

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS

**“ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE
MANTENIMIENTO PREDICTIVO APLICADO A
MALFUNCIONAMIENTOS POR DESALINEAMIENTO
Y DESBALANCE EN MÁQUINAS ROTATORIAS”**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS
CON ESPECIALIDAD EN
INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T A:

ING. FRANCISCO ZAMORA GUTIÉRREZ

**DIRECTOR DE TESIS:
DR. JULIO CÉSAR GÓMEZ MANCILLA**

MÉXICO, CIUDAD DE MÉXICO.

2016



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 13:00 horas del día 22 del mes de Abril del 2016 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E. S. I. M. E. para examinar la tesis titulada:

"ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO APLICADO A MALFUNCIONAMIENTOS POR DESALINEAMIENTO Y DESBALANCE EN MÁQUINAS ROTATORIAS".

Presentada por el alumno:

ZAMORA

Apellido paterno

GUTIÉRREZ

Apellido materno

FRANCISCO

Nombre (s)

Con registro: B 1 2 1 2 1 5

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Director(a) de tesis

DR. JULIO CÉSAR GÓMEZ MANCILLA

Presidente

Segundo Vocal

DR. JOSÉ ÁNGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA

Tercer Vocal

DR. VALERIY NOSOV

Secretario

DR. JESÚS ALBERTO MEDA CAMPAÑA

DR. ORLANDO SUSARREY HUERTA

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. RICARDO OCTAVIO A. MOTA PALOMINO
DIRECTOR DE LA ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA





INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F. el día 22 del mes de Abril del año 2016, el que suscribe Francisco Zamora Gutiérrez alumno del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, con número de registro B121215, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Zacatenco, manifiesta que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Julio César Gómez Mancilla y cede los derechos del trabajo titulado Ánalisis Y Aplicación De Técnicas De Mantenimiento Predictivo Aplicado A Malfuncionamientos Por Desalineamiento Y Desbalance En Máquinas Rotatorias, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección ing.fzamorag@gmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Francisco Zamora Gutiérrez
Nombre y firma del alumno

AGRADECIMIENTOS

A Dios por todo lo bueno que me ha dado.

Al Instituto Politécnico Nacional por haberme dado la oportunidad de estudiar en sus instalaciones.

Al Dr. Julio César Gómez Mancilla por compartir su tiempo, conocimientos, comentarios y experiencias. Y por haberme permitido ser parte de su equipo de trabajo.

A la Comisión Revisora conformada por: Dr. Valeriy Nosov, Dr. Jesús Alberto Meda Campaña, Dr. Orlando Susarrey Huerta, Dr. José Ángel Lodegario Ortega Herrera y Dr. Didier Samayoa Ochoa por la revisión y evaluación del presente trabajo.

A mis Profesores de la SEPI ESIME por brindarme la oportunidad de empaparme de su valioso conocimiento.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología CONACYT por la beca otorgada durante mis estudios de maestría, así como al Instituto Politécnico Nacional por la beca PIFI y la beca Tesis de Maestría.

A mis amigos y compañeros de SEPI ESIME Zatenco: Luis Palacios, Rafael García, Eric Huesca, Carlos Rojas, Alejandro Ramírez, Gustavo López, Felipe Flores, Carlos Gómez y Fernando Guzmán por brindarme su amistad, tiempo, compañerismo, conocimientos y experiencias a lo largo de mi estancia.

A mis amigos de licenciatura Ángel Corona, Daniel Ortega, Rubén Secundino y Lenin Cruz por haberme acompañado también en el posgrado y haber compartido experiencias.

A todas las personas que indirectamente aportaron algo para la elaboración de este trabajo y no hayan sido nombradas.

A la familia Ramos Zamora por haberme brindado un techo y su cariño mientras cursaba mis estudios de licenciatura y posgrado.

Y finalmente a las personas que más quiero y que me han apoyado siempre; mi familia: a mi madre Martha, a mi padre Francisco, a mis hermanas Tatiana y Jacqueline y a mi hermano César.

CONTENIDO

CONTENIDO	i
ÍNDICE DE FIGURAS	iii
ÍNDICE DE TABLAS	vi
NOMENCLATURA	vii
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
OBJETIVO	xi
JUSTIFICACIÓN	xii
Capítulo 1 Estado del Arte.....	1
1.1 Estudio de la Rotodinámica y las Máquinas Rotatorias.....	1
1.2 Estudio del Desalineamiento	3
1.3 Estudio del Desbalance.....	4
1.4 Estudio del Mantenimiento	4
1.5 Estudio del Análisis de Vibraciones Aplicado al Mantenimiento Predictivo.....	5
1.6 Avances y Desarrollos del Grupo de Investigación del Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la SEPI- ESIME Zácatenco	5
Capítulo 2 Marco Teórico.....	7
2.1 Vibraciones	7
2.2 Tipos de Sistemas de Monitoreo del Estado de Vibración	16
2.3 Recolección de Datos	18
2.4 Transductores De Vibración	20
2.5 Visualización De Resultados Durante Cambios Operacionales	26
2.6 Ubicaciones de los Transductores y Tipos de Mediciones	30
2.7 Análisis Espectral	34
2.8 Técnicas de Mantenimiento Predictivo.....	36
Capítulo 3 Desalineamiento y Desbalance y Ecuaciones de Movimiento	48
3.1 Introducción a las ecuaciones de movimiento.....	48
3.2 Dinámica de Rotores	51
3.3 Desalineamiento.....	59
3.4 Desbalance	66
Capítulo 4 Mantenimiento	78
4.1 Introducción de Mantenimiento.....	78

4.2 El Mantenimiento Predictivo Frente a Otros Tipos de Mantenimiento	78
4.3 Mantenimiento Preventivo Planificado	78
4.4 Mantenimiento Predictivo.....	80
4.5 Análisis de Vibraciones en Mantenimiento Predictivo	81
4.6 Desventajas del Análisis por Vibraciones Aplicado al Mantenimiento de las Máquinas	82
4.7 Justificación Económica del Mantenimiento Predictivo por Vibraciones Mecánicas	83
4.8 Instrucción del Personal en la Ejecución del Mantenimiento Predictivo	83
4.9 Pasos para la Aplicación del Mantenimiento Predictivo por Vibraciones Mecánicas....	84
4.10 Determinación de los Niveles de Vibración.....	87
Capítulo 5 Análisis de Vibraciones en Plataforma Experimental	92
5.1 Frecuencia Natural y Modos de Vibración del Eje.....	92
5.2 Equipo Utilizado en la Experimentación	93
5.3 Plataforma Experimental.....	99
5.4 Identificación de Desalineamiento del Eje	103
5.5 Alineación del Sistema.....	105
5.6 Identificación de Desbalance en el Eje.....	109
5.7 Proceso de Balanceo	112
5.8 Comparación de Valores Antes y Después del Alineamiento	118
5.9 Comparación de Valores Antes y Después del Balanceo.....	119
CONCLUSIONES.....	121
TRABAJOS FUTUROS.....	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1-1 William Rankine	2
Figura 1-2 Karl De Laval.....	2
Figura 1-3 Aurel Stodola	2
Figura 1-4 August Föppl.....	3
Figura 1-5 Henry Jeffcott	3
Figura 1-6 Stephen Timoshenko.....	3
Figura 1-7 Expectativas de Mantenimiento	5

