.

Espectro vibratorio de la maquina con rodamientos nuevos.

Figura 1.3.11

Etapas F. En esta etapa normalmente crece la componente 1 x rpm y las vibraciones tienden a ser aleatorias. En esta etapa el rotor se aproxima a la falla catastrófica y debiera detenerse de inmediato.

FALLAS ANORMALES

- Desgaste de pistas y elementos rodantes por contaminación del lubricante con polvo o partículas de metal (genera vibraciones similar a una soldadura).
- Falta de lubricación (excita frecuencias naturales de las pistas de rodadura).
- Desgaste o daño del canastillo (difícil de determinar por análisis de vibraciones, debido a que la poca masa del canastillo no es capaz de excitar el descenso).
- Rodamientos sueltos en el eje (difícil de detectar con mediciones periódicas por vibraciones, debido a que se produce intermitentemente. Cuando se detecta es similar al rozamiento).
- Rodamientos sueltos en su alojamiento (presenta las características vibratorias típicas de soldaduras)
- Daño por paso de corriente a través del rodamiento (Características similares a la falla por picadura. Si el daño es generalizado en las pistas, puede presentar múltiples armónicos de las RPM).

1.3.7 TÉCNICAS DE ANÁLISIS FRECUENCIAL

Cuando un rodamiento en servicio es adecuadamente lubricado, apropiadamente montado, mantenido libre de abrasivos, suciedad y agentes corrosivos, entonces se eliminan todos los tipos de fallas salvo una, la cual es la fatiga del material de las pistas y elementos rodantes, considerada como la falla de los rodamientos. El descascarillado comienza como una grieta bajo la superficie y se propaga a superficie eventualmente formando una picadura o estría.

La presencia de un defecto en la superficie de una de las pistas o en los elementos rodantes de un rodamiento produce una excitación cada vez que el defecto contacta otra superficie rodante. para poder estimar la vida nominal de un rodamiento se debe tomar en cuenta la fórmula ISO:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{c}{p} \right)^E$$

E. 19

Donde:

L_{10h} = Vida nominal en horas de servicio

n = Velocidad de giro en (rev/min)

c = Capacidad de carga en (N)

p = Carga dinámica equivalente en N

E = Exponente 103 es para rodamientos de bola.

En conclusión, mediante esta ecuación se espera poder predecir el número de horas que se espera que alcance un rodamiento antes que aparezca el primer signo de fatiga, por otra parte, mediante los primeros vestigios de daños en los rodamientos se puede ir presentando vibraciones que conforme el tiempo y la incidencia del daño será cada vez más fuertes dichas vibraciones.

Para el análisis frecuencial es necesario tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

ubicación del transductor. (Dispositivo cuya misión es recibir energía de una x naturaleza eléctrica, mecánica, acústica, etc., y suministrar otra energía de diferente naturaleza, pero de características dependientes de la que recibió.)

Unas pocas reglas simples pueden ser útiles para identificar el mejor lugar donde tomar datos.

- Para engranajes rectos, la mejor señal se obtiene en la posición radial.
- Para engranajes helicoidales, de espina de pescado, y otros con un ángulo de contacto, la mejor señal se obtiene desde la posición axial.
- El transductor debiera ser ubicado tan próximo como posible al engranaje, en una de las posiciones anteriores.
- Si un diente en el lado derecho de la caja de engrane está roto, la mejor señal se obtiene desde el lado derecho de la caja.
- Si la caja de engranajes está construida con nervios internos, la mejor señal se obtiene ubicando el transductor donde el nervio se une a la caja. Esto se aplica sólo a engranajes que están soportados por nervios.
- La naturaleza o tipo de problemas también afecta la ubicación.

Por ejemplo, un engranaje suelto en el eje o un eje con una chaveta o chaveteros gastados pueden generar una gran señal en la dirección radial.

- No tome datos desde las cubiertas de las cajas de engranajes o de las placas delgadas sobre el sello de aceite. Use marcas naturales tales como cabeza de pernos. La transmisibilidad de frecuencias a través de empaquetaduras. no es muy buena y la señal puede ser atenuada. La transmisibilidad de frecuencias a través de los hilos de un perno no es atenuada. Por consiguiente, los datos tomados en la cabeza de un perno de los mejores resultados.

Caso histórico

N ° 1: Engranaje severamente desgastado. Los engranajes sueltos y desgastados pueden generar una vibración de banda ancha sobre la línea base. Estos normalmente significan que los engranajes se están moviendo de una manera impredecible. A veces la vibración puede tener componentes discretas separadas entre ellas por múltiplos de la velocidad de giro del engranaje suelto. En algunas instalaciones cuando un rodamiento está suelto en su alojamiento, puede generarse una componente a cuatro veces la velocidad de giro. Esta frecuencia puede presentarse como una componente discreta, o puede modular la frecuencia de engrane. En tales casos, la banda lateral a cuatro veces la velocidad de giro deberá estar a la izquierda de la frecuencia de engrane.

Caso históricos

N ° 2: Engranajes desalineados. Los engranajes desalineados generan un espectro como en otras formas de desalineamiento, es decir, los primeros tres armónicos de la frecuencia de engrane son distintivos. Lo distintivo de los tres primeros armónicos puede tomar diferentes formas. Normalmente, la frecuencia de engrane fundamental es mayor en amplitud que su segundo y tercer armónico. Engranajes desalineados significa que no están engranando uniformemente a través de la línea de paso. Esto produce desgaste sólo en la parte del diente que está en contacto con el otro diente.

N ° 3: Engranaje con puntos altos. Engranajes que están fuera de redondez o que tienen varios puntos altos son formas comunes de excentricidad en engranajes que tienen rayos. En algunos casos, los puntos altos ocurren en o cerca de los rayos. Las causas de estos puntos no han sido bien documentadas. Sin embargo, parece razonable suponer que uno o más de los siguientes puntos son los principales contribuyentes: Algo podría haber andado mal durante la fabricación.

1.4 DIAGNÓSTICO DE FALLA EN MOTORES DE INDUCCIÓN Y CONDICIÓN MECÁNICA DE RODAMIENTOS

1.4.1 INTRODUCCIÓN

El motor eléctrico es una máquina rotativa que transforma energía eléctrica en energía mecánica. Es el más usado en la industria, pues combina como ventaja la utilización de la energía eléctrica (de bajo costo, facilidad de transporte, limpieza y simplicidad de manejo) junto a una construcción simple de costo reducido y de gran versatilidad de adaptación a las cargas de los más diversos tipos.

Los motores eléctricos pueden ser de corriente alterna o de corriente continua. Las principales aplicaciones y características de ellos se indican en Tabla N°1 correspondiente a este capítulo. Los motores de inducción son similares a otros tipos de equipos rotatorios en el sentido que experimentan problemas comunes de desbalance, desalineamiento, resonancia, problemas de rodamientos, etc. Ellos son, sin embargo, únicos en el sentido que también exhiben problemas asociados con los campos magnéticos producidos por el rotor y estator.

Un motor de inducción trifásica está compuesto fundamentalmente de dos partes: el rotor y el estator.

El estator está formado por la carcasa, que es la estructura soporte del conjunto un núcleo de chapas magnéticas y los devanados ubicados en ranuras sobre el núcleo. El núcleo de hierro ubicado en el interior del devanado tiene el doble fin de aumentar el flujo magnético y de limitarlo a una región deseada.

Está formado por un conjunto de chapas separadas entre ellas por una capa de oxidación natural o una capa de barniz aislante con el objeto de eliminar, aunque no completamente, las corrientes de Foucault (Corriente parásita) y sus efectos caloríficos.

El rotor está formado por un eje que transmite la potencia mecánica y por un núcleo de chapas magnéticas, sobre el que va instalado un bobinado trifásico (rotor bobinado) o un conjunto de barras

(rotor de jaula de ardilla). El rotor de jaula ardilla consiste en barras conductoras encajadas en las ranuras de las chapas del rotor, ver Fig. 4.1 b y Fig. 4.2 a correspondientes a este tema. Las barras están unidas o cortocircuitadas en cada extremo mediante anillos conductores terminales. Para motores de fracciones de HP hasta unos 100 HP, las barras y anillos extremos y a veces el ventilador se hacen como un todo de aluminio fundido inyectado a presión.

Tabla N°1. Características de los Motores Eléctricos más comunes.

Motor de corriente alterna asincrónico o de inducción.

Motor asincrónico monofásico.	• Se utiliza para potencias pequeñas (< 1HP) o potencias fraccionadas. • Necesita de un sistema de partida. Existen diferentes tipos según el requerimiento del par de arranque (de polo blindado, fase partida, arranque con condensador, etc.) Motor sincrónico.
Motor asincrónico trifásico.	• Debido a su gran simplicidad, robustez, bajo costo, bajos requerimientos de mantención, disponibilidad de tamaños de fracciones de HP hasta 10.000 HP: hace que sea el motor más utilizado de todos. • Los principales inconvenientes es que su velocidad varía ligeramente con la carga, su corriente de partida puede ser 5 a 8 veces la de plena carga y el factor de potencia es bajo cuando la máquina está ligeramente cargada.
Motor sincrónico.	• Se utiliza cuando es necesario mantener una velocidad constante independiente de la carga, o cuando se requiere bajas velocidades y alta potencia (y mayor eficiencia).

	• Se utilizan para mejorar el factor de potencia general de una planta. Ofrecen la ventaja de una corriente en adelanto respecto al voltaje, lo que ayuda a neutralizar el retardo en la corriente que generan la mayoría de los motores industriales. • No posee alto torque de partida, lo que obliga a tener arreglos especiales.
Motor de corriente continua.	• Son motores de costo más elevado además de requerir de una fuente de corriente continua o de un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. • Se utiliza en máquinas donde se requiere un control exacto de la velocidad y / o el torque. A pesar de su alto costo y requerimientos de mantención son usados en: escarbadoras, laminadores, elevadores eléctricos, locomotoras, etc.

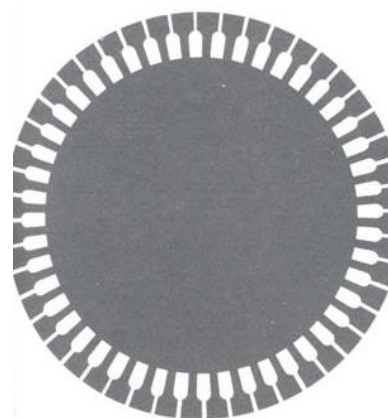
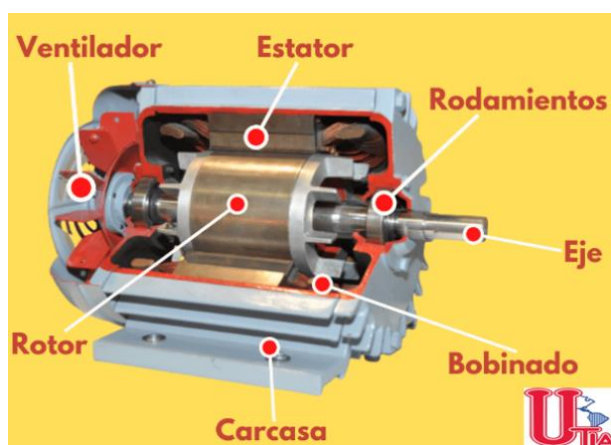


Figura 1.4.1a Esquema de un motor de inducción

- a) Chapas de un rotor jaula de ardilla. Las barras son ubicadas en las ranuras de las chapas



1.4.1bExcentricidad estática

- b) Ranura de una chapa de un rotor de doble jaula de ardilla.

1.4.2. EXCENTRICIDAD ESTÁTICA O ENTREHIERRO DESIGUAL

En Fig. 1.4.2 se puede apreciar lo que sucede en un motor con ejes del rotor y estator desalineados paralelamente. Con el objeto de simplicidad se analiza el motor de un par de polos. Si el entrehierro es igual, las fuerzas magnéticas son iguales opuestas y balanceadas (ambos polos magnéticos están tratando de tirar el rotor dentro del estator). En Fig.1.4.2 (b) los entrehierros no son iguales. El entrehierro a la derecha es menor, las fuerzas no están balanceadas y el campo magnético tiende a atraer el rotor hacia la derecha. Esto ocurre dos veces en una revolución del campo magnético, Figura.1.4.2 (b) y Fig.1.4.2 (d). Por tanto, **un entrehierro desigual se caracteriza por vibraciones a dos veces la frecuencia de la línea**, independiente del número de polos. Cuando se corta la potencia, la vibración a dos veces la frecuencia de la línea debe desaparecer inmediatamente. Esta vibración a $2F$, es independiente del número de polos del motor. Observando en Fig. 1.4.2, si fuese un motor de dos pares de polos, cada uno de los cuatro polos pulsaría cuando ellos pasaran por el entrehierro mínimo, generando cuatro pulsos por revolución. Pero, como la frecuencia sincrónica de este motor es $FL/2$, la vibración resultante será de todas formas a $2FL$.

Las fuerzas electromagnéticas generadas son altas (para un rotor de 2000 HP con 10 % de excentricidad del entrehierro es del orden de 1500 lb). De aquí, que las excentricidades (diferencia entre los entrehierros) deberían ser menores que un 5 % del juego radial nominal para los motores asíncronos y que en un 10 % para los motores síncronos.

Un motor con un pie flojo (citando un ejemplo por ser incorrectamente alineado y apretado de manera que distorsionen el estator), ya no tendrá el entrehierro simétrico y puede exhibir síntomas de excentricidad. Esto puede ser verificado soltando los pernos que sujetan el motor y observar el nivel vibratorio. Actualmente los constructores, con el objeto de aumentar la eficiencia del motor han reducido los entrehierros. Esto aumenta las fuerzas de atracción magnética entre rotor y estator **(para un rotor considerado un cilindro de fierro, dicha fuerza es inversamente proporcional al cuadrado del entrehierro y proporcional al cuadrado de la corriente en el estator)**

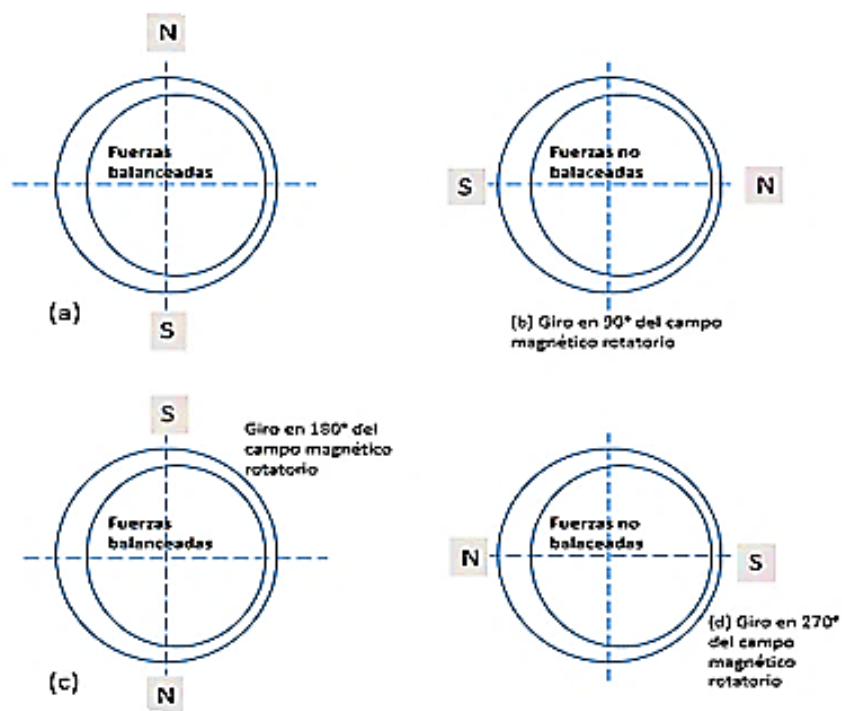


Figura 1.4.2 Desigualdad en el entrehierro o excentricidad estática.

La mayoría de los grandes motores tienen aperturas para verificar con feeler (sonda para palpar simetría) la simetría del entrehierro. Para pequeños motores se confía en la fijación que se realiza en el extremo acampanado para asegurar la simetría del entrehierro. Cuando se compra un motor nuevo, se debería especificar esto, y debería ser verificable. Para analizar vibraciones de origen eléctrico, se requiere una buena resolución en frecuencias para poder separar los problemas mecánicos de los eléctricos.

Otros problemas del estator:

- Solturas del núcleo debido a poca rigidez en soportes o a soldaduras mecánicas.
- Laminaciones del estator en corto (los problemas de aislamiento entre las capas pueden generar calentamientos localizados produciendo una curvatura inducida térmicamente la cual puede crecer con el tiempo de operación y algunas veces reproducir el contacto rotor -estator el cual puede ser fatal).

presentan un comportamiento vibratorio similar al de un motor con excentricidad estática.

1.4.3. EXCENTRICIDAD DINÁMICA O ROTOR EXCÉNTRICO

En este caso puntual (rotor excéntrico), el rotor mismo no es concéntrico con su línea de centros, por consiguiente, un rotor excéntrico produce un entrehierro desigual entre el rotor y el estator, el cual gira con el rotor (diferente al entrehierro desigual estacionario en el caso de la excentricidad estática). Un rotor con giro excéntrico puede tener su origen en laminaciones en corto en el rotor (calentamiento y curvatura localizada), o simplemente un rotor fuera de redondez.