Capítulo 2

Figura 2-1 Desfasamiento entre dos ondas sinusoidales	8
Figura 2-2 Muestra del comportamiento entre desplazamiento, velocidad y aceleración	9
Figura 2-3 Desplazamiento angular	9
Figura 2-4 Representación gráfica de la frecuencia	10
Figura 2-5 Muestra el valor instantáneo de velocidad de vibración en ips vs Tiempo.....	10
Figura 2-6 Vibración Transitoria	13
Figura 2-7 Amplitudes decayendo debido al amortiguamiento	14
Figura 2-8 Desplazamiento armónico	16
Figura 2-9 Sistema Permanentemente Instalado de la empresa Dif	17
Figura 2-10 Analizador de Vibraciones Portátil de Bently Nevada.....	18
Figura 2-11 Software de Monitoreo del Estado NI InsightCM Data Explorer	19
Figura 2-12 Arreglo de un sensor de desplazamiento	21
Figura 2-13 Ubicación de los sensores de desplazamiento	22
Figura 2-14 Comparativo de Voltaje vs GAP de diferentes materiales	22
Figura 2-15 Sensor de velocidad tipo electromecánico	23
Figura 2-16 Arreglo de un acelerómetro típico	24
Figura 2-17 Tipos de Montaje de un Sensor Piezoelectrico	25
Figura 2-18 Diagrama de Bode (Amplitud y Fase)	26
Figura 2-19 Diagrama de Nyquist donde el parámetro es la velocidad en r/min	27
Figura 2-20 Gráfica de Cascada	27
Figura 2-21 Diagrama de Campbell	28
Figura 2-22 Montaje de Sensores a 45° de la Vertical	29
Figura 2-23 ADRE de Bently Nevada.....	32
Figura 2-24 Fisura detectada por partículas magnéticas.....	38
Figura 2-25 Inspección Ultrasónica	39
Figura 2-26 Análisis de Corrientes de Motor	40
Figura 2-27 Equipo de Análisis de Gases de Combustión.....	41
Figura 2-28 Análisis de Lubricantes.....	42
Figura 2-29 Analizando Ultrasonido	43
Figura 2-30 Equipo para la realización de Inspecciones Boroscópicas	44
Figura 2- 31 Radiografía de Tubería.....	46

Figura 2- 32 Refractario de Horno con Termografía.....	47
Figura 2- 33 Turbina de Gas con Termografía	47

Capítulo 3

Figura 3-1 Coordenadas de regla de la mano derecha en análisis de un rotor	48
Figura 3-2 Coordenadas usadas en el análisis de un rotor	49
Figura 3-3 Vectores mostrando momento en sentido de manecillas del reloj sobre Ox	50
Figura 3-4 Vector mostrando momento en sentido inverso a manecillas del reloj sobre Oy	51
Figura 3-5 Un rotor rígido asimétrico en soportes flexibles	52
Figura 3-6 Diagrama de cuerpo libre para un rotor rígido en soportes flexibles.....	52
Figura 3-7 Rotor flexible cargando un solo disco.....	57
Figura 3-8 Desalineamiento Paralelo.....	61
Figura 3-9 Órbita Desalineamiento Severo	61
Figura 3-10 Tipos de Desalineamiento	62
Figura 3-11 Pieza fundida con desbalance intrínseco	66
Figura 3-12 Espectro Típico de Desbalance	67
Figura 3-13 Simulación Desbalance	68
Figura 3-14 Órbita típica de Desbalance	68
Figura 3-15 Muestra el desbalance estático en uno y dos planos.....	69
Figura 3-16 Muestra del desbalance tipo par.....	70
Figura 3-17 Desbalance tipo dinámico (Combinación estático y par)	70
Figura 3-18 Rotor Simplificado con Desbalance	71
Figura 3-19 Identificación del Desbalance	71
Figura 3-20 Ubicación Punto Alto y Punto Pesado	71
Figura 3-21 Posición de línea de centro de chumacera S y centro de masa del rotor G	72
Figura 3-22 Modelos de desbalance causando fuerza lateral.....	74
Figura 3-23 Rotor rígido con el eje principal de inercia sesgado.....	75

Capítulo 4

Figura 4-1 Mantenimiento en la industria	79
Figura 4-2 Mantenimiento Predictivo analizando Vibraciones Mecánicas	81
Figura 4-3 Gráfica de Tendencia de una Máquina Rotatoria	88
Figura 4-4 Valores recomendados para desplazamiento relativo máximo.....	90

Capítulo 5

Figura 5-1 Primeros cuatro modos de vibración.....	93
Figura 5-2 Modos de vibración cinco y seis.....	93
Figura 5-3 Machinery Fault Simulator Versión “Magnum”	94
Figura 5-4 Unidad de Interfaz de Adquisición de Datos 208-P	94
Figura 5-5 Presentación del Software ADRE® for Windows®	95
Figura 5-6 Cople Dynaflex® J-1211-5-2 y Diagrama de Dimensiones	95

Figura 5-7 Proxímetro 3300 XL NSv y dimensiones	96
Figura 5-8 Motor Eléctrico Marathon™.....	96
Figura 5-9 Controlador de Velocidad del Motor Delta VFD-B	97
Figura 5-10 Caja de montaje de proxímetros	97
Figura 5-11 RK 4 Rotor Kit Motor Speed Control	98
Figura 5-12 Computadora Compaq	98
Figura 5-13 Machinery Fault Simulator configurado para experimentación	99
Figura 5-14 Computadora con software ADRE y sistema de Adquisición de Datos ADRE..	100
Figura 5-15 Diagrama de Instrumentación.....	101
Figura 5-16 Diagrama de Experimento	102
Figura 5-17 Espectro de vibración mostrando desalineamiento angular	103
Figura 5-18 Espectro de vibración mostrando desalineamiento paralelo	104
Figura 5-19 Órbita sin filtrar en forma de ocho	104
Figura 5-20 Sistema de alineación Láser Mr. Shims.....	105
Figura 5-21 Realización de Alineamiento.....	105
Figura 5-22 Longitudes a Indicar al Sistema de Alineación Láser	106
Figura 5-23 Posiciones Angulares del Alineador	106
Figura 5-24 Pantalla mostrando datos antes de alinear	107
Figura 5-25 Valores mostrados en pantalla y su significado.....	107
Figura 5-26 Nivelado de base del motor	108
Figura 5-27 Condiciones de línea de base.....	109
Figura 5-28 Bode de proxímetro en dirección horizontal	110
Figura 5-29 Bode de proxímetro en dirección vertical.....	110
Figura 5-30 Espectro de vibración proxímetro dirección horizontal	111
Figura 5-31 Espectro de vibración proxímetro dirección vertical.....	111
Figura 5-32 Orbita de eje típica de desbalance	112
Figura 5-33 Vectores para balanceo	114
Figura 5-34 Bode de proxímetro en dirección horizontal con eje balanceado	115
Figura 5-35 Bode de proxímetro en dirección vertical con eje balanceado	115
Figura 5-36 Orbita de rotor balanceado	116
Figura 5-37 Diagrama Bode eje alineado y balanceado 8306 rpm dirección horizontal.....	117
Figura 5-38 Diagrama Bode eje alineado y balanceado 8306 rpm dirección vertical	117

ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 2

Tabla 2-1 Rangos de Frecuencia de Sensores Piezoeléctricos	24
Tabla 2-2 Parámetros de Vibración	25
Tabla 2-3 Técnicas de Diagnóstico en Análisis de Vibraciones en Maquinaria Rotatoria.....	29
Tabla 2-4 Espectros de Vibración de Desalineamiento y Desbalance.....	34

Capítulo 4

Tabla 4-1 Clasificación de Maquinaria para Monitoreo	82
Tabla 4-2 Carta de Control	88

Capítulo 5

Tabla 5-1 Dimensiones Cople Dynaflex® J-1211-5-2	95
Tabla 5-2 Leyenda de líneas de Diagrama de Instrumentación	101
Tabla 5-3 Configuración de Sensores	102
Tabla 5-4 Dimensiones y masas en experimentación	102
Tabla 5-5 Distancias para alineación.....	106
Tabla 5-6 Resultados antes de alinear	107
Tabla 5-7 Tolerancias de alineación de ejes	108
Tabla 5-8 Resultados después de alinear	108
Tabla 5-9 Datos antes de balanceo.....	112
Tabla 5-10 Datos obtenidos con masa de prueba	113
Tabla 5-11 Designación de Colores.....	114
Tabla 5-12 Datos con eje balanceado.....	116
Tabla 5-13 Amplitud directa axial.....	118
Tabla 5-14 Amplitud directa proxímetro radial horizontal.....	118
Tabla 5-15 Amplitud directa axial eje alineado	118
Tabla 5-16 Eje sin balancear a 55 Hz	119
Tabla 5-17 Eje sin balancear a 61 Hz	119
Tabla 5-18 Eje balanceado a velocidad 55 Hz	119
Tabla 5-19 Eje balanceado a velocidad 61 Hz	120
Tabla 5-20 Comparación de Valores 55 Hz.....	120
Tabla 5-21 Comparación de Valores 61 Hz.....	120

NOMENCLATURA

f	Frecuencia
T	Período
Ω, ω	Velocidad Angular
N	Frecuencia Angular
c	Amortiguamiento, coeficiente de amortiguamiento viscoso
c_c	Amortiguamiento Crítico
x	Desplazamiento
v	Velocidad
a	Aceleración
C_m	Centro de masas
C_r	Centro Geométrico
C_a	Centro de Apoyos o de Giros
O_x, O_y, O_z	Ejes x, y, z en sistema de coordenadas
θ, ψ, Φ	Representan rotaciones sobre los ejes O_x, O_y, O_z respectivamente
$\dot{\psi}$	Velocidad angular del disco sobre O_y también llamada precesión
M_x	Momento aplicado sobre el eje x
$\dot{\theta}$	Velocidad angular constante del disco
M_y	Momento aplicado sobre el eje y
k_{y2}	Indica la rigidez del resorte en la chumacera 2 en la dirección y (vertical)
m	Masa del rotor
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular sobre el eje O_x
$\ddot{\psi}$	Aceleración angular sobre el eje O_y
δ	Deflexión del resorte debido a la fuerza f_{x1}
T, C, R	Traslación, (Coupling) acoplamiento y coeficientes de rigidez rotacional (Rotation)
r, φ	Coordenadas complejas
f_x, f_y	Fuerza aplicada al eje en la dirección O_x y O_y respectivamente
k_{uu}	Fuerza en O_x para producir unidad de desplazamiento u cuando no se permite que ocurran otros desplazamientos o rotaciones
$k_{\psi u}, k_{u\psi}, k_{\psi\psi}$	Coeficientes de rigidez en una localización particular en el eje
v	Desplazamiento resultante de la relación entre las fuerzas y momentos aplicados
I_d	Momento de inercia diametral
I_p	Momento polar de inercia
L	Longitud entre chumaceras cortas (i. e. simplemente apoyadas en los extremos)
a	distancia de una de las chumaceras con un disco
b	distancia entre el disco y otra chumacera
K	Representa la matriz de rigidez efectiva para el rotor girando en aislamiento
q	Vector de desplazamiento nodal de estado estable
Q_b	Fuerza ejercida en el rotor por la chumacera
Q_g	Fuerza debida al peso del rotor
M	Matriz de masa de la máquina
g	Vector gravedad
Q_{bi}	Fuerza en el rotor proveniente de la i -ésima chumacera

f_i	Representa una función no lineal
q_{si}	Desplazamiento offset de la i -ésima chumacera
O	Muestra la posición de equilibrio
S	Posición instantánea de la línea de centro perturbada del rotor
G	Posición del centro de masa del rotor
$ OS $	Amplitud de remolineo del rotor
SG	Línea del rotor
u_G, v_G	Movimientos del centro de masa del rotor en la dirección x y y respectivamente
u, v	Desvío de la línea de centro del rotor en la dirección a las chumaceras flexibles
ϵ	Representa la distancia $ SG $
f	Fuerza de desbalance
β	Ángulo entre el eje de rotación y el rotor rígido sesgado
r	Representa el vector OS en la Figura 3-21
ω_n	Frecuencia natural de un sistema no amortiguado
V_0	Amplitud de vibración original en balanceo
θ_0	Ángulo de fase de vibración original en balanceo
$(m_e)_p$	Valor de masa de prueba
α_p	Ubicación angular de la masa de prueba en el disco
V_1	Amplitud de vibración resultante con masa de prueba
θ_1	Ángulo de fase de vibración resultante con masa de prueba
V_x	Valor de amplitud de efecto neto
θ_x	Ángulo de amplitud de efecto neto
$(m_e)_0$	Valor de masa de corrección
α_0	Ubicación angular de masa de corrección

RESUMEN

Este trabajo comprende al mantenimiento predictivo, las técnicas de monitoreo del estado, el análisis de vibraciones mecánicas aplicado a analizar los malfuncionamientos de desalineamiento y desbalance como sus principales pilares.

En el Capítulo 1, Estado del Arte, se hace un recuento de hechos sobresalientes en la historia conocida de la rotodinámica, el estudio de las vibraciones, el estudio del desalineamiento y el desbalance, el análisis de vibraciones aplicado al mantenimiento y los avances actuales que se tienen en esta materia por parte del equipo que ha trabajado en el laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la SEPI ESIME Zacatenco.

En el Capítulo 2, Marco Teórico, se hace un compendio y revisión de algunos de los temas que son la base para entender y poder analizar las vibraciones mecánicas, se analizan los sensores que se ocupan en el monitoreo de vibraciones mecánicas, se revisan algunas gráficas que muestran cambios operacionales y se revisan algunas de las técnicas de Mantenimiento Predictivo más usadas en la industria.

En el Capítulo 3, Desalineamiento y Desbalance y Ecuaciones de Movimiento, se hace un análisis de estos dos malfuncionamientos, donde se definen y se observan sus características de vibración al ser monitoreado el estado de una máquina, además se analizan las ecuaciones de movimiento del rotor.

En el Capítulo 4, Mantenimiento, Se analizan las ventajas del Mantenimiento Predictivo y se observan los pasos para la aplicación de éste y se revisan algunos puntos importantes para implementarlo con al análisis de vibraciones.

En el Capítulo 5, Análisis de Vibraciones en Plataforma Experimental, Se documenta la aplicación del mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas a la plataforma experimental utilizada, mostrando la detección de las malfunciones y los procedimientos de correcciones. Posteriormente se analiza el nivel de amplitudes y se hizo una comparación de éstos. Finalmente se presentan las conclusiones del trabajo, así como recomendaciones para trabajos futuros que se pudieran dar a este proyecto de investigación, para mejorarlo y aumentarlo.

ABSTRACT

This work includes predictive maintenance, condition monitoring techniques, analysis of mechanical vibrations applied to analyze malfunctions such as misalignment and imbalance as its main pillars.

In Chapter 1, State of the Art, a count of salient facts in the known history of the rotodynamics, the study of vibrations, the study of misalignment and imbalance, vibration analysis applied to the maintenance and the current developments from the team that has worked in the laboratory of vibrations and rotodynamics of SEPI ESIME Zácatenco is made.

In Chapter 2, Theoretical Framework, a summary and review of some of the issues that are the basis for understanding and to analyze the mechanical vibrations is made, the sensors that are used in monitoring mechanical vibrations are analyzed, some graphics are reviewed showing operational changes and reviewed some of the more predictive maintenance techniques used in the industry.

In Chapter 3, Misalignment and imbalance and equations of motion, an analysis of these two malfunctions is made, vibration characteristics are observed and defined when the status of a machine is monitored and also the equations of motion of the rotor are analyzed.

In Chapter 4, Maintenance, Predictive Maintenance advantages are analyzed and steps to implement it are observed and some important points are reviewed to implement it with the vibration analysis.

In Chapter 5, Vibration Analysis in Experimental Platform, the application of predictive maintenance by mechanical vibrations in the experimental platform used is documented, showing the detection of malfunctions and correction procedures. Then the level of amplitudes is analyzed and a comparison of these is made. Finally, the conclusions are presented and recommendations for future works that could apply to this research project, to improve it and increase it.

OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es identificar y caracterizar de manera eficiente, a través de las respuestas vibratorias (señales vibratorias), el desalineamiento y el desbalance que son los responsables de la mayor parte de los malfuncionamientos experimentados por las máquinas rotatorias. Analizando y proponiendo la aplicación también de otras técnicas de mantenimiento predictivo que son de gran utilidad para evaluar el estado de una máquina y sus componentes; que de esta manera mantendrán en correcto funcionamiento los componentes y las máquinas.

Para alcanzar el objetivo que anteriormente se propone, es necesario cubrir con los objetivos particulares que se presentan a continuación:

- Investigar la influencia del desalineamiento y el desbalance sobre las propiedades rotodinámicas y de estabilidad bajo condiciones reales de operación.
- Analizar los malfuncionamientos e identificar las respuestas vibratorias en las máquinas rotatorias con desalineamiento y desbalance.
- Analizar y proponer técnicas de mantenimiento predictivo.
- Proponer una metodología clara y precisa de la aplicación del mantenimiento predictivo que pueda servir a la industria para la aplicación de este tipo de mantenimiento.
- Identificar ambas malfunciones en una plataforma experimental y detallar el proceso de detección y la corrección de éstas.
- Hacer un análisis del antes y después de la corrección de malfunciones.
- Revisar conforme a las normas de vibración que el equipo opera en condiciones recomendadas.

JUSTIFICACIÓN

La necesidad de máquinas rotatorias de alta eficiencia, que trabajan a severas presiones y condiciones extremas en su funcionalidad; demandan un constante monitoreo y control de los niveles de vibración. La identificación y caracterización de las señales vibratorias que provoca el desalineamiento y el desbalance es de fundamental importancia para reducir costos en las industrias del país.

En maquinaria rotatoria existen diferentes tipos de fallas tales como: desalineamiento, desbalance, doblamiento, desgaste, partes flojas, fallas en rodamientos, holgura mecánica, soltura estructural, excentricidad, desgaste en engranajes, resonancia, etc. Debido a esto; actualmente muchas técnicas para detección de malfuncionamientos se están desarrollando alrededor del mundo. Un mejor conocimiento de los efectos del desalineamiento y el desbalance permitirá realizar mejores diagnósticos, lo que conducirá a métodos de detección más eficaces.

Dado que en conjunto el desbalance y el desalineamiento constituyen aproximadamente del 80% al 90% de los problemas de malfuncionamiento que experimentan los equipos rotatorios de tamaño medio y grande en las industrias mexicanas, el entender y mejorar la capacidad de diagnóstico de este par de problemas reducirá los costos de operación y mantenimiento en el sector industrial del país, ahorrando recursos significativamente y haciendo más competitivo al sector industrial mexicano.

También cabe hacer mención que el monitoreo del estado es importante en las máquinas críticas de la industria, ya que un incorrecto procedimiento de mantenimiento o la ausencia de éste puede desencadenar grandes desastres en los que además de descomposturas permanentes en las máquinas, se detiene la producción; dañando a toda la cadena económica que depende de ésta e incluso se pueden perder vidas humanas.

Capítulo 1

Estado del Arte

1.1 Estudio de la Rotodinámica y las Máquinas Rotatorias

La Rotodinámica ha sido impulsada más por su parte práctica que por su parte teórica. En el aspecto teórico-científico ocurrieron hallazgos importantes por científicos como Charles-Augustin de Coulomb, Robert Hooke e Isaac Newton entre otros [10].

La publicación “On the Centrifugal Force of Rotating Shafts” (En la fuerza centrífuga de los ejes rotatorios) publicada en “Engineer” en 1869 de William John Macquorn Rankine (1820–1872) es considerado el primer trabajo dedicado íntegramente a la rotodinámica, en éste se afirma que un sistema flexible tiene una velocidad de rotación conocida como “velocidad crítica” en la cual se observan amplitudes muy grandes. Aunque no era conocido si un rotor puede superar este límite de velocidad crítica como Rankine propuso. Casi dos décadas después, en 1883 (casi 100 años después que Watt construyera su motor de vapor), el ingeniero e inventor nacido en Suecia; Karl Gustaf Patrik De Laval (1845-1913) que hizo importantes contribuciones al diseño de turbinas de vapor, presentó una solución práctica al problema de la vibración de un disco rotatorio desbalanceado, después de observar las fallas de las flechas de acero en turbinas de alta velocidad utilizó una caña de pescar de bambú como flecha para montar el rotor. Observó que este sistema no sólo eliminaba la vibración del rotor desbalanceado, sino que también sobrevivía a velocidades hasta de 100 000 rpm [2]. Se encargó del problema con una considerable medida de éxito ya que construyó la primera turbina de vapor (turbina de impulso) [5].

Una vez que las maquinas rotatorias fueron logradas usando vapor como su fuerza de movimiento, hubo una tremenda expansión en la capacidad de generación de energía, sólo un año después de la turbina de De Laval, el Ingeniero Británico Sir Charles Algernon

Parsons (1854-1931) mejor conocido por la invención de la turbina de vapor concibió la primera turbina de reacción [5].

De Laval también fue capaz de derivar el radio de giro en términos de la excentricidad del eje, la rigidez del eje y el peso y explico como el rotor gira fluidamente más allá de la velocidad crítica, que Rankine pensó 14 años antes que era la velocidad límite. Estos fueron los beneficios de la ciencia de los rotores para acelerar la revolución industrial [5]. Aurel Stodola (1859-1943) hizo grandes aportaciones en el campo de vibración en vigas, placas y membranas; hojas de turbina [1].

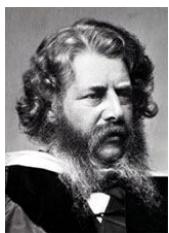


Figura 1-1 William Rankine



Figura 1-2 Karl De Laval



Figura 1-3 Aurel Stodola

Con la invención del Dinamo en 1878 por Thomas Alva Edison y la instalación de la Estación de Generación Eléctrica de Pearl Street en 1882, el camino había sido despejado para producir electricidad a una escala sin precedentes que trajo una fenomenal expansión de la turbina de vapor; a principios del siglo XX fueron vistas turbinas de 2 MW, para 1920 fue construida la primera máquina de 50MW [5].

El primer modelo de rotor exitoso fue propuesto por Föppl en 1895. Consistía de un solo disco central localizado en el centro de un eje circular sin amortiguamiento. Se demostraba que la operación supercrítica era estable. Desafortunadamente, Föppl lo publicó en una revista Alemana de Ingeniería Civil, que era difícilmente leída por la comunidad rotodinámica de esos días [13].

En 1919 Jeffcott concibió el mismo modelo con amortiguamiento y lo publicó en una revista inglesa ampliamente leída, es por eso que se le conoce como Rotor Jeffcott [13].

Stephen Timoshenko (1878-1972) hizo aportaciones sobre vibraciones en vigas; problemas de vibraciones en motores eléctricos, turbinas de vapor y turbinas hidroeléctricas [1]. Jacob

Pieter Den Hartog (1901-1989) Estudio sistemas no lineales con amortiguamiento de Coulomb; vibración de maquinaria rotatoria y recíprocante e hizo libros de texto sobre Vibraciones, Resistencia de Materiales y Mecánica [1].



Figura 1-4 August Föppl



Figura 1-5 Henry Jeffcott



Figura 1-6 Stephen Timoshenko

Para el final de la 2^a Guerra Mundial, máquinas de 100 MW empezaron a producir energía. La capacidad se elevó a 1000 MW para 1970 y en 1980 una sola máquina producía 1500 MW de electricidad [5].

1.2 Estudio del Desalineamiento

Stodola registró que debido a la variación periódica de la fuerza tangencial de un cople flexible con alineación errónea de los ejes, impulsos variables actúan en el eje [6]. De acuerdo con Föopl si la variación de la deformación debida al desalineamiento causa impulsos por revolución, una nueva perturbación crítica con la velocidad entra en evidencia [7]. Según Ehrich precargas debido a desalineamiento varían a la frecuencia de velocidad de un eje [8].