Un rotor excéntrico generará una componente a $1 \times$ debido al desbalanceamiento que ello genera y una componente a $1 \times$ rpm. de origen eléctrico. Para ilustrar esta última fuerza se analiza un rotor con un punto alto, Figura 1.4.3. Esta figura muestra una revolución de deslizamiento donde se generan fuerzas máximas dos veces por ciclo de deslizamiento (fuerzas desbalanceadas máximas ocurren cuando el área del mayor flujo magnético coincide con el punto de menor entrehierro). Por tanto, la vibración a $1 \times$ RPM es modulada a una razón de dos veces la frecuencia de deslizamiento. Así, un rotor excéntrico, modula la vibración en una razón igual al número de polos veces el deslizamiento. Las excentricidades dinámicas y estáticas del entrehierro también pueden generar vibraciones a la frecuencia de paso de las barras del rotor y bandas a $2FL$ de esta frecuencia.

ROTOR CON BARRAS ROTAS

Un rotor con barras rotas tiene síntomas similares a un motor con rotor excéntrico. Bajo carga, la vibración será modulada a una razón igual al número de polos veces el deslizamiento. En un rotor con barra rota, la amplitud de la pulsación aumenta con la carga. Cuando un rotor se gira desacoplado, la barra rota prácticamente no tendrá ningún efecto y el rotor girará suave.

En una barra rota no puede circular corriente. Cuando ella está en una área de alto flujo, las fuerzas magnéticas sobre el rotor están desbalanceadas.

Como el flujo de corriente a través de la barra del rotor es proporcional al deslizamiento, y como cuando el rotor gira sin carga la corriente en él es baja; la barra rota tendrá poco efecto.

Una barra de rotor agrietada puede también producir calor localizado del rotor, lo que a la vez puede producir una expansión desigual y curvar el rotor. Esto genera un desbalance y por lo tanto

una vibración a ix RPM con bandas laterales relacionadas con la frecuencia de deslizamiento. Una junta de alta resistencia entre una barra de rotor y el anillo extremo puede exhibir los mismos síntomas.

Barras de rotor sueltas también pueden exhibir síntomas similares además de mostrar vibraciones a la frecuencia de paso de las barras del rotor.

Barras rotas en el rotor es en cualquier caso un problema que requiere atención inmediata, ya que el daño será progresivo a barras adyacentes produciendo eventuales roturas. Esto se debe a los mayores esfuerzos térmicos y mecánicos en las barras adyacentes, ya que ellas son forzadas a llevar más corriente. Esta progresión dependerá de muchos factores, incluyendo la edad del motor y el ciclo de trabajo

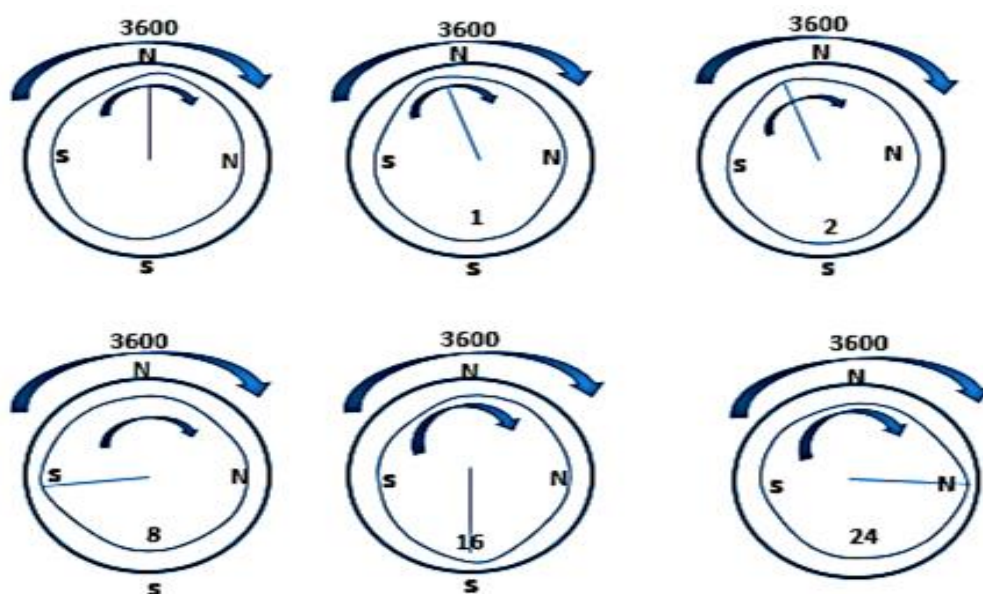


Figura 1.4.3. El punto alto en rotor se alinea con el alto flujo en el estator dos veces en una revolución de deslizamiento.

1.5 MEDICIONES TERMOGRÁFICAS

1.5.1. ¿QUÉ ES TERMOGRAFÍA?

La termografía infrarroja es un método de medición para la adquisición y análisis de información térmica a partir de dispositivos de toma de imágenes sin contacto, en el que la distribución de la temperatura en las superficies se mide con el uso de una cámara termográfica. Esta es una técnica de mantenimiento predictivo que puede ser usada para el monitoreo de la condición de máquinas, estructuras y sistemas. La cámara termográfica mide la radiación infrarroja de onda larga en el campo de visión y utiliza los resultados para calcular la temperatura del objeto medido. Estos resultados se plasman en una imagen virtual coloreada (imagen térmica). Así se hace visible la distribución de la temperatura en la superficie del objeto.

En el 99% de los casos en que falla un motor, lo que se escucha decir es “el motor se quemó”, pero por lo general se desconoce la causa de falla, incluso se incurre en gastos de rebobinado o un motor nuevo y luego de un tiempo vuelve a presentarse el mismo problema, representando gastos excesivos para la empresa.

Pero ¿qué ocasiona una falla en un motor? Pues bien, las causas pueden ser varias, entre ellas: distorsión armónica, desbalance de voltaje, falsas conexiones, humedad, contaminación, sobrecarga, defectos en el rotor, excentricidad, problemas mecánicos, etc. Estas causas actúan de diferente forma sobre el aislamiento, algunas producen calentamiento excesivo, estrés mecánico (vibración) o acción química (envejecimiento prematuro), todo ello conlleva a un deterioro del aislamiento y con ello de la vida útil del motor. De ahí la importancia de conocer en qué medida estas causas están presentes en sus motores.



Figura 1.5.1

1.5.1.1. ¿QUÉ ES LA EMISIVIDAD?

La emisividad es la medición de la capacidad de un objeto de emitir energía infrarroja, por una superficie u objeto debido a su temperatura. El valor de la emisividad se calcula por la proporción de radiación térmica debido a una diferencia de temperatura con su entorno.

La emisividad de un cuerpo depende en teoría del material, del acabado de su superficie, de la temperatura de la longitud de onda, del ángulo de medición y bajo determinadas circunstancias. Su energía emitida indica la temperatura del objeto. La emisividad puede tener un valor entre 0 (espejo brillante) y 1.0 (cuerpo negro) pero la mayoría de las superficies orgánicas tienen valores de emisividad cercanos a 0.95.

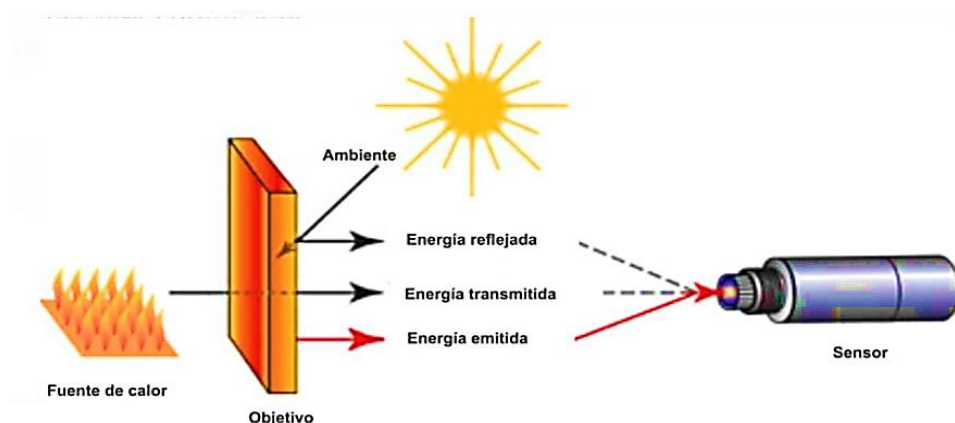


Figura 1.5.2 Emisividad

La emisividad varía según el estado de la superficie, el ángulo de visión, la temperatura y la longitud de onda espectral. La mayoría de los materiales no metálicos son radiadores de energía eficientes. La piel humana está cerca de ser un radiador perfecto con una emisividad de 0.98. Una superficie de cobre pulida se encuentra en el otro extremo del espectro, con un valor de 0.01.

La mayoría de las cámaras infrarrojas tiene la habilidad de cambiar la configuración de emisividad, de modo que, si conoce el valor de la emisividad del material que está inspeccionando, puede hacer un ajuste en la cámara para aproximarse a la temperatura real de la superficie. Sin embargo, si la emisividad del material es inferior a 0.60, no obtendrá una lectura precisa de la temperatura mediante tecnología infrarroja e, incluso si es más alta, otros factores pueden afectar la lectura de temperatura.

1.5.1.2. ¿QUÉ ES REFLEXIÓN?

La reflexión (ρ) es la medida de la capacidad de un material de reflejar la radiación infrarroja. Depende de las propiedades de la superficie, la temperatura y el tipo del material. En general las

superficies lisas y brillantes reflejan de forma más intensa que las rugosas y mate del mismo material.

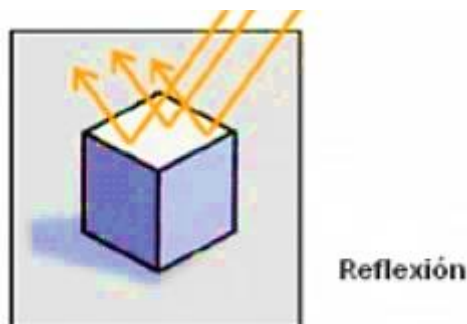


Figura 1.5.3 Reflexión

En general, el coeficiente de reflexión (reflectividad) de un cuerpo opaco depende de la temperatura y de la superficie del material, de la longitud de onda incidente y del ángulo de incidencia.

Existen dos tipos principales de reflexión:

- a) Reflexión especular: Se produce en superficies lisas y pulimentadas en las que el rayo reflejado forma el mismo ángulo que el rayo incidente.
- b) Reflexión difusa: Se produce sobre superficies rugosas o sin brillo que reflejan de forma difusa en todas direcciones y no existe un ángulo de reflexión concreto.

1.5.1.3.¿QUÉ ES TRANSLÚCIDO?

Los cuerpos translúcidos son aquellos que dejan pasar un poco de luz, pero no la suficiente como para ver en forma clara lo que hay detrás de ellos. Están en un nivel intermedio entre los transparentes y los opacos.

Esto nos lleva a entender que el material translúcido no es capaz de ofrecer la mayor nitidez posible, de manera que su uso debería tener lugar únicamente en los casos que no se pretenda tal claridad en la imagen. Dado que ésta no es más que una de las propiedades de estos materiales, no podemos afirmar que uno sea mejor que el otro, sino más bien que resulta más o menos adecuado a cada aplicación.

1.5.1.4. ¿QUÉ ES OPACO?

La cualidad de opaco recibe el nombre de opacidad. Se dice que un material es opaco cuando no permite que la luz pase en una proporción que pueda apreciarse. Es posible, por lo tanto, referirse a distintos grados de opacidad.

Lo opaco implica un bloqueo del paso de la luz visible. Podría decirse que el ladrillo es un material opaco: si se levanta una pared de ladrillos en un lugar donde se reflejan los rayos del sol, dicha luminosidad no atravesará el muro. En cambio, una pared de cristal sí permitirá el paso de la luz, ya que el cristal es un material translúcido.

El material opaco hace referencia a materiales comunes que no son metálicos (reflexiones internas) ni transparentes (refractivos). Plástico, madera, piedra, cerámica son ejemplos habituales de materiales opacos, que es el tipo de material más utilizado.

En un material opaco, la mayor parte de la luz no se refleja en la superficie, sino que se dispersa por el interior en un volumen muy pequeño e insignificante. Esta dispersión es lo que se conoce como color difuso, o simplemente el color del material, y es la principal característica visible de esos materiales.

1.5.1.5. ¿QUÉ ES CONDUCTIVIDAD?

La conductividad térmica es una propiedad de ciertos materiales capaces de transmitir el calor, es decir, permitir el paso de la energía cinética de sus moléculas a otras sustancias adyacentes. Se trata de una magnitud intensiva, inversa a la resistividad térmica (que es la resistencia de ciertos materiales a la transmisión del calor por sus moléculas).

La explicación de este fenómeno radica en que, al calentarse un material, sus moléculas aumentan su energía cinética, es decir, incrementan su agitación. Las moléculas, entonces, son capaces de compartir ese extra de energía sin ocasionar movimientos globales de la materia (en eso se distingue de la convección térmica de los líquidos y gases), siendo esta capacidad muy elevada en los metales y en los cuerpos continuos, por lo general, y muy baja en los polímeros y otros materiales aislantes como la fibra de vidrio.

Unidades de medida de la conductividad térmica

La conducción térmica se mide, de acuerdo con el Sistema Internacional, a partir de la relación $W/(K \cdot m)$, donde W son watts, K kelvin y m , metros. Esta unidad es equivalente a Joules sobre metro por segundo por Kelvin ($J/m \cdot s \cdot K$).

Una conductividad térmica de 1 vatio por metro por kelvin significa que un Julio (J) de calor se propaga a través de un material de $1m^2$ de superficie y un grosor de 1 m, en 1 segundo, cuando la diferencia entre ambas sustancias sea de 1K.

Algunos ejemplos de conductividad térmica son:

- El acero. Con una conductividad de 47 a 58 $W/(K \cdot m)$.
- El agua. Con una conductividad de 0,58 $W/(K \cdot m)$.

- El alcohol. Con una conductividad de $0,16 \text{ W/(K.m)}$.
- El bronce. Con una conductividad de $116 \text{ a } 140 \text{ W/(K.m)}$.
- La madera. Con una conductividad de $0,13 \text{ W/(K.m)}$.
- El titanio. Con una conductividad de $21,9 \text{ W/(K.m)}$.
- El mercurio. Con una conductividad de $83,7 \text{ W/(K.m)}$.
- La glicerina. Con una conductividad de $0,29 \text{ W/(K.m)}$.
- El corcho. Con una conductividad de $0,03 \text{ a } 0,04 \text{ W/(K.m)}$.
- El oro. Con una conductividad de $308,2 \text{ W/(K.m)}$.
- El plomo. Con una conductividad de 35 W/(K.m) .
- El diamante. Con una conductividad de 2300 W/(K.m) .
- El vidrio. Con una conductividad de $0,6 \text{ a } 1,0 \text{ W/(K.m)}$.
- El litio. Con una conductividad de $301,2 \text{ W/(K.m)}$.
- La tierra húmeda. Con una conductividad de $0,8 \text{ W/(K.m)}$.

1.5.2. ¿QUÉ ES CALOR?

El calor es una forma de energía que se transfiere de manera espontánea entre distintas zonas de un cuerpo o desde un cuerpo hacia otro.

En termodinámica, “calor” significa “transferencia de energía”. Esta transferencia siempre tiene una dirección definida por la diferencia de temperatura entre los cuerpos. El calor fluye del cuerpo

más caliente al más frío, de manera de llegar a una temperatura de equilibrio, en un proceso que va acompañado de un cambio de entropía hasta que se alcanza, si es posible, el estado de equilibrio térmico caracterizado por una distribución uniforme de temperaturas. Denominamos calor a la transferencia de energía que tiene lugar sin un movimiento ordenado del sistema, en contraposición a la transferencia de energía que tiene lugar con un movimiento ordenado durante la realización.

Existen tres métodos de transmisión de calor en la naturaleza: conducción, convección y radiación.

- La conducción. Ocurre cuando el calor se transmite de un cuerpo a otro con diferente temperatura a través del contacto, sin que ocurra un desplazamiento de materia.
- La convección. Se produce a través del movimiento de partículas de la sustancia que transmite el calor, por lo que deberá tratarse siempre de un fluido (líquido o gas), ya sea por movimiento natural o forzado.
- La radiación. Ocurre cuando el calor se transmite entre dos sólidos de distinta temperatura sin que exista entre ellos ningún punto de contacto ni un sólido conductor. El calor se transmite en emisión de ondas electromagnéticas a la velocidad de la luz.

1.5.2.1. ¿QUÉ ES TEMPERATURA?