Lee modeló y realizó análisis de vibraciones de rotores desalineados en soportes de rodamientos de bola [9]. Rao y Sreenivas [15] comprobaron que debido a un desalinamiento paralelo de 1mm, la fuerza radial obtenida varía linealmente, una vez por revolución, como observó Ehrich [14].

Adams (2001), Ehrich (1999), y Muszyńska (2005) discutieron aspectos del desalineamiento. Gibbons (1976) obtuvo las fuerzas y momentos debido al desalineamiento paralelo. Al-Hussain y Redmond (2002) consideraron rotores rígidos. Al-Hussain (2003), Sekhar y Prabhu (1995), y Xu y Marangoni (1994a, 1994b) investigaron los efectos de comples flexibles. Sinha et al. (2004) proporcionaron un método para estimar desalineamiento a partir de datos de inicio y desaceleración [51].

1.3 Estudio del Desbalance

El nacimiento de los métodos de matrices y el método de Prohl-Myklestad, fueron la preparación a través del diseño para la solución de problemas relacionados con la respuesta al desbalance y balanceo de rotores reales. Así esta pregunta fundamental de rotodinámica había esperado sesenta años al haber sido formulada por parte de Jeffcott, y entonces espero cuarenta años más, a través de innovaciones y disputas de los 70's, hasta que una solución completa y aceptada para respuesta al desbalance fue finalmente lograda [5].

1.4 Estudio del Mantenimiento

Desde la década de los 30 se puede seguir el rastro de la evolución del mantenimiento a través de tres generaciones:

1. La primera generación cubre el período que se extiende hasta la segunda guerra mundial, la mayor parte de los equipos era simple, y la gran mayoría estaban sobredimensionados. Esto los hacía confiables y fáciles de reparar, se hacían rutinas de limpieza, servicio y lubricación.
2. La segunda generación se dio durante la segunda guerra mundial donde la presión de la guerra aumentó la demanda de todo tipo de bienes, se empezó a poner atención en el tiempo de parada de las máquinas, llevó a la idea de que las fallas se podían prevenir lo que dio lugar al mantenimiento preventivo. En la década de los sesenta esto llevó a reparaciones mayores a intervalos regulares prefijados. Crecieron los precios del mantenimiento y como consecuencia surgieron los sistemas de planeamiento y control del mantenimiento.
3. La tercera generación se dio a mediados de la década de los setenta y llega a la actualidad. El tiempo de parada de máquina afecta la capacidad de producción. Las fallas acarrean serias consecuencias para el medio ambiente, la seguridad, la calidad y más parámetros. El costo de mantenimiento ha aumentado [42]. Los nuevos desarrollos incluyen:
 - Herramientas de soporte para la toma de decisiones.
 - Monitoreo de la Condición.
 - Diseño de Equipos con énfasis en la confiabilidad y facilidad de mantenimiento [42].



Figura 1-7 Expectativas de Mantenimiento

1.5 Estudio del Análisis de Vibraciones Aplicado al Mantenimiento Predictivo

Arthur Crawford fue uno de los fundadores de la era actual de análisis de vibraciones, que es un componente clave en el mantenimiento predictivo. Hizo estudios sobre análisis de frecuencias, evaluación de la condición y en balanceo dinámico, además publicó dos manuales sobre Análisis de Vibraciones. Sus contribuciones se usaron para encontrar el tipo y localización de daños en las máquinas e incluso para resolver eficazmente problemas en máquinas [12].

1.6 Avances y Desarrollos del Grupo de Investigación del Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la SEPI- ESIME Zacatenco

Importantes análisis realizados por Gómez Mancilla y Nosov [27] muestran que el desalineamiento angular tiene influencia importante en el comportamiento de la maquinaria rotatoria soportada en chumaceras hidrodinámicas.

Gómez Mancilla investigó junto con Zambrano Reyes y otros investigadores [22][23][24] la fuerte influencia que tiene el ángulo existente entre el desbalance y la fisura; concluyen que las resonancias locales a $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, y $\frac{1}{4}$ pueden ser utilizadas para detección de fisuras. Gómez Mancilla con Machorro López [25] validaron experimentalmente estas simulaciones numéricas, corroborando la fuerte interacción fisura-desbalance. Mencionan que el desalineamiento y otros problemas pueden excitar las resonancias locales, por lo que se recomienda una resta vectorial de dos corridas similares.

Machorro López en su tesis de maestría [26], hizo un trabajo muy completo de modelación, simulación numérica y comprobación experimental para detección de fisuras, utilizando resonancias locales y estudiando los efectos de desalineamientos; mejoró sus resultados experimentales quitando las manifestaciones indeseadas de desalineamiento. Machorro López et al. Hicieron avances en la identificación de ejes dañados usando monitoreo activo [53]. Gómez Mancilla publicó un artículo donde haciendo análisis rotodinámico diagnosticaba una severa malfunción real [55].

Gómez Mancilla y Nosov hicieron el primer trabajo en México donde se publican expresiones analíticas aproximadas para el desalineamiento en cojinetes [56]. Meda Campaña et al. Presentaron un control difuso para sistemas en tiempo continuo basado en la combinación de la teoría de la regulación lineal y el modelo difuso Takagi-Sugeno [57]. Nosov et al. Publicaron las expresiones analíticas del campo de presión en chumaceras e investigaron como mejora el umbral límite de estabilidad ante diferentes tipos de inyección [58].

Gómez Mancilla hizo de los primeros trabajos en México sobre aplicaciones de la teoría del Caos y vibraciones no lineales al Mantenimiento Predictivo en maquinaria [59]. Gómez Mancilla y Palacios Pineda hicieron la derivación de un algoritmo más rápido que el de Jun para estudiar la respuesta vibratoria y así diagnosticar ejes rotatorios cuya fisura respira de manera no lineal [60], así mismo; ellos hicieron un estudio pionero acerca de casos experimentales de laboratorio evaluados y analizados por medio de la teoría del caos y extracción del exponente de Lyapunov [61].

Hernández Cortés y Meda Campaña lograron la simplificación de un método de regulación aplicable al control de sistemas basado en modelos difusos de Takagi-Sugeno [62]. García Illescas y Gómez Mancilla propusieron por primera vez el concepto de las Frequency Split Functions con el propósito de identificar y diagnosticar ejes rotatorios con presencia de fisuras estructurales [63]. Gómez Mancilla y su equipo de investigación están desarrollando una técnica para la aplicación de teoría del caos en Mantenimiento Predictivo.



Capítulo 2

Marco Teórico

2.1 Vibraciones

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración. La teoría de la vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos [3].

2.1.1 Sistema Vibratorio

Por lo común un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), un medio para conservar energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (amortiguador). La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial, de manera alterna. Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuente externa para que se mantenga un estado de vibración estable [3].

2.1.2 Rotodinámica

La Rotodinámica es la rama de la dinámica que se ocupa de los dispositivos mecánicos en los que al menos una parte suelen definirse como rotores, éstos giran con un momento angular significativo. Siguiendo la definición de la normatividad ISO correspondiente a rotores, un rotor es un cuerpo suspendido a través de un conjunto de soportes cilíndricos o rodamientos que le permite girar libremente alrededor de un eje fijo en el espacio. Los rotores que están provistos de rodamientos o chumaceras para limitar su eje de rotación de una manera más o menos rígida a una posición fija en el espacio suelen ser nombrados por lo general como rotores fijos, mientras que aquellos que no están limitados de alguna manera se definen como rotores libres [19].

Fase

La fase de vibración es la característica descriptiva final de la vibración. La fase es la desviación relativa de un componente vibrante respecto de un punto de referencia fijo ó con otro componente vibrante a la misma frecuencia. Esto es, la fase es la medida del movimiento vibratorio que ocurre en un punto en relación con el movimiento vibratorio que ocurre en otro punto. En otras palabras, es el "ritmo de tiempo" de una vibración en relación con una pieza fija o móvil de la maquinaria.

La fase es una poderosa herramienta en el análisis de fallas de máquinas. Ya que la fase es una medida de movimiento relativo, los ejemplos pueden ilustrarse con dos masas (o pesos) y unos resortes sujetos a un mismo punto de referencia. En la Figura 2-1 se muestran dos sistemas que están vibrando con una diferencia de fase de 90° .

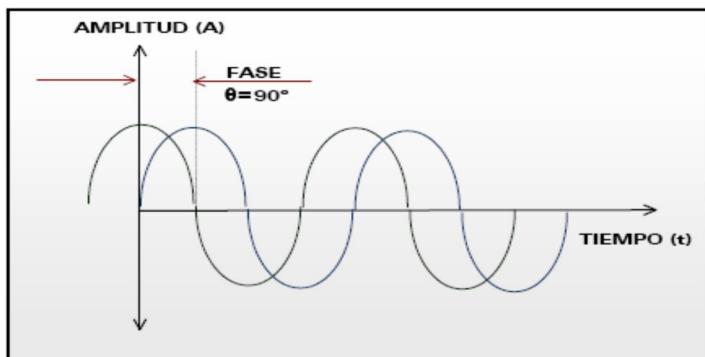


Figura 2-1 Desfasamiento entre dos ondas sinusoidales

Cuando el desplazamiento está cero (el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda a 90 grados, comparada a la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, se dice que la velocidad tiene un avance sobre el desplazamiento de un ángulo de 90 grados fase como se observa en la Figura 2-2, así como también que la aceleración presenta un retraso de 18° con respecto al desplazamiento.

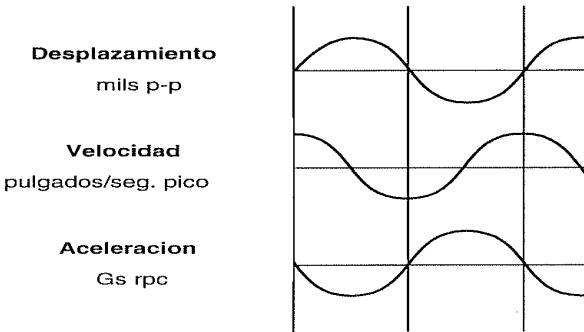


Figura 2-2 Muestra del comportamiento entre desplazamiento, velocidad y aceleración

La fase también se puede medir con referencia a un tiempo particular. Un ejemplo de esto es la fase de un componente desbalanceado en un rotor, con referencia a un punto fijo en el rotor, como una conexión. Para medir la fase, un impulso disparador debe ser generado desde un cierto punto de referencia, en la flecha. Este disparador puede ser generado por un tacómetro o por una clase de sonda óptica o magnética, que sentirá una discontinuidad en el rotor [43]. La localización física del punto de referencia de fase, es arbitrario. El uso más común de mediciones de fase es en la determinación y corrección de desbalances. Adicionalmente, las mediciones de fase pueden ser usadas para incluir detección de fallas a través de mediciones de movimiento relativo entre componentes de máquinas, vectorización térmica, verificación de desalineamiento, fisuras de ejes, la determinación de efectos de coples cruzados y la identificación de resonancia en máquinas [40].

Periodo y Frecuencia

Al tiempo necesario para que ocurra un ciclo completo de movimiento se le llama período de la Vibración y es representada por la letra "T", se mide generalmente en segundos. Un período completo equivale a 360° ó 2π rad.

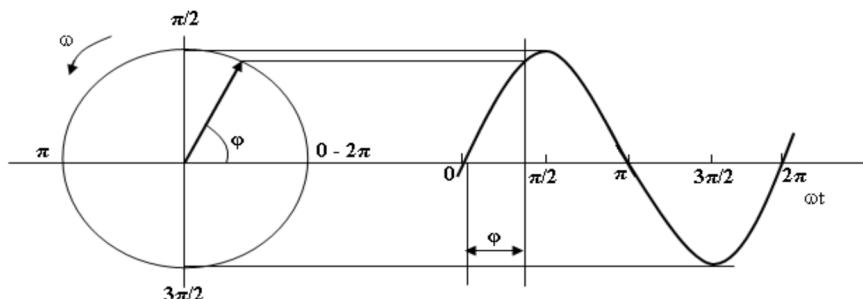


Figura 2-3 Desplazamiento angular

Al número de ciclos o períodos en una unidad de tiempo se le llama frecuencia de la vibración; y al número de ciclos por segundos se le conoce como Hertz (Hz) [43].

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{s} = \text{Hz}$$

Ec. 2.1

Normalmente la velocidad angular se expresa en ciclos/segundo y por lo tanto para pasar de unidades de rad/s a ciclos/s habrá que corregir por el factor 2π .

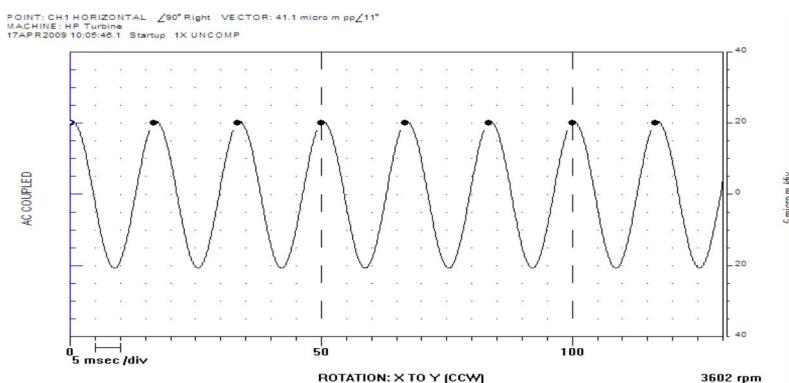


Figura 2-4 Representación gráfica de la frecuencia

La Figura 2-5 muestra una señal de vibración registrada sobre una bomba acoplada a un motor de inducción de 2 polos.

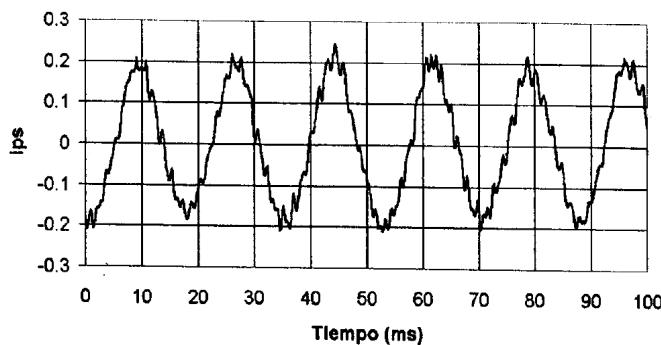


Figura 2-5 Muestra el valor instantáneo de velocidad de vibración en ips vs Tiempo

Puesto que la velocidad de giro del motor debe ser cercana a 3,550 RPM o 59.16 Hz, se deduce que la señal de vibración es debida en mayor parte a la componente que ocurre a la velocidad de giro del equipo ya que el período es de aproximadamente 17 ms. Esto se comprueba al observar que el primer pico máximo ocurre a 10 ms. El segundo pico máximo se ubica alrededor de 27 ms.