La temperatura es una magnitud referida a las nociones comunes de calor o frío, por lo general un objeto más "caliente" tendrá una temperatura mayor. Físicamente es una magnitud escalar dada por una función creciente del grado de agitación de las partículas de los materiales. A mayor

agitación, mayor temperatura. Así, en la escala microscópica, la temperatura se define como el promedio de la energía de los movimientos de una partícula individual por grado de libertad.

La temperatura se mide con termómetros, los cuales pueden ser calibrados de acuerdo con una multitud de escalas que dan lugar a las unidades de medición de la temperatura. En el Sistema Internacional de Unidades, la unidad de temperatura es el kelvin. Sin embargo, fuera del ámbito científico el uso de otras escalas de temperatura es común el uso de la escala Celsius (o centígrada), y en los países anglosajones, la escala Fahrenheit. También existe la escala Rankine ($^{\circ}\text{R}$) que establece su punto de referencia en el mismo punto de la escala Kelvin, es la escala utilizada en el Sistema Inglés Absoluto. Una diferencia de temperatura de un kelvin equivale a una diferencia de un grado centígrado.

Unidades de temperatura

Las escalas de medición de la temperatura se dividen fundamentalmente en dos tipos, las absolutas y relativas. Ya que los valores que puede adoptar la temperatura de los sistemas, aún que no tienen un máximo, sí tienen un nivel mínimo, el cero absoluto. Mientras que las escalas absolutas se basan en el cero absoluto, las relativas tienen otras formas de definirse.

Absolutas

Sistema Internacional de Unidades (SI)

Kelvin (K) El Kelvin es la unidad de medida del SI, y siendo la escala Kelvin absoluta parte del cero absoluto y define la magnitud de sus unidades de tal forma que el punto triple del agua esté exactamente a 273.15 K.

Aclaración: No se le antepone la palabra grado ni el símbolo $^{\circ}$.

Sistema Anglosajón de Unidades:

Grado Rankine ($^{\circ}\text{R}$ o $^{\circ}\text{Ra}$). Escala con intervalos de grado equivalentes a la escala Fahrenheit. Con el origen en -459.67°F (aproximadamente)

Relativas

Unidades derivadas del SI

Grado Celsius ($^{\circ}\text{C}$). Utiliza la fórmula $C = K - 273.15$ donde C es la temperatura en grados centígrados y K es la temperatura en Kelvin. El origen de esta escala se ubica en el punto de congelamiento del agua, y al hacer la conversión los valores experimentales son 0.00°C y 99.975°C , lo cual en la práctica coincide con el fundamento histórico de la definición de la escala Celsius. Es la más usada en información e investigación científica y meteorología, aunque para ciertos procesos se usa la escala Kelvin.

1.5.2.2. ¿QUE ES TERMO CAPACIDAD?

La termo capacidad de un determinado objeto se define como la cantidad de energía específica en forma de calor que se necesita para aumentar en un grado de temperatura de dicho objeto, La capacidad térmica de una sustancia u objeto depende de estos últimos, la cantidad de la masa, la temperatura y la presión.

La capacidad térmica específica de una sustancia comprende la cantidad de calor necesaria para elevar un grado de temperatura de la masa de dicha sustancia.

Unidades de medidas

- Sistema Internacional: (J/Kgk)
- Sistema Inglés: (Btu/lb°F)
- Unidades de uso común: (Cal/g°C)

En el Sistema Internacional de unidades, el calor específico se expresa en julios por kilogramo y kelvin; en ocasiones también se expresa en calorías por gramo y grado centígrado. El calor específico del agua es una caloría por gramo y grado centígrado, es decir, hay que suministrar una caloría a un gramo de agua para elevar su temperatura en un grado centígrado.

De acuerdo con la ley formulada por los químicos franceses Pierre Louis Dulong y Alexis Thérèse Petit, para la mayoría de los elementos sólidos, el producto de su calor específico por su masa atómica es una cantidad aproximadamente constante. Si se expande un gas mientras se le suministra calor, hacen falta más calorías para aumentar su temperatura en un grado, porque parte de la energía suministrada se consume en el trabajo de expansión. Por eso, el calor específico a presión constante es mayor que el calor específico a volumen constante.

1.5.2.3 ¿QUÉ ES LONGITUD DE ONDA?

Se denomina onda a la oscilación periódica que se propaga ya sea en el vacío o en un medio físico. La idea de longitud, por otra parte, alude a la magnitud que refleja la distancia que existe entre dos puntos.

Una onda es la propagación de una perturbación de la presión, la densidad u otra propiedad del espacio, que transporta energía, pero no materia. La amplitud es la distancia vertical que se registra entre el punto medio de la onda y su cresta (el punto que se halla a mayor distancia de la posición

de reposo). El periodo, en tanto, es el tiempo que demora la onda en realizar una oscilación completa, mientras que la frecuencia es la cantidad de veces que la vibración se repite por unidad de tiempo.

La distancia existente entre dos crestas consecutivas es lo que se conoce como longitud de onda. También puede definirse a la longitud de onda como la separación que se registra entre dos puntos correspondientes de ondulaciones que son consecutivas. Suele decirse que la longitud de onda equivale a la distancia real que la perturbación recorre en un cierto tiempo. En una representación gráfica, encontraremos la longitud de onda plasmada como la distancia entre los picos máximos de una curva sinusoidal.

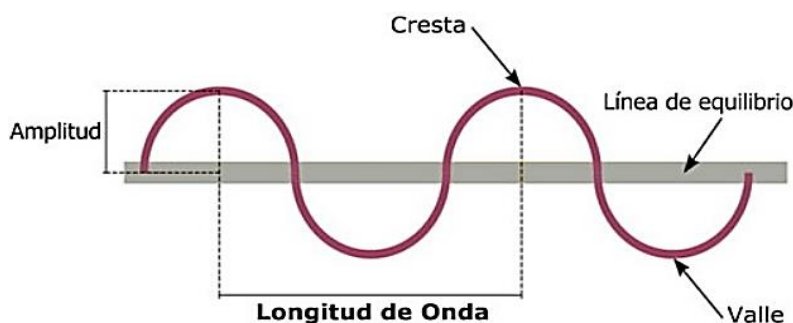


Figura 1.5.4

En las ondas electromagnéticas, como la luz, la propiedad física puede ser, por ejemplo, su campo eléctrico, que aumenta hasta el máximo positivo, disminuye hasta desaparecer, aumenta hasta el mínimo (máximo negativo), vuelve a disminuir hasta anularse y vuelve a aumentar hasta el máximo positivo. Acabamos de describir un ciclo completo y esa es la longitud de la onda. Si representamos esta variación en un gráfico el resultado sería una curva sinusoidal con crestas y valles o senos. Si entendemos el concepto, podemos definir de una forma muy sencilla la longitud de onda: es la longitud de un ciclo.

1.5.2.4 ¿CUÁNTO MIDE UNA MICRA?

Una micra o micrómetro es otro submúltiplo de la unidad de medida, metro, y corresponde a una millonésima parte de dicha unidad. Su símbolo es μm .

$$1,000,000 \mu\text{m} = 1 \text{ m}$$

Por lo tanto,

$$1,000 \mu\text{m} = 1 \text{ mm}$$

$$1 \mu\text{m} = 0,000001 \text{ m} = 10^{-6} \text{ m} = 0,001 \text{ mm}$$

Estas unidades de medición se utilizan para expresar longitudes tan pequeñas, que en metros o en milímetros, corresponden a valores fraccionarios. Es decir, se utilizan para facilitar la lectura, escritura y comprensión de longitudes pequeñas.

La medición para partículas menores a 1 micra se llama submicra, submicrón o medida submicronica, por ejemplo, la milimicra. El instrumento que realiza mediciones en micras es llamado micrómetro.

1.5.2.5 ¿QUÉ ES RESOLUCIÓN ÓPTICA?

La resolución óptica describe la capacidad de un sistema de imágenes para resolver los detalles en el objeto que se está fotografiando.

Un sistema de imágenes puede tener muchos componentes individuales que incluyen una lente y componentes de grabación y visualización. Cada uno de estos contribuye a la resolución óptica del sistema, al igual que el entorno en el que se realiza la imagen.

La resolución depende de la distancia entre dos puntos de radiación distinguibles. Las siguientes secciones describen las estimaciones teóricas de resolución, pero los valores reales pueden diferir. Los resultados a continuación se basan en modelos matemáticos de discos de Airy (disco aireado), lo que supone un nivel adecuado de contraste. En sistemas de bajo contraste, la resolución puede ser mucho más baja que la prevista por la teoría que se describe a continuación. Los sistemas ópticos reales son complejos y las dificultades prácticas a menudo aumentan la distancia entre fuentes puntuales distinguibles.

La resolución de un sistema se basa en la distancia mínima a la que se pueden distinguir los puntos como individuos. Se utilizan varios estándares para determinar, cuantitativamente, si los puntos se pueden distinguir o no. Uno de los métodos especifica que, en la línea entre el centro de un punto y el siguiente, el contraste entre la intensidad máxima y mínima sea al menos un 26% inferior a la máxima. Esto corresponde a la superposición de un disco de Airy en el primer anillo oscuro del otro.

1.6 EVALUACIÓN DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA

1.6.1 ESTÁNDAR ISO 2372

Este estándar internacional define bases y reglas específicas a emplear en la evaluación de la vibración mecánica de máquinas que operan entre 10 y 200 (rev/s). Las vibraciones consideradas por este estándar para evaluar la severidad de las vibraciones son aquellas medidas en la superficie de la máquina, sobre sus descansos o en los puntos de montaje, en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz. Es claro que las vibraciones medidas en la superficie de la máquina sólo pueden proveer una indicación de los esfuerzos vibratorios dentro de la máquina, y no necesariamente reflejarán los esfuerzos reales de las partes críticas, ni tampoco asegurarán que no ocurran excesivos esfuerzos vibratorios, debidos, por ejemplo, a resonancias locales. En particular, las vibraciones torsionales de las partes rotatorias no siempre generarán vibraciones medibles en la superficie de la máquina.

Procedimiento de medición y condiciones de operación

Equipos de medición

Antes de realizar las mediciones se debe asegurar que el instrumento de medición entregará el valor RMS de la velocidad vibratoria en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz. Además, se debe verificar que el instrumento y sensor de vibraciones soportarán las condiciones ambientales tales como

- Temperatura
- Campos magnéticos
- Longitud del cable
- Orientación del sensor

Especial atención debe ponerse en que el sensor esté correctamente montado y que su presencia no altere las vibraciones de la máquina.

Puntos de medición

Hay al menos un punto en la máquina (descansos) donde es importante conocer si existe una vibración significativa. Otro punto importante es en los pies de la máquina, es decir, en los puntos de unión a la fundación. Las mediciones deben ser realizadas sobre cada descanso principal de la máquina, en las direcciones radiales (vertical y horizontal) y en la dirección axial. Se debe asegurar que las medidas representen la vibración de la caja de los descansos y no incluyan una resonancia local.

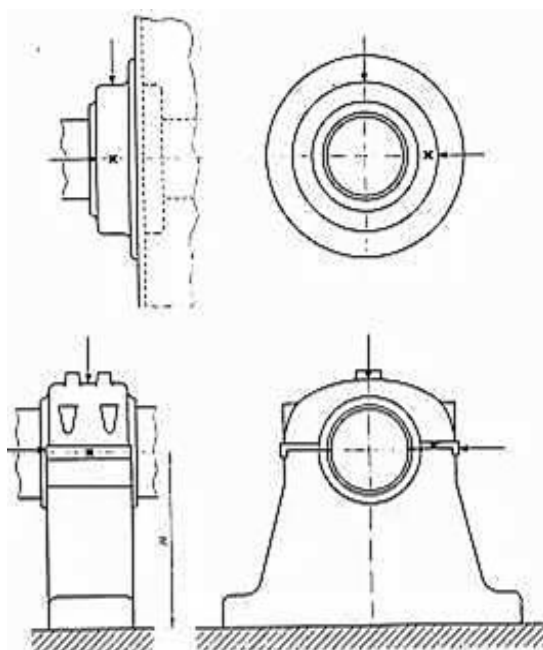


Figura 1.6.1

Condiciones de operación

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales, como voltaje, flujo, presión, carga. En máquinas con velocidad variable, las mediciones deberían realizarse en las condiciones extremas. Los valores medidos máximos serán considerados representativos de la severidad de la vibración.

CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS

En este estándar, las máquinas se clasifican según la potencia, el tipo de montaje utilizado y el uso de la máquina. Las clasificaciones se muestran a continuación para las máquinas que giran entre 10 y 200 (rev/s).

CLASE I: Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

CLASE II: Máquinas de tamaño mediano con potencia entre 15 y 75 KW, o máquinas rígidamente montadas hasta 300 KW.

CLASE III: Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos.

CLASE IV: Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles.

CLASE V: Máquinas y sistemas conductores con fuerzas de inercia desbalanceadas debido al movimiento recíproco de alguno de sus elementos), montadas en fundaciones las cuales son relativamente rígidas en la dirección de la medición de la vibración.

CLASE VI: Máquinas con fuerzas de inercia desbalanceadas, montadas en fundaciones las cuales son relativamente elásticas en la dirección de la medición de la vibración, tales como harneros vibratorios, máquinas centrífugas, molinos, etc.

La tabla siguiente para las máquinas de clase I a IV es apropiada para la mayoría de las aplicaciones de acuerdo con la experiencia. Las máquinas de clase V y VI, son difíciles de clasificarlas debido a que ellas varían considerablemente sus características vibratorias.

Rangos de severidad vibratoria para máquinas normales

Rango de velocidad efectiva ó RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B	B	B	B
1,12 - 1,8	C			
1,8 - 2,8	D	C	C	B
2,8 - 4,5		D	D	C
4,5 - 7,1			D	D
7,1 - 11,2				
11,2 - 18				
18 - 28				

Figura 1.6.2 Soportes de la máquina a ensayar

Dos tipos de soportes se utilizan para clasificar la severidad vibratoria. Para un soporte flexible, la frecuencia fundamental del sistema soporte-máquina es más baja que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación), es decir, máquinas que giran sobre su primera velocidad crítica. Para un soporte rígido, la frecuencia fundamental del sistema soporte-máquina es mayor que su frecuencia principal de excitación.

Calidad de la vibración

La calidad de la vibración permite tener un parámetro para evaluar cualitativamente una máquina dada.

A: Buena

B: Satisfactoria

C: Insatisfactoria

D: Inaceptable}

Debe tenerse presente que esta es una evaluación cualitativa. Un nivel vibratorio BUENO significa que este nivel vibratorio le permitirá a la máquina funcionar en el largo plazo libre de problemas. Es decir, la vibración no disminuirá la vida nominal esperada en los componentes de la máquina.

Por otro lado, un nivel vibratorio INACEPTABLE significa que la vida especificada para los elementos de la máquina disminuirá significativamente.

1.6.2 ESTÁNDAR VDI 2059

El estándar VDI 2059 o su homólogo ISO 7919 establece que cuando se alcanza los valores de peligro se debe detener la máquina, es decir es imperativo. La sobrecarga que producen las vibraciones en los descansos, específicamente sobre el metal blando o babbitt puede fatigarse rápidamente considerando la baja resistencia que tiene este respecto al acero, tanto a la fatiga como a la compresión.

- Evita sobrecargas excesivas en metal blanco.
- Evita que los desplazamientos radiales sean mayores que los juegos radiales.
- Valor del desplazamiento máximo del eje medido cerca de los descansos.
- Mediciones hechas directamente en partes rotatorias de la máquina.

ISO 7919

Normas Para Medición En Partes Rotatorias De La Máquina (ISO 7919)

Campos de aplicación

- Generadores.
- Turbocompresores.

- Turbina a vapor.
- Cajas de engranajes.

Objetivos de la medición

- Determinar cambios en el comportamiento vibratorio de la máquina.
- Monitorear los juegos radiales a través del seguimiento de la señal DC del sensor de desplazamiento sin contacto.

1.6.3 ESTÁNDAR ISO 10816-3

Es una federación a lo largo del mundo en el que participan Institutos de estandarización de más de 145 países. Los estándares ISO son desarrollados por comités técnicos compuestos por expertos que vienen del campo industrial, técnico y de servicios. De la gran variedad de estándares de severidad vibratoria que publica ISO, los estándares básicos son dos series de normas, serie 10816 y serie 7919. Las fuerzas dinámicas son la causa de la gran mayoría de las vibraciones generadas en las máquinas. Las fuerzas dinámicas que generan fallas en las máquinas se generan fundamentalmente en el rotor haciéndolo vibrar. Estas vibraciones se transmiten a los descansos, soportes y fundaciones de las máquinas. Lo peligroso, son las vibraciones generadas en el rotor, por lo que, para la evaluación de las vibraciones se requiere tener un “valor representativo de cómo vibra el rotor”.

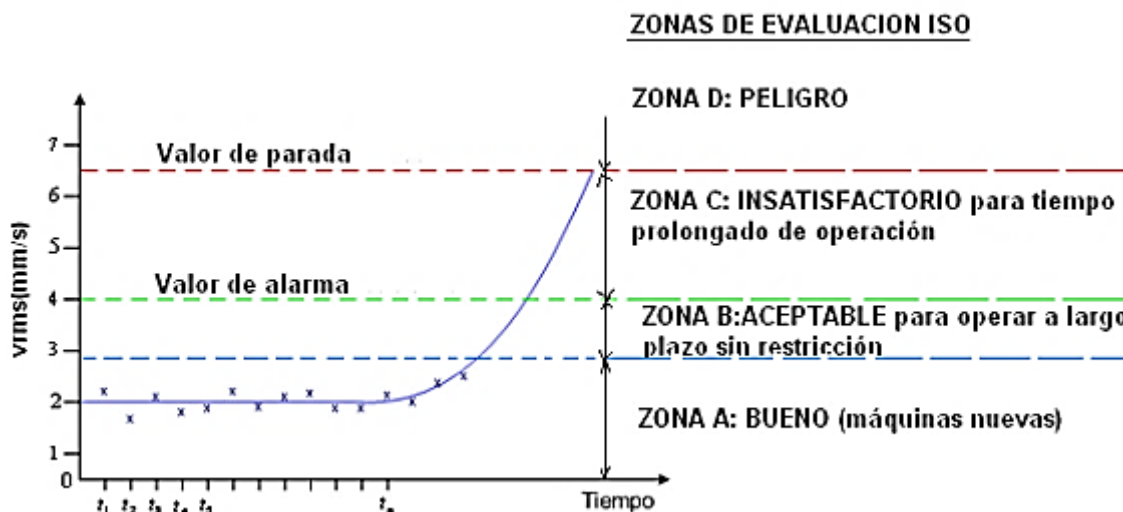


Figura 1.6.3 Monitoreo operacional de las máquinas

En las máquinas montadas en rodamientos, la medición en la caja del rodamiento, parte no-rotatoria de la máquina (pues ella no rota), es representativa de las vibraciones del rotor. Por lo tanto, este es un punto adecuado para realizar la medición. Cuando la caja del rodamiento vibra como un todo (como cuerpo rígido), la medición en otros puntos, como ser la pata de la caja del rodamiento, es también un punto representativo de la medición. Para la evaluación de la severidad de las vibraciones medidas en partes no rotatorias de la máquina, como los puntos indicados anteriormente, se utiliza la serie de normas ISO 10816. Sin embargo, hay varios tipos de máquinas para las cuales las mediciones realizadas en las partes no-rotatorias de ellas, como ser los descansos, pueden no caracterizar adecuadamente la condición de funcionamiento de la máquina, aunque dichas mediciones sean útiles. En este tipo de máquinas están la mayoría de las máquinas montadas en descansos hidrodinámicos o cojinetes, tales como turbinas a vapor, turbinas a gas, motores eléctricos, turbocompresores.

En este caso, las mediciones realizadas en la caja del descanso pueden ser de bajo valor, y el analista puede estar contento de medir valores tan buenos. Sin embargo, como lo ilustra figura 2, el rotor puede estar vibrando peligrosamente. En este tipo de máquinas, es necesario entonces para evaluar la severidad del problema, medir directo a los ejes rotatorios, utilizando sensores de desplazamiento relativo sin contacto. Para la evaluación de la severidad de las vibraciones medidas en los ejes rotatorios, se utiliza la serie de normas ISO 7919.

ISO 10816: Vibración Mecánica. Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en partes no-rotatorias de ella	ISO 7919: Vibración mecánica de máquinas no recíprocas. Mediciones realizadas en los ejes rotatorios.
--	--

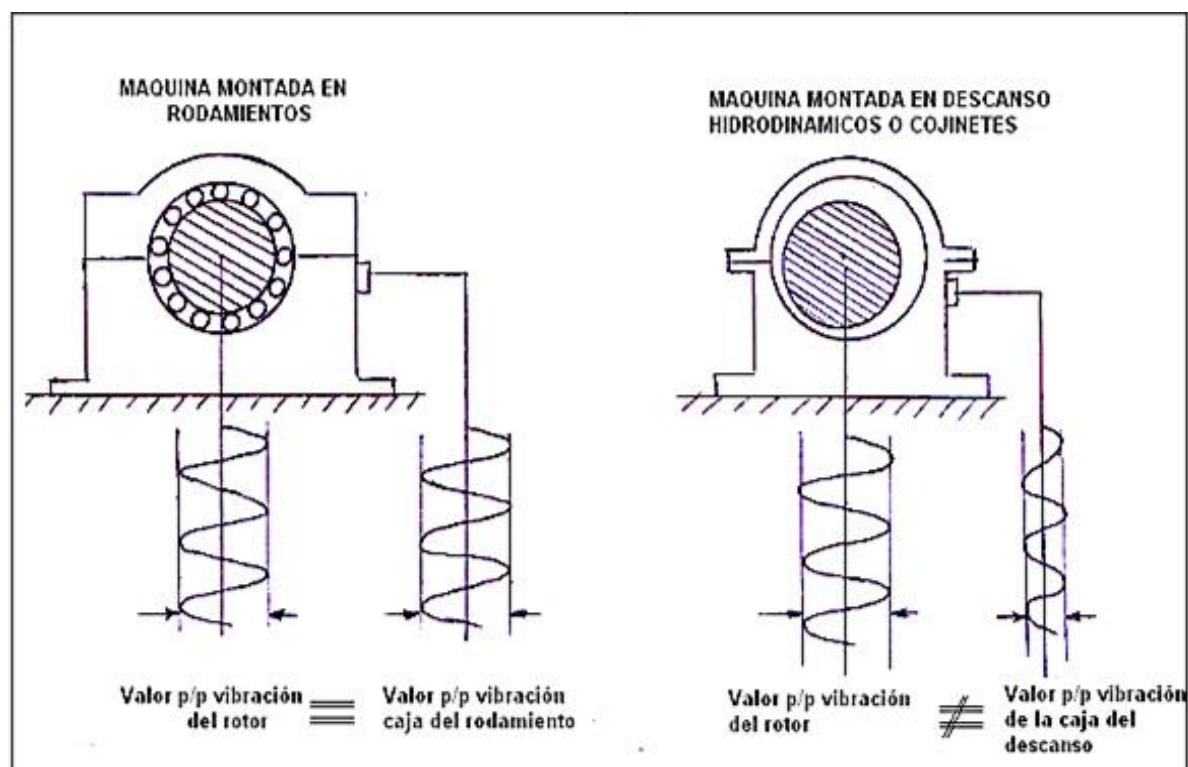


Figura 1.6.4

Evaluación de la severidad vibratoria con mediciones en partes no rotatorias de ellas y con mediciones directamente al eje.

Fundamentos:

Problemas que generan las vibraciones en máquinas y estructuras.

La pregunta básica para responder es: ¿cuánto es demasiada vibración para una máquina o estructura determinada?, o, dicho de otra forma, qué tan severa es la vibración a la que está sometida la máquina o estructura que se está midiendo.

En general, las vibraciones son dañinas para las máquinas y estructuras debido a que se generan tres problemas básicos en ellas:

- Generan esfuerzos sobre los diferentes elementos.
- Generan fatiga de los materiales.
- Generan fuerzas de inercia

Alcance:

Las máquinas a las que aplica esta parte 3 de ISO 10816 incluye a las siguientes máquinas rotatorias con potencia sobre 15 kW y velocidades de operación entre 120 y 15.000 cpm.

- Turbinas a vapor con potencia hasta 50 MW
- Turbinas a vapor con potencia mayor a 50 MW y velocidades bajo 1500 cpm o sobre 3600cpm (las cuales no están incluidas en la parte ISO 10816-2)
- Compresores rotatorios
- Turbinas a gas industriales con potencia hasta 3 MW

- Bombas centrífugas de flujo radial, axial o mixto
- Generadores excepto cuando son usados en plantas de bombeo o de generación hidráulica
- Motores eléctricos de cualquier tipo
- Cajas de engranajes
- Sopladores y ventiladores

CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS

En esta parte de ISO 10816, para evaluar la severidad de la vibración, las máquinas serán clasificadas de acuerdo con los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina.
- Potencia nominal o altura del eje a la base
- Flexibilidad del sistema de soporte

Clasificación de acuerdo con el tipo de máquina, Potencia nominal o Altura del Eje a la Base.

Las significativas diferencias en el diseño, en el tipo de máquina, en los descansos o en las estructuras soportes requiere separar las máquinas en los cuatro siguientes grupos. Las máquinas de estos 4 grupos pueden tener ejes horizontales, verticales o inclinados y pueden ser montadas en soportes rígidos o flexibles.

Grupo 1	Máquinas grandes. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas grandes cuando su potencia nominal es mayor a 300 KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas grandes, cuando la altura de su eje a la base, H315 (mm). Las máquinas grandes normalmente tienen descansos deslizantes.
---------	---

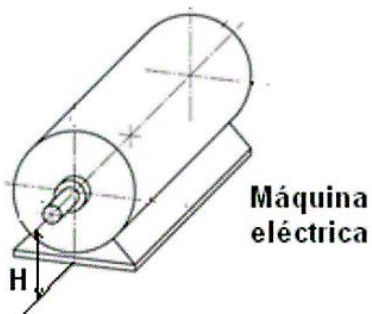
Grupo 2	Máquinas de tamaño mediano. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas de tamaño mediano, cuando su potencia nominal y mayor a 15 KW, pero menor o igual a 300 KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas medianas, cuando la altura de su eje a la base, $160 \text{ (mm)} < H < 315 \text{ (mm)}$. Estas máquinas normalmente tienen descansos de rodamientos.
Grupo 3	Bombas centrífugas con conductor separado. por acoplamiento o correas, Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.
Grupo 4	Bombas centrífugas con conductor integrado o monoblock. Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.
	

Figura 1.6.5

Clasificación de acuerdo con la flexibilidad del soporte:

Los soportes o bases en la que la máquina va montada pueden afectar significativamente los niveles vibratorios medidos en la máquina. Los valores medidos en una misma máquina serán diferentes cuando ella se monta en una base rígida. ISO 10816 considera dos tipos de soportes en la evaluación de la severidad vibratoria: Soportes rígidos - Soportes flexibles

Zonas de Evaluación

Las siguientes zonas de evaluación están definidas para permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y provee guías sobre las posibles acciones a tomar.

Zona A: La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona.

Zona B: Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas aceptables para operación a largo plazo sin restricción.

Zona C: Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas insatisfactorias para una operación continua de la máquina a largo plazo. Generalmente la máquina puede ser operada por un período limitado de tiempo en esta condición, hasta que llegue una oportunidad apropiada para su reparación.

Zona D: Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados normalmente ser de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

Máquina Grande: con potencia nominal sobre 300 Kw y no más de 50 MW; máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm

Desplazamiento RMS μm	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		B
57 - 90	4,5 - 7,1	C	C
90 - 140	7,1 - 11,0	D	
sobre140	sobre 11,0		D

Máquina de tamaño mediano: Máquinas de tamaño mediano con potencia nominal sobre 15

KW hasta e incluyendo 300 KW; máquinas eléctricas con altura de eje $160 \text{ mm} \leq H < 315 \text{ mm}$.

Desplazamiento RMS μm	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	C	B
45 - 71	2,8 - 4,5		
71 - 113	4,5 - 7,1	D	C
sobre 113	sobre 7,1		D

Análisis de la norma ISO 10816-3 en mayor profundidad

Introducción:

ISO 10816-3 establece: “Este estándar también incluye máquinas, las cuales pueden tener engranajes o rodamientos, pero no está orientada a dar un diagnóstico de evaluación de los engranajes o de los rodamientos”.

ISO 10816-3 establece:” Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la máquina misma y no para vibraciones las cuales son transmitidas a la máquina desde fuentes externas” El problema para satisfacer lo anterior se presenta cuando se quiere evaluar la condición de una máquina a la cual llegan vibraciones del exterior (provenientes de la máquina a la cual está acoplada). A este respecto ISO 10816-3 establece:

“Si la vibración medida en la máquina es mayor que los valores de aceptación permitidos, y se sospecha de excesiva vibración ambiental o de fondo, se deberían realizar mediciones con la

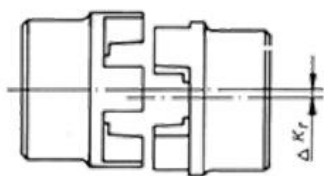
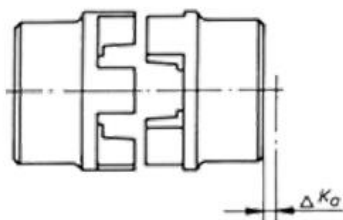
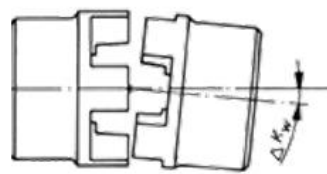
máquina detenida para determinar el grado de influencia externa. Si la vibración medida cuando la máquina está detenida (como en máquinas acopladas) excede el 25% del valor medido cuando la máquina está funcionando, será necesario una acción correctiva para reducir el efecto de la vibración de fondo “.

ACOPLAMIENTO FLEXIBLES NO LUBRICABLES

Los acoplamientos flexibles no lubricados se utilizan en una variedad de aplicaciones de servicio pesado y de alta precisión, como bombas, compresores, ventiladores, sopladores, servomotores, motores paso a paso, máquinas-herramienta de alta velocidad y equipo de fabricación de semiconductores. Son ideales para industrias que necesitan evitar la contaminación por lubricantes, como en la fabricación de alimentos o la producción farmacéutica, y donde la falta de mantenimiento y la precisión son cruciales.

Ventajas clave de los acoplamientos no lubricados:

- Sin mantenimiento: No necesitan lubricación periódica.
- Reducción de costos: Disminuyen los costos de mantenimiento y el tiempo de inactividad.
- Alta capacidad de desalineación: Compensa desalineaciones angulares, radiales y axiales.
- Menos tensión en los ejes: Transmiten el par de forma eficiente con bajo peso relativo y sencillez de balanceo, lo que reduce las tensiones en los componentes.
- Protección del sistema: Amortiguan las vibraciones y protegen los equipos rotativos de daños por sobrecarga o desalineación.

**Desplazamiento radial****Desplazamiento axial****Desplazamiento angular**

Tamaño	Estrella	Desplazamiento radial (mm)	Desplazamiento axial (mm)	Desplazamiento angular (grados)
19	98 Shore A	0,1	±2	1
	64 Shore D	0,08		0,8
24	98 Shore A	0,12	±2	1
	64 Shore D	0,1		0,8
28	98 Shore A	0,15	±2	1
	64 Shore D	0,12		0,8
38	98 Shore A	0,18	±2	1
	64 Shore D	0,14		0,8
48	98 Shore A	0,2	±2	1
	64 Shore D	0,18		0,8
65	98 Shore A	0,25	±2	1
	64 Shore D	0,2		0,8

NIVELES DE ALARMA EN MEDICIONES ENVOLVENTES ACELERACION gE

- Condición de rodamientos

Severidad Envolvente	Diámetros de ejes y Velocidad (RPM)		
Peak to peak	Diámetro entre 200 y 500mm, velocidad menor a 500rpm	Diámetro entre 50 y 300 mm, velocidad de 500 a 1800rpm	Diámetro entre 20mm y 150mm, velocidad 1800rpm a 3600rpm
0.1	Bueno	Bueno	Bueno
0.5	Satisfactorio		
0.75		Satisfactorio	
1	Insatisfactorio (alerta)		Satisfactorio
2	Inaceptable (peligro)	Insatisfactorio (alerta)	
4		Inaceptable (peligro)	Insatisfactorio (alerta)
10			Inaceptable (peligro)

Consideraciones para tener en cuenta al utilizar esta tabla:

1. A diferencia de la norma ISO 10816-1, esta tabla es una recomendación de SKF.
2. Sólo se clasifica el rodamiento a controlar, no la máquina completa
3. El rodamiento a controlar se clasifica de acuerdo a su diámetro de eje y velocidad de operación.
4. Sólo el valor global del espectro de frecuencia es comparable con esta tabla.

CRITERIOS DE SEVERIDAD DE NIVEL GLOBAL DE LA VIBRACION (MM/S, RMS)

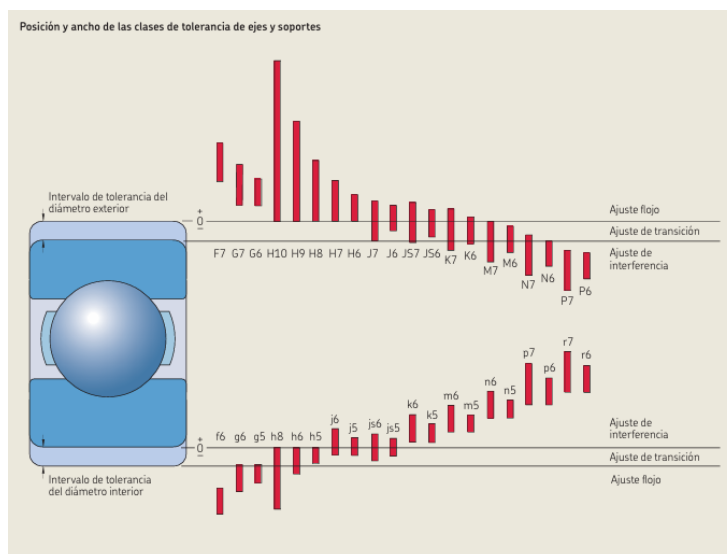
1. Velocidad de rotación comprendida entre 600-60000 rpm (10-1000 Hz)
2. Mediciones realizadas a través de acelerómetros a sensor de velocidad, lo más cercano posible al cojinete.
3. Se aplica en máquinas que no estén montadas en aisladores de vibración. En máquinas aisladas, fijas las alarmas entre 30-50% más arriba.
4. Fijar la alarma del motor igual que la del tipo de maquina específica, a menos que se señale una en especial.
5. Fijar alarmas en caja de velocidades 25% más arriba que la del tipo de maquina específica.
6. Las ALARMAS 1 Y ALARMA 2 de los niveles globales solo se aplican a maquinas en servicios las cuales están siendo operadas desde algún tiempo después de su instalación inicial o reparación. No se aplican en máquinas nuevas o reconstruidas.