El período se expresa en segundos o en submúltiplos tales como el milisegundo. Se identifica que la forma de la señal no es exactamente igual cada 17 ms. Esto es debido a que existe una componente de mayor frecuencia, pero de menor amplitud que está "montada" sobre la componente que ocurre a la velocidad de giro de la bomba. Matemáticamente, una función periódica se define como sigue:

$$f(t) = f(t + nT)$$

Ec. 2.2

En donde n es un número entero y T es el período de la función. En el oscilograma de la Figura 2-5, se identifican 5 ciclos a partir de la línea de los 10 ms. El valor cero a pico de la señal es de 0.24 ips (pico en 44 ms con respecto a la línea de cero ips) El valor de pico a pico es de 0.45 ips (máxima diferencia entre picos adyacentes, en este caso, separados un período de la componente fundamental). Se sabe que la frecuencia también puede expresarse en radianes / segundo de acuerdo a la siguiente relación; en donde ω es la velocidad angular expresada en radianes / segundo:

$$\omega = 2\pi f$$

Ec. 2.3

La siguiente expresión relaciona el período con la frecuencia angular:

$$T = 2\pi/\omega$$

Ec. 2.4

Un radián se define como el ángulo subtendido por un arco de longitud igual al radio de ese segmento circular. De la definición de un segmento circular representada por:

$$S = R\theta$$

Ec. 2.5

Se deduce que los radianes son adimensionales y puesto que el perímetro de un círculo está dado por:

$$P = 2\pi R$$

Ec. 2.6

Se concluye que un radián es igual a:

$$1 \text{ radián} = 360^\circ / 2\pi$$

Ec. 2.7

Es común expresar la velocidad angular en ciclos por minuto (CPM) y revoluciones por minuto (RPM). La primera expresión se emplea cuando la velocidad angular corresponde a la de una componente que no es la de giro del equipo, mientras que la segunda expresión se emplea para identificar la velocidad de giro del equipo. La frecuencia angular expresada en CPM (o RPM en su caso) está dada por:

$$N = 60f = 60 \omega /2\pi = 10 \omega$$

Ec. 2.8

En donde N es la frecuencia angular expresada en ciclos por minuto (o revoluciones por minuto). Nótese que la frecuencia angular en ciclos por minuto puede aproximarse a 10 veces la frecuencia angular expresada en radianes por segundo [44].

Ángulo De Fase Entre Dos Funciones De La Misma Frecuencia

El ángulo de fase entre dos funciones o señales de la misma frecuencia es de utilidad para medir la posición angular de una señal de vibración con respecto a una referencia como el cuñero de la flecha de un rotor u otra señal de vibración. Las referencias "estáticas" como un cuñero o alguna otra marca que no se desplace angularmente con respecto al rotor, son útiles para realizar balanceos. Nótese que cuando la frecuencia entre las dos señales no es la misma, como ocurre en la modulación de frecuencia, la medición de la variación del ángulo de fase sirve para realizar estudios de vibración torsional.

2.1.3 Vibración Transitoria

La velocidad de vibración transitoria es normalmente descrita como la información de vibración obtenida durante las condiciones de encendido y de apagado del tren de la máquina. Los datos de vibración son normalmente mostrados en formatos tales como diagrama de cascada, diagrama de bode, diagrama de Nyquist y diagrama de Campbell. La vibración transitoria de una estructura ocurre cuando ésta es excitada por una fuerza instantánea. La cual puede ser un solo pulso o una excitación oscilante de corta duración. Cuando la excitación cesa, la estructura tiende a vibrar a sus frecuencias naturales mientras el amortiguamiento en el sistema causa que decaiga exponencialmente.

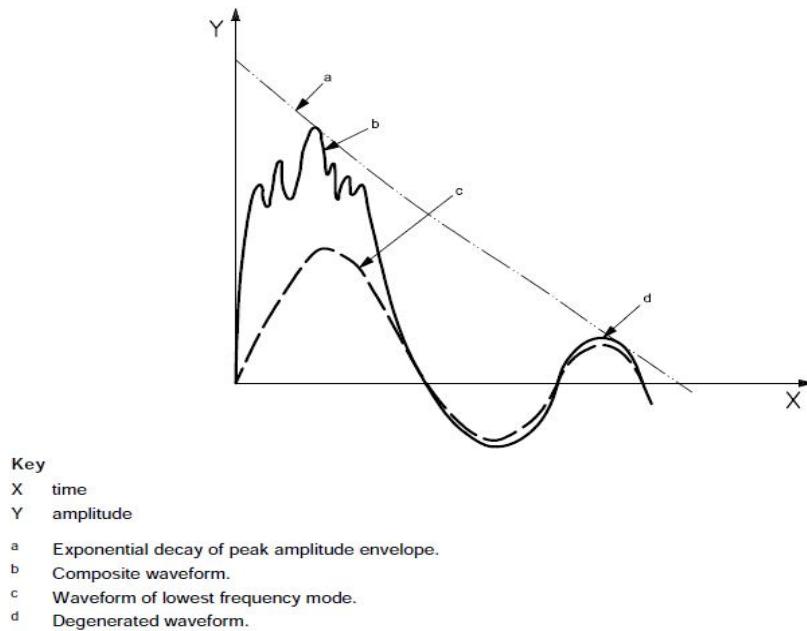


Figura 2-6 Vibración Transitoria

Por lo tanto, la evolución temporal de la respuesta estructural después de que la fuerza se detiene es una combinación de sinusoidales decayendo. En general, mientras decaigan más rápidamente los componentes más altos de frecuencia y la forma de onda compuesta progresivamente se degenera en una respuesta sinusoidal amortiguada del modo de frecuencia más bajo, los modos de frecuencia más altos habrán sido amortiguados [41].

2.1.4 Amortiguamiento

El amortiguamiento es el mecanismo por el cual el movimiento vibratorio es convertido en otras formas de energía, usualmente en calor, resultando en un decaimiento de la magnitud de vibración. La cantidad de amortiguamiento, c , es frecuentemente proporcional a la velocidad de vibración e incluso cuando no lo es, es frecuente que se asuma que lo es para propósitos de análisis matemático. Un sistema tiene amortiguamiento crítico, c_c , si éste tiene la cantidad mínima de amortiguamiento requerida para regresar el sistema a su posición de equilibrio sin oscilación. Si el amortiguamiento del sistema es menor que el crítico, éste oscilará con amplitudes decayendo. Para un sistema con múltiples grados de libertad, algunos modos pueden tener menor amortiguamiento crítico y algunos tener más.

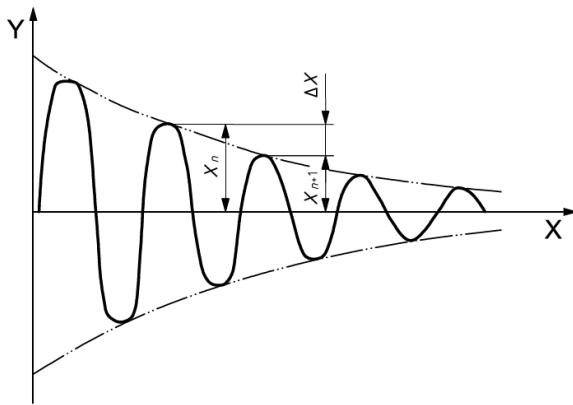


Figura 2-7 Amplitudes decayendo debido al amortiguamiento

El amortiguamiento es un parámetro útil cuando se investiga la causa y el efecto de la vibración en una máquina rotatoria. Un modo cerca de la velocidad de operación puede ser aceptable siempre que esté bien amortiguado y por lo tanto no contribuya a la respuesta. Alternativamente, un modo con muy poco amortiguamiento puede ser muy sensible que la máquina responderá violentamente, o puede incluso no ser capaz de pasar a través de la velocidad de resonancia [41].

2.1.5 Transformada de Fourier

La técnica básica para convertir una señal de tiempo de banda ancha a frecuencias discretas, o bandas de frecuencias, es por la aplicación de la transformada de Fourier (FT), una técnica matemática que identifica los componentes sinusoidales que componen la señal de vibración total, incluyendo cualquier ruido eléctrico o mecánico que pueda estar presente. Este análisis puede ser realizado con la ayuda de una computadora y un software procesador de señales, por dispositivos especiales (que normalmente son llamados Analizadores Fourier), o por hardware como microchips (DSPs). Más comúnmente usados en analizadores actualmente es la rutina matemática de la Transformada Rápida de Fourier (FFT).