TIPO DE MÁQUINA ESPECÍFICA	BUENA	REGULAR	ALARMA 1	ALARMA 2
TRANSMISIONES DE TORRE DE ENFRIAMIENTO				
Flecha larga y hueca	0 - 6,75	6,75 - 10,80	10,80	16,20
Acoplamiento por bandas	0 - 4,95	4,95 - 7,65	7,65	11,70
Acopladas directamente	0 - 3,60	3,60 - 10,80	10,80	8,10
COMPRESORES				
Reciprocantes (movimiento alternativo)	0 - 5,85	5,85 - 9,00	9,00	13,50
Tipo Tornillo	0 - 5,40	5,40 - 8,10	8,10	11,70
Centrífuga con o sin caja de engranaje externa	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Centrífuga – engranaje integral (medición axial)	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Centrífuga – engranaje integral (medición radial)	0 - 2,70	2,70 - 4,50	4,50	6,75

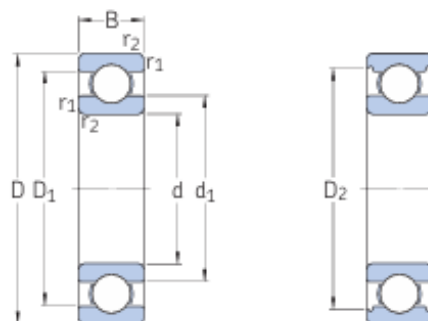
SOPLADORES (VENTILADORES)				
Giratorio tipo lóbulo	0 - 5,40	5,40 - 8,10	8,10	12,15
Accionado por bandas	0 - 4,95	4,95 - 7,65	7,65	11,70
Ventiladores generales de transmisión directa (con acoplamiento)	0 - 4,50	4,50 - 6,75	6,75	9,90
Ventiladores de aire primario	0 - 4,50	4,50 - 6,75	6,75	9,90
Ventiladores de tiro forzado, grandes	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Ventiladores de tiro inducido, grandes	0 - 3,15	3,15 - 4,95	4,95	7,20
Ventilador integral montado en eje (eje extendido del motor)	0 - 3,15	3,15 - 4,95	4,95	7,20
Ventilador axial con aletas guías	0 - 2,70	2,70 - 4,50	4,50	6,75
GRUPO MOTOR-GENERADOR				
Impulsados por bandas	0 - 4,95	4,95 - 7,65	7,65	12,15
De acoplamiento directo	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
ENFRIADORES (CHILLERS)				
Reciprocantes (movimiento alternativo)	0 - 4,50	4,50 - 7,20	7,20	10,80
Centrifugo abierto (al aire libre) Motor – Compresor separado	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Centrifugo cerrado (hermético) Motor – Impelente interno	0 - 2,70	2,70 - 4,05	4,05	6,30
TURBOGENERADORES GRANDES				
Turbogenerador de 3600 rpm	0 - 3,15	3,15 - 4,95	4,95	7,20
Turbogenerador de 1800 rpm	0 - 2,70	2,70 - 4,05	4,05	6,30
BOMBAS CENTRIFUGAS				
Bombas verticales (300mm - 500mm de altura)	0 - 5,85	5,85 - 9,00	9,00	13,50
Bombas verticales (200mm - 300mm de altura)	0 - 4,95	4,95 - 7,65	7,65	11,70
Bombas verticales (130mm - 200mm de altura)	0 - 4,05	4,05 - 6,30	6,30	9,45
Bombas verticales (0mm - 130mm de altura)	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Bomba horizontal de uso general y acoplamiento directo	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Bomba de alimentación para calderas	0 - 3,60	3,60 - 5,40	5,40	8,10
Bombas Hidráulicas	0 - 2,25	2,25 - 3,60	3,60	5,40
MÁQUINAS HERRAMIENTAS				
Motor	0 - 1,17	1,17 - 1,80	1,80	2,70
Entrada de la caja de engranaje	0 - 1,80	1,80 - 2,70	2,70	4,05
Salida de la caja de engranaje	0 - 1,17	1,17 - 1,80	1,80	2,70
Husillos: a) Operaciones de desbastamiento	0 - 0,72	0,72 - 1,17	1,17	1,80
b) Acabado	0 - 0,45	0,45 - 0,72	0,72	1,17
c) Maquinado Crítico	0 - 0,27	0,27 - 0,45	0,45	0,72

SELECCION DE LOS AJUSTES

Los ajustes se pueden seleccionar siguiendo las recomendaciones para las tolerancias de diámetro del asiento del rodamiento (Tolerancias de los asientos para condiciones estándares), estas recomendaciones ofrecerán soluciones adecuadas para la mayoría de las aplicaciones, Sin embargo, no incluyen todos los detalles de una aplicación específica, por lo que en algunos casos será necesario realizar ajustes. A la hora de seleccionar ajustes, se deben tener en cuenta los siguientes temas.



INFORMACION SOBRE RODAMIENTOS 6202 2Z C3 DE BOLA RIGIDA



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	—	
15 cont.	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,032	► 6002-2Z	6002-Z
	32	13	5,59	2,85	0,12	—	14 000	0,039	63002-2RS1	—
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	► 6202	—
	35	11	8,06	3,75	0,16	—	13 000	0,046	► 6202-2RSH	6202-RSH
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,046	6202-2RS1	6202-RS1
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,048	► 6202-2Z	6202-Z
	35	14	7,8	3,75	0,16	—	13 000	0,054	62202-2RS1	—
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	► 6302	—
	42	13	11,9	5,4	0,228	—	12 000	0,085	► 6302-2RSH	6302-RSH
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,085	► 6302-2RSL	6302-RSL
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,086	► 6302-2Z	6302-Z
	42	17	11,4	5,4	0,228	—	12 000	0,11	62302-2RS1	—

1.7 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

1.7.1 TIPOS DE MANTENIMIENTO

Todos los tipos o estrategias de mantenimiento tienen como objetivo el maximizar la disponibilidad de las unidades al menor costo posible con el objetivo de aumentar la productividad de la empresa. Existen diferentes maneras de clasificar las estrategias o tipos de mantenimiento una de ellas es la que se indica en Tabla N°1.7.1. Y para entender mejor algunos conceptos de los diferentes tipos de mantenimiento, se va a exponer brevemente algunos aspectos de la teoría de confiabilidad (Reliability).

Confiabilidad. Según la Asociación Europea de Mantenimiento, confiabilidad es la capacidad de un ítem o unidad para realizar su función específica en condiciones y rendimiento especificados durante un período de tiempo determinado. Es decir, puede expresarse como la probabilidad que funcione correctamente en las condiciones operativas de diseño durante un período de tiempo.

Tiene un riesgo asociado a ello. Por ejemplo, el intervalo de " vida " elegido para el equipo (y por consiguiente la actividad de mantenimiento) puede no tener una fuerte base estadística y / o la estadística puede tener una gran desviación estándar desde el promedio, haciendo que la probabilidad de sobre mantenimiento o submantenimiento sea muy alta, Fig. 1.7.1.

Dispersión en la vida de los rodamientos.

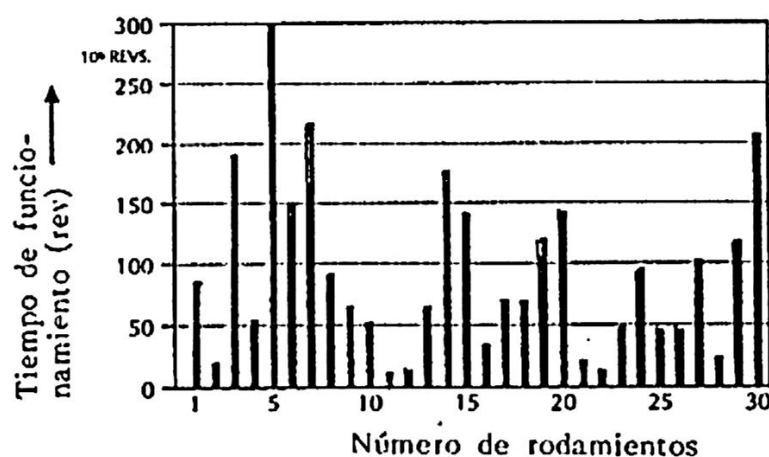


Figura .1.7.1 Uno de los riesgos asociado con una estrategia estrictamente preventiva es aumentar grandemente la probabilidad de sobre mantenimiento o submantenimiento del equipo. (Fuente: Fabricante de rodamientos).

Mantenimiento Predictivo. El objetivo del mantenimiento predictivo es evaluar en todo instante la condición de la máquina a través de la medición de síntomas que ella emite al exterior, identificando cualquier problema presente o inminente y prediciendo cuándo deberían realizarse acciones correctivas. Hay varios beneficios que pueden obtenerse utilizando una estrategia de mantenimiento predictivo, los cuales incluyen:

- 1) La detección de fallas con suficiente antelación permite evitar problemas mecánicos mayores, que podrían transformarse en fallas caras o potencialmente catastróficas
- 2) La detección anticipada de fallas permite planificar las necesidades de mantenimiento. El mantenimiento de emergencia puede reducirse a menos de un 5 % de las órdenes totales de trabajo.
- 3) El diagnóstico de la condición de la máquina mientras está funcionando evitar abrirla a intervalos regulares de tiempo. La intervención de la máquina se limita a cuando es estrictamente necesario, evitando los problemas de toda partida.

Tipos o estrategias de mantenimiento.

Mantenimiento Reactivo	Este tipo de mantenimiento es efectuado a una unidad (máquina, edificio, etc.) cuando la avería ya se ha producido, por eso que a veces se le llama también, mantenimiento a la falla. En ese instante la unidad
--	---

	se restituye a una condición admisible de utilización. Estas intervenciones pueden, o no, ser planificadas, en función de la gravedad de estas.
Mantenimiento Preventivo	Este tipo de mantenimiento, consistente en realizar ciertas reparaciones o cambios de componentes o piezas de la unidad, se realiza según intervalos de tiempo, o según determinados criterios prefijados con el objeto de reducir la probabilidad de avería o pérdida de rendimiento de una unidad. Este mantenimiento siempre es programado o planificado.
Mantenimiento Predictivo	Este tipo de mantenimiento está basado en el conocimiento del estado o condición de funcionamiento de la unidad a través de la medición periódica o continua de algún síntoma que ella Las necesidades de mantenimiento se programan cuando se detecta un problema en ella.
Mantenimiento proactivo	emita al exterior. Este tipo de mantenimiento está basado en controlar (detectar y minimizar) las causas que son la causa raíz de las fallas de las máquinas. Su objetivo es maximizar la vida operativa de la unidad.

Implementación de un Programa de Mantenimiento Predictivo. El primer paso en la implementación de un programa de mantenimiento predictivo es definir las metas buscadas con su implementación, ver Tabla N°1.7.2

Tabla N ° 1.7.2. Metas del mantenimiento predictivo.
Vigilancia de Máquinas - Detectar cuando existe un problema y determinar cuan mala es la condición de la máquina.
Diagnóstico de fallas - Determinar cuál es el problema específico que afecta a la máquina.
Pronóstico de vida - Determinar cuánto tiempo más puede funcionar la máquina sin riesgo una vez diagnosticado un problema en ella

1.7.2 VIGILANCIA DE MÁQUINAS

Vigilancia de Máquinas. La hipótesis básica en la vigilancia de máquinas es suponer que existen magnitudes físicas medibles o calculadas, las cuales definen la condición mecánica de la máquina. De aquí, que el éxito de un sistema de vigilancia de máquinas vaya asociado con la correcta elección de las variables a controlar y con la correcta elección de los valores de alerta y peligro.

La vigilancia de máquinas usa de diferentes técnicas, las cuales cuando se usan combinadas pueden predecir la mayoría de los problemas mecánicos, eléctricos, aero o hidrodinámicos

encontrados en las plantas industriales. Así también se indican las técnicas más utilizadas para la vigilancia de las máquinas.

Hipótesis Básica: Existen magnitudes físicas medibles o calculadas, A_i , las cuales definen la condición mecánica de la máquina.

Elementos básicos de un sistema de vigilancia:

Tendencias cronológicas (de magnitudes A_i , vectores, espectros, etc.)

Valores límites de alarma y peligro

Conclusiones lógicas.

Variable A_{is} - Vibración global.

-Amplitud y fase de componentes

-Tamaño de partículas D_l & D_s

-Temperatura

El éxito de un sistema de vigilancia requiere: Elección adecuada de las magnitudes físicas a monitorear. Forma de evaluar la severidad del problema Valores de alerta / peligro Forma cualitativa

Una vez establecido lo anterior no se requiere expertiz del usuario, el sistema puede funcionar automáticamente.

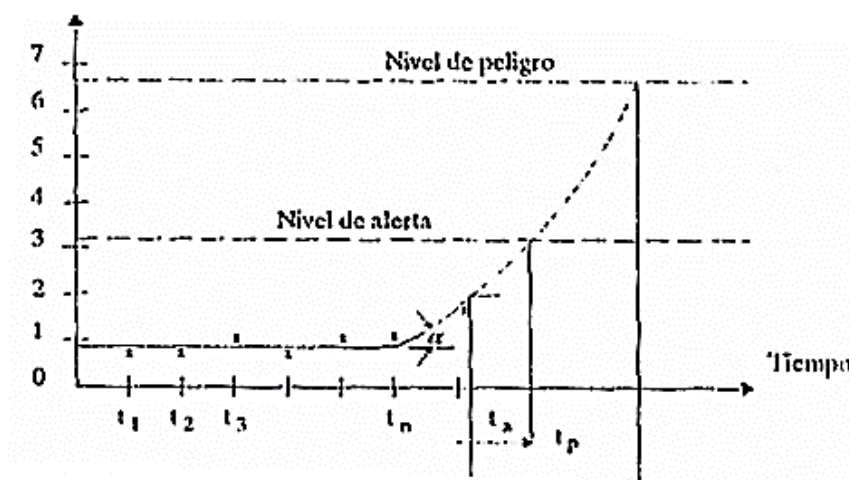


Figura 1.7.2 Vigilancia de máquinas

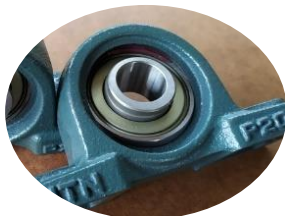
Técnica análisis en la vigilancia de las maquinas	
Técnica	Aplicación
– Análisis periódico de vibraciones – Análisis de vibraciones en línea – Análisis de aceite y de partículas de desgaste – Termografía – Análisis de estator y de motores y ensayo de pulsaciones eléctricas – Análisis espectral de la corriente de un motor – Análisis del sonido ultrasónico ambiental	– Aplicación todos los equipos rotatorios – Equipos rotatorios críticos – Equipos críticos y de baja velocidad – Componentes eléctricos, aislamientos térmicos
– Pulsos de eco ultrasónico – Parámetros del proceso	– Degradación del estator del motor, degradación del aislamiento – Estado de las barras del rotor, excentricidad – Fugas de fluido a presión, fugas de vacío, rampas de vapor, válvulas, condensadores.

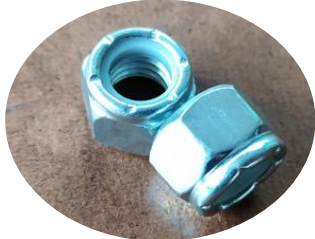
	– Degradación mecánica o del proceso corrosión de paredes, hornos y calderas.
--	--

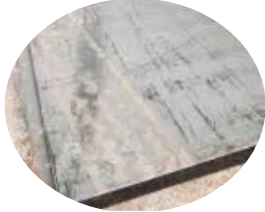
Para estructurar un programa de vigilancia de máquinas se debe seleccionar las fallas que se desean controlar en cada máquina específica y determinar entonces qué síntomas monitorear para detectarlas en la forma más incipiente y segura posible. En muchas industrias aún se usa, erróneamente, el procedimiento inverso, es decir, de compra un sistema de vigilancia presenta como ejemplo algunos modos de falla que se pueden vigilar mediante análisis de vibraciones en una bomba centrífuga junto con los indicadores más adecuados para detectarlos. Un sistema de vigilancia que permita detectar estos problemas deberá tener, obviamente, la capacidad de monitorear los síntomas indicados en dicha Tabla.

CAPÍTULO 2: DISEÑO Y CONSTRUCCION

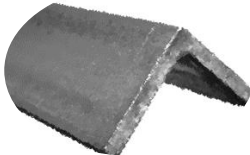
2.1 MATERIALES (METALURGIA)

Cantidad	Materiales	Características	Imagen
1	Motor eléctrico	TRUPER 110VOLT, 3450 r/min	
2	Chumacera	Pedestal	
3	Angulo	1 ½pulg x 1/8pulg	
3 Lbs	Electrodo	E6013	
80cm	Barra solida de acero	Acero 1020, 1pulg	
10cm	Retazo de barra solida de acero	Acero 1020, 3pulg	

10	Pernos galvanizados	$\frac{1}{2}$ x 1pulg	
10	Tuercas de seguridad galvanizadas	$\frac{1}{2}$ pulg	
10	Arandelas galvanizadas	$\frac{1}{2}$ pulg	
10	Arandela galvanizadas	Seguridad $\frac{1}{2}$ pulg	
1 pliego	Playwood	$\frac{1}{2}$ pulg	
1 pliego	Playwood	$\frac{3}{4}$ pulg de madera comprimida	

1	Guardamotor	SIEMENS, 2.5-4Amp	
7mts	Cable de potencia	TSJ 3x12	
1	Toma macho industrial	120VOT, 15Amp	
1	Pulsador	Arranque y paro	
1	Medidor	Voltaje y corriente	
1	Lamina negra	40x1m de 3/16 pulg	
1	Disco con agujero perforados	Acero 1020	
6	Muelles	Con bases	

2 pliego	Playwood	1x1 $\frac{1}{8}$ pulg	
6	Prisioneros de	$\frac{1}{4}$ pulg	
2	Manecillas	Para gavetas	
1/4	Pintura negra	Negra de aceite (secado rápido)	
1/4	Pintura café	Café de agua p/Madera	
2	Brochas 2 pulg	2 pulgadas	
1	Rotulación	Serigrafia	
1	Tubo cuadrado	1 pulg	

1	Platina	$3 \times \frac{3}{16}$	
1	Angulo	$3 \times \frac{1}{4}$	
10	Tornillo para madera	14 x 2 mm	
1m	Riel dim	35 x 7.5	
8	Grapas para cable	13mm	
6	Cinchos plásticos	4 pulg	

2.1.1 ESPECIFICACION DE LOS MATERIALES

Dentro de la selección de los materiales utilizados en la construcción del banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas están los siguientes:

Acero SAE 1020: es un acero de bajo contenido de carbono, de fácil mecanizado y buena soldabilidad, Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia.

Aplicaciones

Se usa principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadena a bajo esfuerzo, clavos para ferrocarril, grapas, etc.

Lamina Negra ASTM A36: Su composición química es de carbón (máximo) 25%, manganeso 0.08, fósforo (máximo) 0.04%, sulfuro (máximo) 0.05%, silicio 0.40 máximo, cobre (mínimo) 0.2%. Es importante mencionar que la composición química de este tipo de placa puede variar dependiendo del espesor.

Aplicaciones

La placa A36 se utiliza para fabricar estructuras de acero soldadas, artículos y piezas para usos generales en las industrias de construcción industrial y civil e ingeniería. También para tanques,

maquinaria industrial, postes, carrocerías, cartabones, estructuras, manufactura de piezas y construcciones.

Electrodo 6013, es un electrodo rutílico con revestimiento a base de dióxido de titanio para la soldadura en todas las posiciones, inclusive la vertical descendente. Tiene un fácil encendido y reencendido, lo que hace al electrodo adecuado para trabajos sobre lámina delgada y apariencia del depósito sobresaliente.

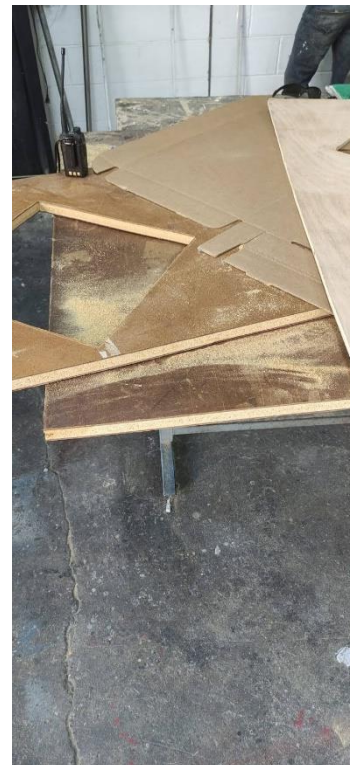
Aplicaciones

En la industria de la construcción es usado en cordones de vista en fabricación de estructuras de edificios, puentes y conjuntos estructurales en general. Dentro del ramo metalmecánico es sumamente utilizado en la fabricación de autobuses, cajas de volteo, carrocerías, componentes de maquinaria agrícola, etc. La herrería y la empresa metalmecánica ligera emplean fuertemente este tipo de electrodo ya que se usa sobre lámina negra, lámina galvanizada, perfiles estructurales, soleras, etc., y en general en materiales delgados y en todas posiciones con buena apariencia y sin quemar el material a soldar.

Aceros

A36; A285; A283; A105; A373, ETC.

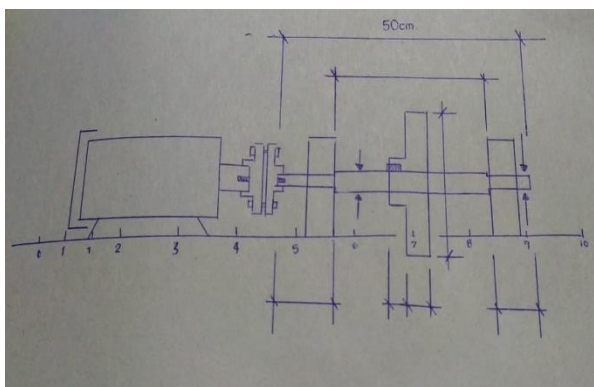
Imágenes capturada por integrantes en el desarrollo del proyecto.



Imágenes capturadas por integrantes en aplicaciones para la construcción del proyecto, cabe mencionar que en este proceso se hicieron uso de habilidades adquiridas en los laboratorios de la universidad técnica latinoamericana.



Imágenes capturas por integrantes en el ensamble del proyecto, en este paso consideramos mediciones, cortes, perforaciones, ajustes, alineamientos, balances muy precisos para cada actividad a desarrollar.



2.2 DISEÑO DEL BANCO DE TRABAJO

Estructura de banco de trabajo

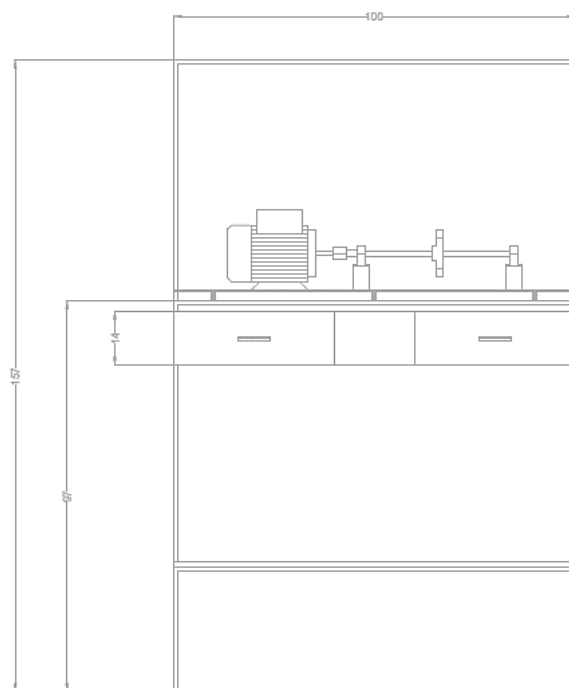


Figura 2.2.1

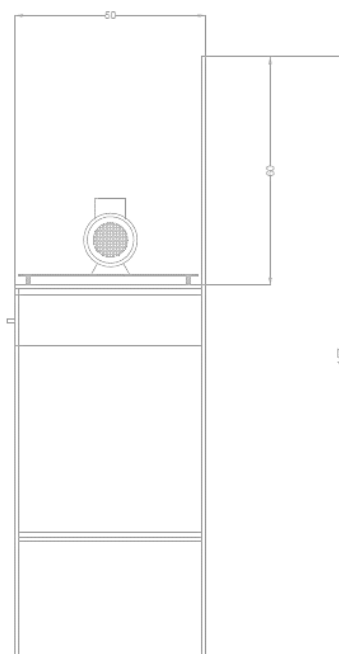


Figura 2.2.2

Eje de transmision

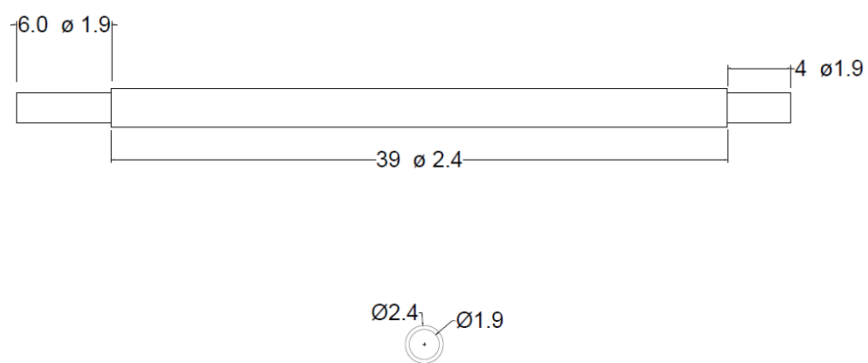


Figura 2.2.3

Polea

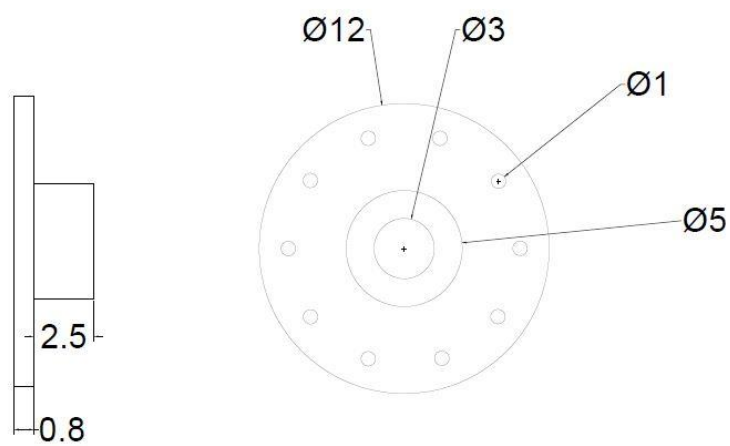


Figura 2.2.4

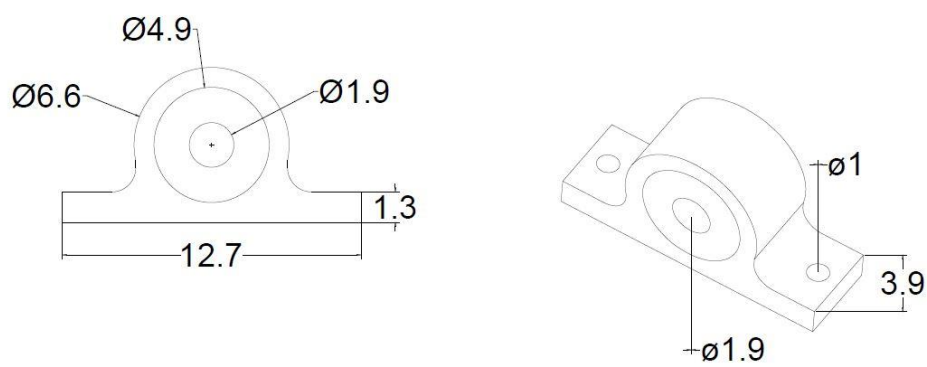
Chumacera

Figura 2.2.5

Luego de un trabajo en equipo lleno de retos y aprendizaje damos por finalizado el banco de trabajo, quedando únicamente la realización de pruebas en el mismo, en donde se prevé realizar ajustes para un buen funcionamiento, quedando de la siguiente manera:



2.3 CARACTERÍSTICAS DE MOTOR TRUPER.

Especificaciones técnicas	
Código	12114
Tensión	127 V~
Frecuencia	60 Hz
Velocidad	3450 r/min
Corriente	3,9 A
Potencia	750 W (1 Hp)
Conductores	17 AWG
Aislamiento	Clase I
Grado IP	IPX4

El cable de alimentación tiene sujeta-cables tipo: Y

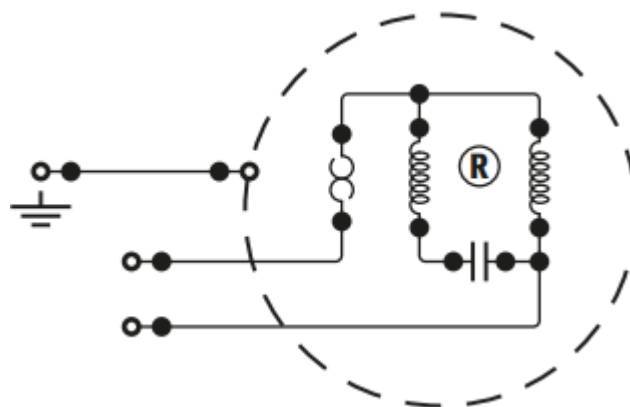
La clase de construcción de la herramienta es: Aislamiento básico.

La clase de aislamiento térmico de los devanados del motor: Clase F

Requerimientos eléctricos

La conexión a la fuente de energía debe realizarse por un profesional en electricidad, siguiendo el diagrama eléctrico de la derecha.

Use un circuito eléctrico separado para la bomba. Este circuito no debe tener conductores con un calibre inferior al 12 AWG, y debe estar protegido con un fusible con demora de tiempo de 20 A. Antes de conectar el motor a la línea de corriente, asegúrese de que la tensión sea igual a la indicada en la placa de datos del motor. Si se opera con una tensión menor, se dañará el motor.



Los cables de energía están codificados con los siguientes colores: Verde: Tierra Blanco: Neutro Negro: Línea

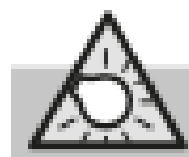
Seguridad personal

Use equipo de seguridad. Use siempre protección para los ojos. El uso de equipo de seguridad como lentes de seguridad, mascarilla antipolvo, zapatos antideslizantes, casco y protección para los oídos en condiciones apropiadas, reduce de manera significativa los daños personales.

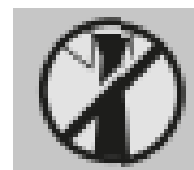


No exponga la herramienta a la lluvia o condiciones de humedad. El agua que ingresa en la herramienta aumenta el riesgo de choque eléctrico.

Área de trabajo Mantenga el área de trabajo limpia y bien iluminada. Las áreas desordenadas y oscuras son propensas a accidentes.



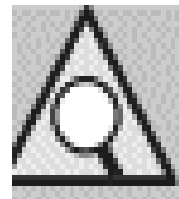
Vista adecuadamente. No vista ropa suelta o joyas. Mantenga su pelo, su ropa y guantes alejados de las piezas en movimiento. La ropa o el pelo sueltos o las joyas pueden quedar atrapados en las piezas en movimiento.



Seguridad eléctrica

La clavija de la herramienta debe coincidir con el tomacorriente. Nunca modifique una clavija. No use ningún tipo de adaptador para clavijas de herramientas puestas a tierra. Clavijas modificadas y enchufes diferentes aumentan el riesgo de choque eléctrico.

Dar el mantenimiento a la herramienta. Compruebe que las partes móviles no estén desalineadas o trabadas, que no haya piezas rotas u otras condiciones que puedan afectar su operación. Repare cualquier daño antes de usar la herramienta. Muchos accidentes son causados por el escaso mantenimiento de las herramientas.



Evite arranques accidentales. Asegúrese de que el interruptor está en posición “apagado” antes de conectar a la fuente de alimentación y/o a la batería o transportar la herramienta. Transportar herramientas eléctricas con el dedo sobre el interruptor o conectar herramientas eléctricas que tienen el interruptor en posición de “encendido” puede causar accidentes. Retire cualquier llave o herramienta de ajuste antes de arrancar la herramienta eléctrica. Las llaves o herramientas que quedan en las partes rotativas de la herramienta pueden causar un daño personal.

2.4 FUNCIONAMIENTO DE BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS.

Luego de concluir con la construcción de nuestro banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas, iniciamos las pruebas, poniendo en marcha el motor para realizar las primeras mediciones con el equipo de medición, en donde tuvimos una serie de dificultades, ya que como se manifiesta en el siguiente documento la precisión en el montaje con motores conectados a transmisiones mecánicas rígidas deben de ser muy precisos.

En donde nos encontramos con las siguientes dificultades:

- ✓ Desalineamiento
- ✓ Eje torcido
- ✓ Soltura mecánica
- ✓ Desbalanceamiento

En donde realizamos una serie de evaluaciones, utilizando los equipos de medición ya que sin ellos hubiera sido imposible realizar las siguientes correcciones.