La forma de onda de tiempo de una señal de vibración es convertida en componentes sinusoidales distintos como una función de frecuencia por medio de la FFT, hay muchos factores importantes básicos a tomar en cuenta al configurar un analizador FFT para convertir una forma de onda de tiempo en un espectro de frecuencia significativo. Hay una relación entre el ancho de banda de las líneas de frecuencia (o contenedores), el rango de frecuencia

y la longitud de la curva de tiempo. Por ejemplo, un ancho de banda de 2 Hz, que tiene 100 líneas de frecuencia entre 0 y 200. Estos parámetros deben de escogerse para optimizar el rango de frecuencia de interés [41].

2.1.6 Amplitud de Vibración

La amplitud de vibración se mide en desplazamiento, velocidad y aceleración, a continuación, se define qué es cada una de ellas:

El DESPLAZAMIENTO es la medida del recorrido total de la masa, esto es, aquello que muestra cuán lejos llega la masa de un lado a otro cuando vibra. El desplazamiento de la masa en el sistema inglés es en mils (p-p) (1 mil = .001 de pulgada) y en el sistema internacional es en micras (p-p) (1 micra = .001 de mm).

La VELOCIDAD de vibración es la medida de la rapidez con que se desplaza o vibra la masa durante su oscilación. La velocidad de la masa es cero en los límites superior e inferior, ya que debe detenerse en tales puntos antes de invertir la dirección y moverse en la dirección opuesta. La velocidad alcanza su expresión máxima (o cresta) en la posición neutral, donde la masa se ha acelerado por completo y empieza entonces su desaceleración. La velocidad se expresa en el sistema inglés en unidades de pulgada por segundo (pulg/seg) y en el sistema internacional en milímetros por segundo (mm/seg) RMS ó 0-p.

La ACELERACIÓN es el coeficiente de cambio de velocidad; se mide en g's de aceleración relativas a la aceleración de la gravedad. A nivel del mar, 1.0 g en el sistema inglés equivale a 386.087 pulg/seg² y en sistema internacional a 9,806.65 mm/seg², la aceleración alcanza su máxima expresión donde la velocidad está en la mínima. Éste es el punto donde la masa se desacelera hasta detenerse y donde empieza a acelerarse de nuevo (esto es, a moverse más rápido).

Del mismo modo, cuando la carcasa de una máquina vibra, experimenta la fuerza de aceleración. Ya que cambia de velocidad continuamente al moverse de un lado a otro. Cuanto más grande es el coeficiente de cambio de velocidad (o rapidez), mayor será la fuerza que soporte la máquina a causa de esa mayor aceleración. Por lo tanto, cuanto mayor sea la aceleración, mayores serán las fuerzas (y los esfuerzos) ejercidas sobre el componente

vibrante de la máquina [43].

2.1.7 Ecuaciones de Movimiento de Onda Sinusoidal

Si se anota la posición o el desplazamiento de un objeto que está sometido a un movimiento armónico sencillo contra el tiempo en una gráfica, como se muestra en la Figura 2-8, la curva resultante será una onda seno o sinusoidal que se describe en la siguiente ecuación [43]:

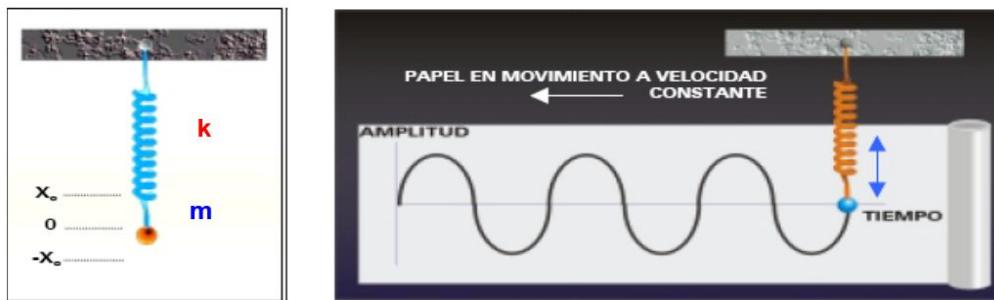


Figura 2-8 Desplazamiento armónico

Desplazamiento

$$x = X \operatorname{sen} (\omega t)$$

Ec. 2.9

Al analizar este movimiento, se observa que la masa al desplazarse sufre cambios de velocidad y aceleración alternativos, que se pueden describir como:

Velocidad

$$v = X \omega \cos (\omega t)$$

Ec. 2.10

La rapidez del cambio de velocidad se denomina aceleración y está dada matemáticamente por:

Aceleración

$$a = -X \omega^2 \operatorname{sen} (\omega t)$$

Ec. 2.11

2.2 Tipos de Sistemas de Monitoreo del Estado de Vibración

Hay distintos Sistemas de monitoreo del estado. Pueden ser permanentemente instalados, semipermanentemente o equipo de medición portátil. La decisión del equipo que se utilizará depende de distintos factores tales como:

- La importancia de la operación de la máquina.
- Costo de tiempo de inactividad de la máquina.
- Costo de una falla catastrófica.
- Costo de la máquina.
- Tasa de progreso del modo de falla.
- Accesibilidad para reparar o dar mantenimiento (e. g. en plantas nucleares o lugares remotos).
- Accesibilidad a las posiciones de medición apropiadas.
- Calidad del sistema de medición/diagnóstico.
- Modos de Operación de la Máquina (e.g. velocidad, potencia).
- Costo del Sistema de Medición.
- Seguridad, e
- Impactos Ambientales [40].

2.2.1 Sistemas Permanentemente Instalados

Este tipo de Sistemas son en los que los transductores, acondicionadores de señal, procesamiento de datos y almacenamiento de datos están permanentemente instalados. Los datos pueden ser recolectados ya sea continuamente o periódicamente. La aplicación de sistemas permanentemente instalados está normalmente limitada para máquinas costosas y críticas o para aquellas con tareas de monitoreo complejas [40].



Figura 2-9 Sistema Permanentemente Instalado de la empresa Dif

2.2.2 Sistemas Semipermanentes

Los sistemas semipermanentes son una unión entre los sistemas permanentes y los portátiles. En este tipo de sistemas los transductores generalmente están instalados permanentemente, mientras los componentes electrónicos de adquisición de datos están intermitentemente conectados [40].

2.2.3 Sistemas de Monitoreo Portátiles

Un sistema de monitoreo portátil desempeña funciones similares como el de un sistema en línea “continuo”, pero es menos detallado y normalmente menos costoso. Con este arreglo, los datos son guardados periódicamente ya sea automáticamente o manualmente, con un recolector de datos portátil.

Normalmente, los sistemas de monitoreo portátiles son usados para guardar mediciones manualmente en localizaciones preseleccionadas en la máquina en intervalos periódicos (semanalmente, mensualmente, etc.). Los datos son generalmente registrados y almacenados localmente en un recolector de datos portátil. Un análisis superficial preliminar se puede hacer inmediatamente; sin embargo, para un análisis y procesamiento más a fondo, los datos son descargados a una computadora personal que tiene un software especializado [40].



Figura 2-10 Analizador de Vibraciones Portátil de Bently Nevada

2.3 Recolección de Datos

2.3.1 Recolección Continua de Datos

Un sistema de recolección de datos continuo es en el que los transductores de vibración están instalados permanentemente en puntos clave de la máquina y en los que las mediciones de vibración son normalmente grabadas y almacenadas continuamente durante la operación de la máquina. Éste puede incluir sistemas de monitoreo de la vibración automáticos con conexiones multiplexoras siempre que la tasa de multiplexación sea suficientemente rápida para que datos significativos o tendencias no se pierdan. Los datos pueden ser procesados para dar ya sea información de banda ancha o de espectro que puede ser comparada con datos adquiridos previamente. Configurando “Alertas de límite” en los datos almacenados es

possible informar al operador que el patrón de vibración de la máquina ha cambiado (la magnitud tiene ya sea incrementos o decrementos), y por lo tanto se recomiendan procesos de diagnóstico.