Tomando en cuenta que tenemos que regimos mediante la norma ISO 10816, considerando dos tipos de soportes en la evaluación de la severidad vibratoria: Soportes rígidos - Soportes flexibles.

1ra etapa de corrección

Desbalanceo

Tipo de Desbalance: **Estático**

Considerando este tipo de desbalance ya que al realizar la mediciones con el reloj comparador. Encontramos irregularidades únicamente en un extremo, determinado que el disco giraba hasta que la zona pesada quedaba abajo.

Causas de desbalanceo

Este fue causado por fabricación inadecuada del disco ya que no se balanceo en conjunto con eje.

Considerando una alta concentración de vibración, se sometió a una prueba con el reloj comparador, encontrando 10 centésimas de desajuste. Realizando un balance del disco perforado, el cual fue montado en conjunto con el eje.

Posteriormente fue instalado, en donde obtuvimos una pequeña mejora en los datos arrojados por el equipo de medición.



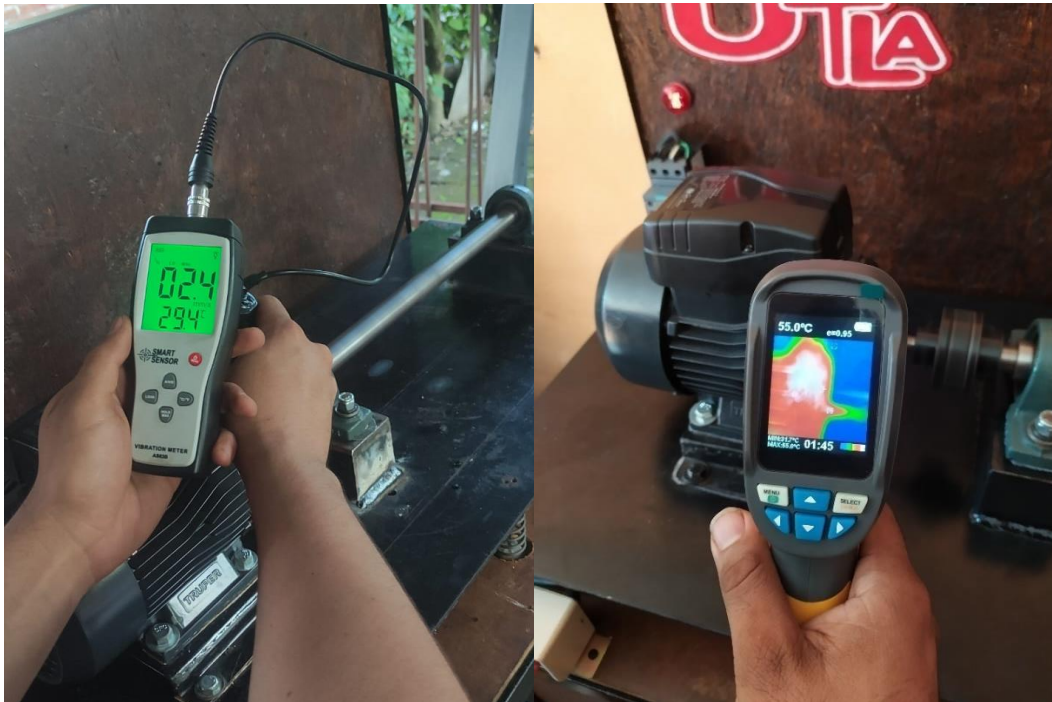
2da etapa de corrección.

Eje torcido

Causas del eje doblado

Por la carga dinámica elevada.

Tomando la decisión de reducir el diámetro del disco, ya que encontramos una pequeña deflexión en el eje provocada por el mismo disco, esto debido a su peso y dimensión.



Luego de las correcciones realizadas en conjunto, hemos podido apreciar una mejora en cuanto a las siguientes mediciones, ya que después de rectificar, balancear el eje, y considerar el peso que ocasionaba la deflexión en el eje, existe una alta reducción de vibración al darle marcha al motor.

Pero como podemos preciar en la captura aun podemos mejorar las condiciones del banco de pruebas, esperando manejar mejores resultados luego de corregir cada detalle encontrado en las pruebas realizadas.

3ra etapa de corrección

Desalineación

Tipo de Desalineación: **Angular**

Hay desalineación angular cuando las líneas centrales de dos ejes se cortan formando un ángulo.

Causa del desalineamiento

Luego de definir que la desalineación es uno de los problemas de vibración en las pruebas recurrimos a la evaluación de sus respectivos apoyos, empleando herramientas como el reloj comparador y galgas de espesores, realizando los ajustes de apoyo en ambos elementos, tanto en el motor como en las chumaceras.

En donde procedimos a realizar varios arranques los cuales eran necesarios para obtener los parámetros mediante los equipos de medición, logrando con ello mejorar aún más los resultados y acercándonos cada vez al rango de aceptación por parte la normativa.



4ta etapa de corrección

Soltura mecánica

Tipo de soldadura mecánica: **Radial**

Tipo B es generalmente causada por soldadura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.

En nuestra experiencia, la soldadura mecánica se nos presentó en el apreté que se realizaba en los ajustes que ejecutábamos en las fijaciones del motor, para lograr el alineamiento, ocasionando así un incremento de vibración y ruido al darle marcha.

Recurriendo nuevamente a aflojar para determinar los ajustes precisos y dejar las fijaciones de cada uno de los elementos instalados bajo el apreté requerido.



Luego de trabajar en cada uno de los detalles que se nos presentaba, en esta prueba podemos apreciar que estamos en la mm/s (velocidad) dentro de los 1.4, siendo nuestro siguiente resultado de 1.2 mm/s, una corriente dentro de la nominal y una temperatura aceptable, siendo de 50° C.

CAPÍTULO 3: RESULTADOS

3.1 PRIMERA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS.

Luego de finalizar el ensamble de nuestro banco de trabajo, procedimos a realizar nuestra primera comparación de acuerdo con la severidad vibratoria, obteniendo resultados poco favorables. Extrayendo las primeras mediciones con nuestros equipos de medición, en donde según la norma ISO 10816-3 califica nuestro banco como esta máquina no es conveniente para una operación continua.

								Valor RMS de Velocidades	
								11	0.43
								7.1	0.28
								4.5	0.18
								3.5	0.14
								2.8	0.11
								2.3	0.09
								1.4	0.06
								0.71	0.03
								mm/s	in/s
rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	Fundación	
Bombas Mayores a 15 kW Radial, Axial, Flujo Mixto				Máquinas Medias 15kW<P<300 kW		Grandes Máquinas 300 kW <P<50MW		Tipo de Máquina	
Clase IV		Clase III		Clase II		Clase I		Grupos	

En donde luego de obtener resultados fuera de los rangos permitidos y temperaturas muy altas, realizamos una serie de inspecciones para posteriormente continuar con las mediciones, en donde tuvimos que aplicar cada concepto teórico plasmado en este documento. Permittiéndonos dar cuenta lo gratificante que es manipular la información concisa y necesaria, para corregir cada uno de los problemas que se nos presentaron en el montaje.

3.2 SEGUNDA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS.

Segunda comparación, de acuerdo con la severidad vibratoria.

Nuestro equipo de medición aun ha identificado valores en mm/s (velocidad) altos. En donde realizamos nuevamente una evaluación del banco y componentes siendo nuestra primera causa por fabricación inadecuada del disco perforado.

Considerando una alta concentración de vibración, en donde se sometió a una prueba con el reloj comparador, encontrando 10 centésimas de desajuste. Realizando un balance del disco perforado, el cual fue montado en conjunto con el eje en un torno, para ser rectificado corrigiendo el desbalance y eje torcido.

Posteriormente fue instalado, en donde obtuvimos una pequeña mejora en el valor arrojado por el equipo de medición.

3.3 TERCERA COMPROBACION DE LAS MEDICIONES DEL BANCO DIDÁCTICO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y MEDICIONES TERMOGRÁFICAS.

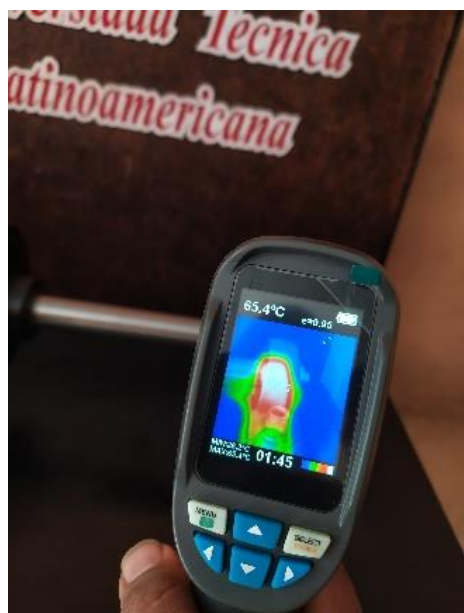
Tercera comparación, de acuerdo con la severidad vibratoria.

Luego de definir que el desalineamiento es uno de los problemas de vibración en las pruebas recurrimos a la evaluación de sus respectivos apoyos, empleando herramientas como el reloj comparador, regla graduada y galgas de espesores, realizando los ajustes de apoyo en ambos elementos, tanto en el motor como en las chumaceras.

En donde procedimos a realizar varios arranques los cuales eran necesarios para obtener los resultados mediante los equipos de medición, logrando con ello mejorar aún más los resultados y acercándonos cada vez al rango de aceptación por parte de la norma ISO 10816-3.

Cuarta comparación según la severidad, En esta ocasión se determinó que los resultados obtenidos en la medición se deben a soltura mecánica de los pernos del motor eléctrico realizando el reapreté para poder corregir.

Logrando que, en las mediciones con nuestro equipo según la tabla de severidad vibratoria bajo la norma ISO 10816-3, garantiza el funcionamiento continuo de nuestro banco de trabajo, en donde damos por concluido las inspecciones en nuestro banco luego de los valores obtenidos.



Chumacera N°2



Motor principal de transmisión

Logrando cumplir el objetivo esperado, mediante nuestro equipos y las diferentes mediciones realizadas por parte de nuestro banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termográficas en un equipo rotatorio.

CAPÍTULO 4: ELABORACIÓN DE GUÍAS DE TRABAJO



**GUIA PRACTICA DE LABORATORIO / TALLERES / CENTRO DE EJECUCIO DE TALLERES UNIVERSIDAD
TECNICA LATINOAMERICANA - PARA ALUMNOS**

CARRERA: _____ **ALUMNO/A:** _____.

NRO. PRACTICA: _____ **TITULO DE PRACTICA:** _____.

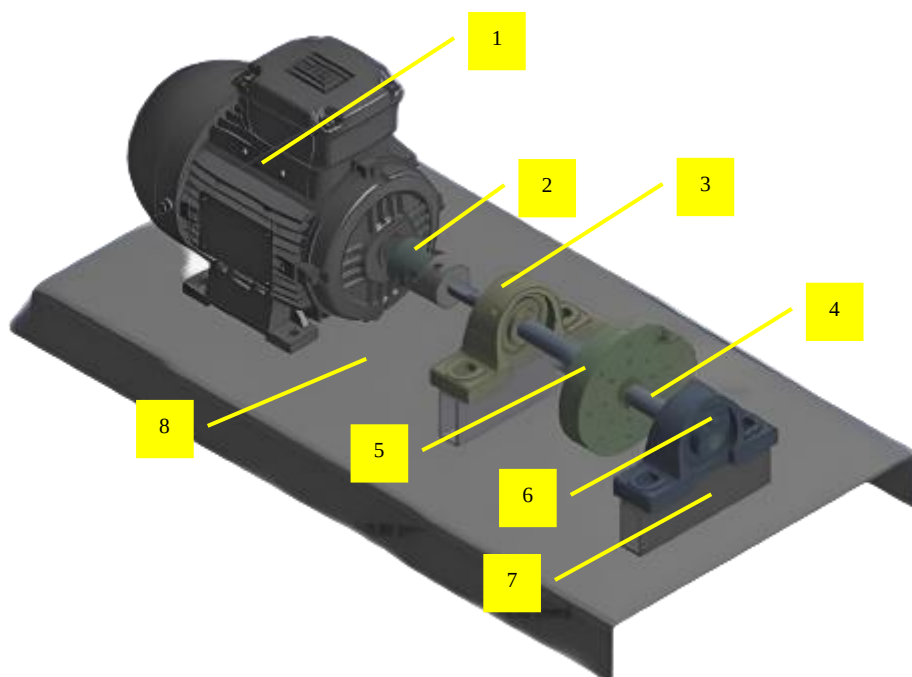
INSTRUCCIONES:

Para la puesta en marcha del equipo se sugiere el uso de equipo de seguridad antes de dar inicio a las pruebas en el banco de trabajo, así mismo evitar el uso de collares, pulseras o accesorios colgantes que representen un peligro ante la puesta en marcha, considerar el cabello recogido ante las pruebas dinámicas y evitar realizar accionamientos sin previo aviso para su ejecución, ya que de no seguir las indicaciones estará poniendo en riesgo su integridad física y la de los demás.

ACTIVIDADES A DESARROLLAR

1. Realzar un reconocimiento de cada uno de los elementos que conforman el banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termografías en un equipo rotatorio:

1. _____.
2. _____.
3. _____.
4. _____.
5. _____.
6. _____.
7. _____.
8. _____.



2. Describe cada uno de los elementos identificados en el banco didáctico para análisis de vibraciones y mediciones termograficas en un equipo rotatorio:

1. _____ : _____

_____.
2. _____ : _____

_____.
3. _____ : _____

_____.
4. _____ : _____

_____.
5. _____ : _____

_____.
6. _____ : _____

_____.
7. _____ : _____

_____.
8. _____ : _____

_____.

3. Ilustra un sistema de transmisión mecánica que conozcas y menciona cada uno de sus componentes, así mismo describe cuál es su aplicación en la industria:





**GUIA PRACTICA DE LABORATORIO / TALLERES / CENTRO DE EJECUCIO DE TALLERES
UNIVERSIDAD TECNICA LATINOAMERICANA - PARA ALUMNOS**

CARRERA: _____ **ALUMNO/A:** _____.

NRO. PRACTICA: _____ **TITULO DE PRACTICA:** _____.

INSTRUCCIONES:

Para la puesta en marcha del equipo se sugiere el uso de equipo de seguridad antes de dar inicio a las pruebas en el banco de trabajo, así mismo evitar el uso de collares, pulseras o accesorios colgantes que representen un peligro ante la puesta en marcha, considerar el cabello recogido ante las pruebas dinámicas y evitar realizar accionamientos sin previo aviso para su ejecución, ya que de no seguir las indicaciones estará poniendo en riesgo su integridad física y la de los demás.

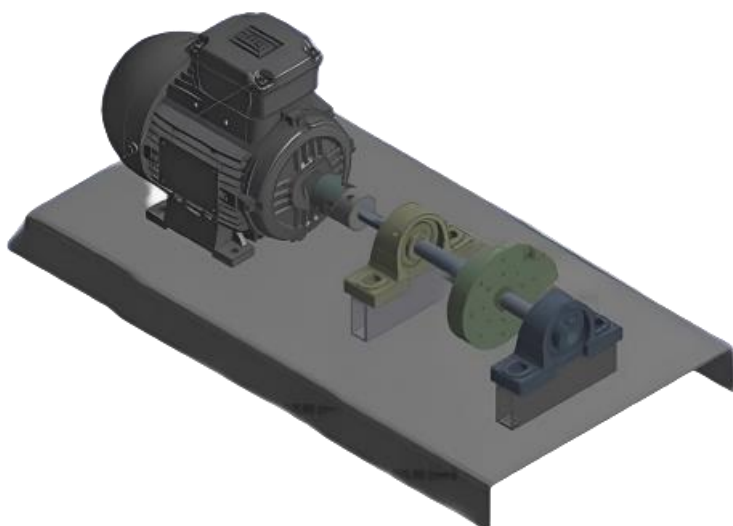
GENERALIDADES

Las vibraciones mecánicas son movimientos transmitidos al cuerpo por parte de estructuras capaces de producir efectos perjudiciales o molestias sobre el trabajador. Este movimiento genera una energía que el cuerpo absorbe.

ACTIVIDADES A DESARROLLAR

1. Defina con sus propias palabras la diferencia entre desbalanceo y desalineamiento mecánico: _____

2. Identifique en la siguiente imagen donde podrían identificarse desbalanceo y desalineamiento:



Desbalanceo.

1. _____.

2. _____.

Desalineamiento

1. _____.

2. _____.

3. _____.

4. _____.

3. Mencione 3 tipos de desbalanceo mecánico:

1. _____.

2. _____.

3. _____.

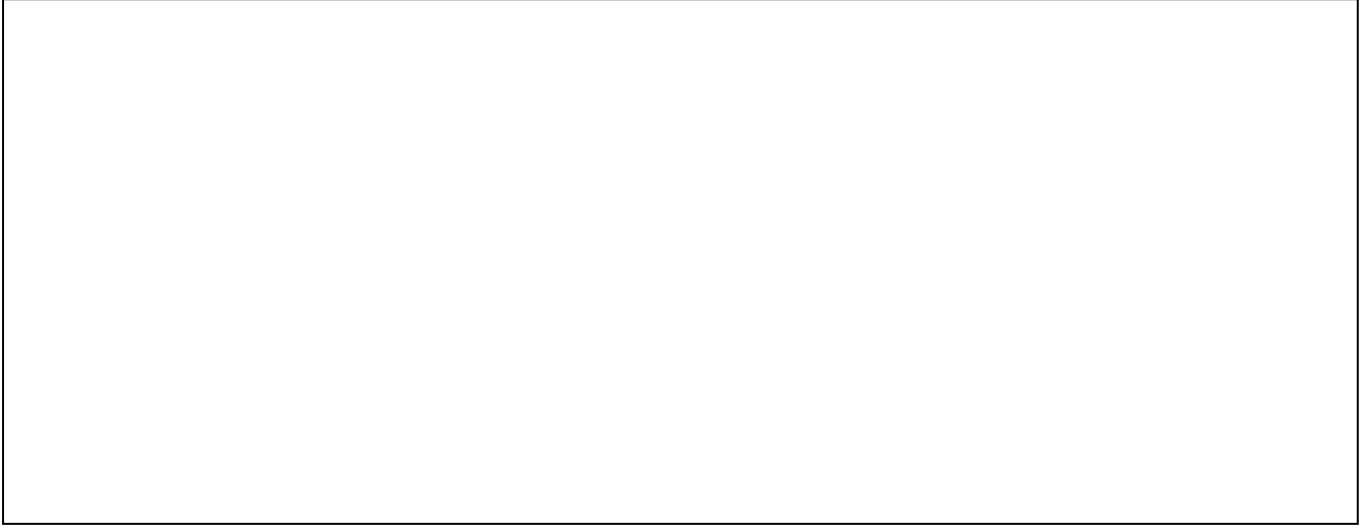
4. Mencione e ilustre 3 tipos de desalineamiento en transmisiones mecánicas y describa cada una de ellas:

1. _____.

2. _____.

3. _____.

5. Nombra e ilustra una maquina con desalineamiento o desbalance mecánico que conozca en tu área de trabajo, así mismos describe cuál es su función en la industria:





**GUIA PRACTICA DE LABORATORIO / TALLERES / CENTRO DE EJECUCIO DE TALLERES
UNIVERSIDAD TECNICA LATINOAMERICANA - PARA ALUMNOS**

CARRERA: _____ **ALUMNO/A:** _____

NRO. PRACTICA: _____ **TITULO DE PRACTICA:** _____

INSTRUCCIONES:

Para la puesta en marcha del equipo se sugiere el uso de equipo de seguridad antes de dar inicio a las pruebas en el banco de trabajo, así mismo evitar el uso de collares, pulseras o accesorios colgantes que representen un peligro ante la puesta en marcha, considerar el cabello recogido ante las pruebas dinámicas y evitar realizar accionamientos sin previo aviso para su ejecución, ya que de no seguir las indicaciones estará poniendo en riesgo su integridad física y la de los demás.

GENERALIDADES

La vibración es el resultado de fuerzas dinámicas en las máquinas o estructuras que tienen partes en movimiento o sometidas a acciones variables. Las diferentes partes de la maquinas vibrarán con distintas frecuencias y amplitudes. La vibración puede causar molestias y fatiga.

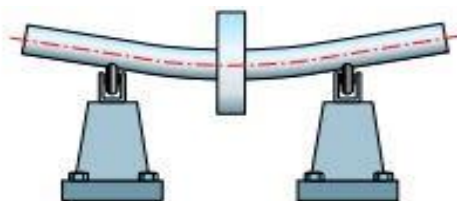
ACTIVIDADES A DESARROLLAR

1. Defina con sus propias palabras que entiende por eje torcido: _____

_____.

2. Menciona almenos 3 causas de deformaciones en ejes de transmisiones mecánicas:

1. _____
2. _____
3. _____



3. Defina con sus propias palabras que entiende por soldadura mecánica: _____

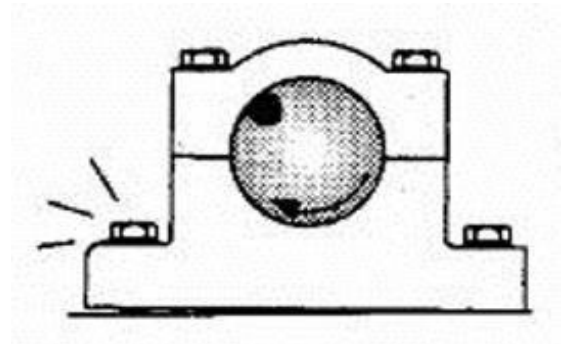
_____.

4. Mencione los 3 tipos de soldadura mecánica y explique en que consiste cada uno de ellos:

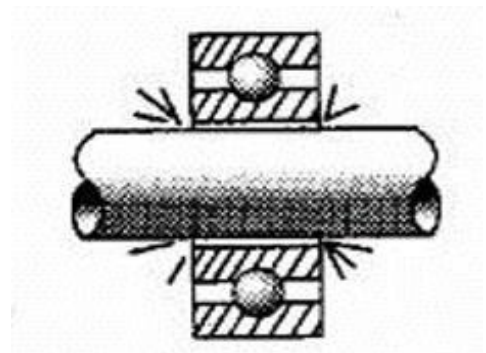
1. _____.



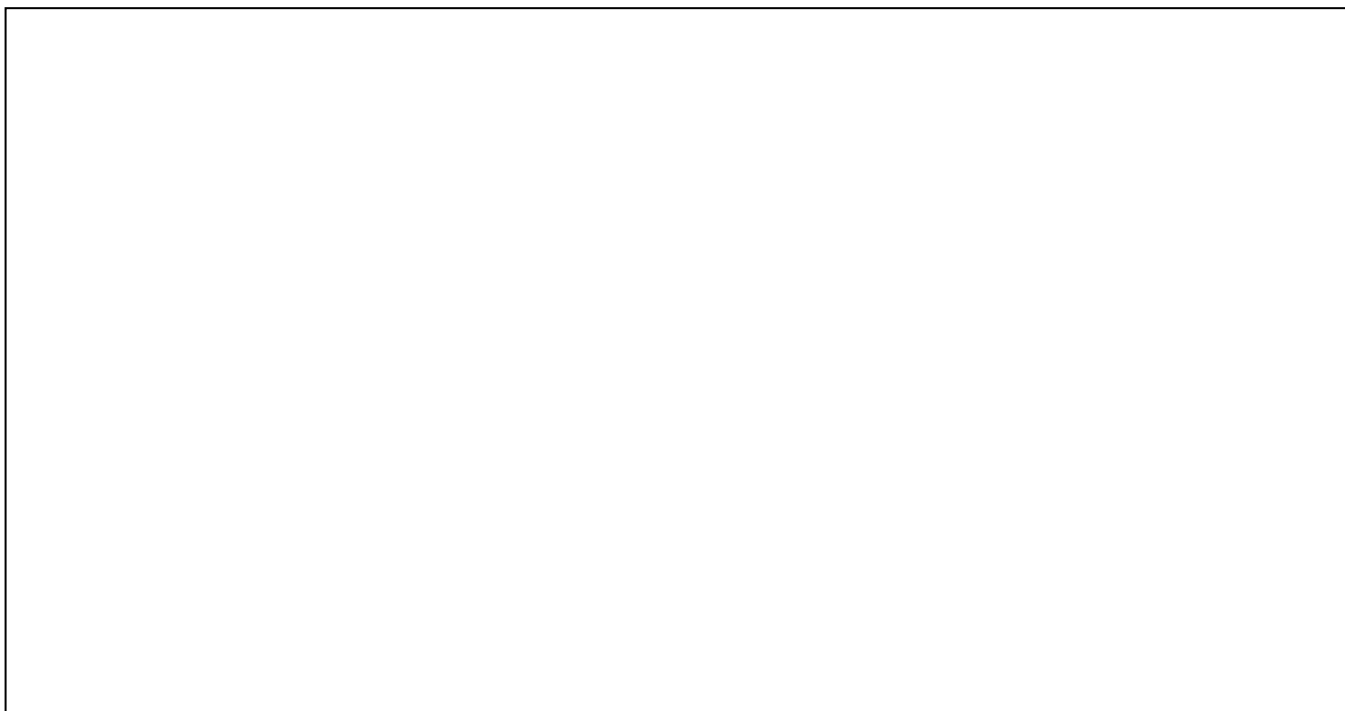
2. _____.



3. _____.



5. Nombra e ilustra una maquina con eje torcido o soldadura mecánica que conozca en tu área de trabajo, así mismo describe cuál es su función en la industria:





**GUIA PRACTICA DE LABORATORIO / TALLERES / CENTRO DE EJECUCION DE TALLERES
UNIVERSIDAD TECNICA LATINOAMERICANA - PARA ALUMNOS**

CARRERA: _____ **ALUMNO/A:** _____
NRO. PRACTICA: _____ **TITULO DE PRACTICA:** _____

INSTRUCCIONES:

Para la puesta en marcha del equipo se sugiere el uso de equipo de seguridad antes de dar inicio a las pruebas en el banco de trabajo, así mismo evitar el uso de collares, pulseras o accesorios colgantes que representen un peligro ante la puesta en marcha, considerar el cabello recogido ante las pruebas dinámicas y evitar realizar accionamientos sin previo aviso para su ejecución, ya que de no seguir las indicaciones estará poniendo en riesgo su integridad física y la de los demás.

GENERALIDADES

Se define el mantenimiento como todas las acciones que tienen como objetivo preservar un artículo o restaurarlo a un estado en el cual pueda llevar a cabo alguna función requerida. Estas acciones incluyen la combinación de las acciones técnicas y administrativas correspondientes.

ACTIVIDADES A DESARROLLAR

1. Que entiendes por mantenimiento predictivo:

2. Menciona cuales son los tipos de mantenimiento predictivo que conoces:

3. Mencione 3 ventajas y desventajas del mantenimiento preventivo?

4. Que importancia tiene el mantenimiento predictivo en las empresas actualmente?

5. En que consiste la termografia infrarroja?

Luego de concluir con los conceptos desarrollados en cada una de las practicas anteriores, será de mucha utilidad poder aplicar cada uno de ellos para la ejecución de esta práctica ya que son evaluaciones de vital importancia para que el alumno/a identifique cada una de las condiciones.

Algunos datos que debes de conocer para la ejecución de la siguiente practica:

1. Aceleracion =

m/s

2. Velocidad =

mm/s

3. Dezpazamiento =

mm

								Valor RMS de Velocidades	
								11	0.43
								7.1	0.28
								4.5	0.18
								3.5	0.14
								2.8	0.11
								2.3	0.09
								1.4	0.06
								0.71	0.03
								mm/s	in/s
rígida	flexible	rígida	flexible	rígida	flexible	rígida	flexible	Fundación	
Bombas Mayores a 15 kW Radial, Axial, Flujo Mixto				Máquinas Medias 15kW<P<300 kW		Grandes Máquinas 300 kW <P<50MW		Tipo de Máquina	
Clase IV		Clase III		Clase II		Clase I		Grupos	

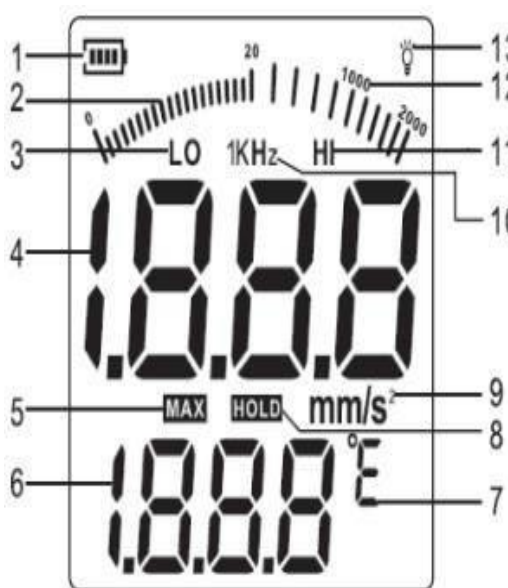
- ◆ Verde: -Valores de vibración de la maquina resien puesta en funcionamiento.
- ◆ Amarillo: -Maquina puede funcionar en operación continua sin restricciones.
- ◆ Naranja: - Valores de vibración naranja indican que la condición de la maquina no es conveniente para una operación continua, sino solamente para un periodo de tiempo limitado. Medidas de corrección deberían de ser tomadas en la siguiente oportunidad.

Pero antes realizaremos un reconocimiento al equipo de medición para el uso, como también tener claro la información que este muestre en las siguientes mediciones

Medidor de Vibraciones



1. Conector de mango
2. Pantalla LCD
3. Botón de medida ON/OFF, pulsa para encender
4. Botón de selección de caracteres de frecuencia. (Para aceleración)
5. Botón de bloqueo del valor máximo
6. Botón de intercambio de la unidad de temperatura
7. Botón de selección del modo de medición (desplazamiento, aceleración y velocidad)
8. Botón de medida de encendido/apagado del mango de la subunidad, presione para girar, en el procedimiento de medición
9. Cabezal Detector (selectivo entre los accesorios del cabezal de la sonda "S"/"L" y el perfil magnético)



1. La marca de la batería muestra la potencia residual de la batería.
2. Valor de medición de la pantalla del gráfico de barras dinámicas
3. Símbolo de baja frecuencia (10Hz ~ 1Hz)
4. Visualización del valor medido
5. Tome el valor máximo
6. Visualización de la temperatura y del valor máximo
7. Pantalla de la unidad de temperatura, °C y °F
8. Retención de valor
9. Al medir la pantalla LCD mostrará la aceleración " m/s^2 ", velocidad " mm/s^2 " y desplazamiento " mm "
10. Indicación de 1KHz
11. Símbolo de alta frecuencia. (1kHz ~ 15kHz)
12. El símbolo del rango del valor de medición.
13. Icono de retroiluminación.

Camara Termografica



Icono		Descripción
	12:12	Ajuste de la hora
	5000	Guardar imagen
	50%	Ajuste de la luz de fondo
	°C	Ajuste de la unidad de la temperatura
	25°C	Ajuste de la temperatura de fondo
	11088MB	Capacidad de la tarjeta de memoria
		Ajuste de la paleta de colores
	0.95	Marcado de la temperatura puntual

Emisividad de los materiales normales

Asfalto 0.90~0.98
 Hormigón 0.94
 Cemento 0.96
 Arena 0.90
 Tierra 0.92~0.96
 Agua 0.92~0.96
 Hielo 0.96~0.98
 Nieve 0.83
 Vidrio 0.90~0.95
 Cerámica 0.90~0.94
 Mármol 0.94
 Yeso 0.80~0.90
 Mortero 0.89~0.91
 Ladrillo 0.93~0.96

Tela negra 0.98
 Piel humana 0.98
 Burbuja 0.75~0.80
 Polvo de carbón vegetal 0.96
 Pintura 0.80~0.95
 Pintura mate 0.97
 Goma negra 0.94
 Plástico 0.85~0.95
 Madera 0.90
 Papel 0.70~0.94
 Óxido crómico 0.81
 Óxido de cobre 0.78
 Óxido férrico 0.78~0.82
 Textura 0.90

Luego de conocer los equipos de medición, procederemos a realizar un diagnóstico de nuestro banco de trabajo, en donde extraeremos toda la información posible para el siguiente ejercicio.

Elaborado por: _____

Equipo: _____

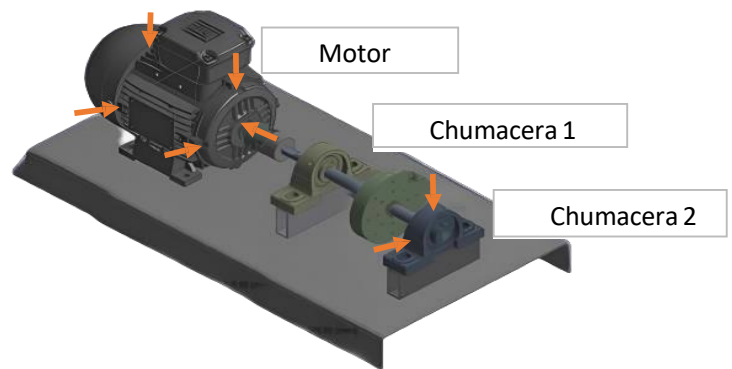
Velocidad: _____

Utilizado Tipo de
transductor: _____

Tolerancia de vibración

ISO10816- 3

	mm/s RMS
Bueno	0 - 3.5
Satisfactorio	3.5 - 7.1
Insatisfactorio	7.1 - 11
Inaceptable	> 11



MEDICION DE VIBRACIONES:

Puntos de medicion			VIBRACION GLOBAL (mm/s RMS)	
Velocidad de servicio			RPM: HZ:	RPM: HZ:
Motor	1	Hztal		
		Vertical		
		Axial		
	2	Hztal		
		Vertical		
		Axial		
Chumacera 1	1	Hztal		
		Vertical		
		Axial		
Chumacera 2	2	Hztal		
		Vertical		
		Axial		

Observaciones:
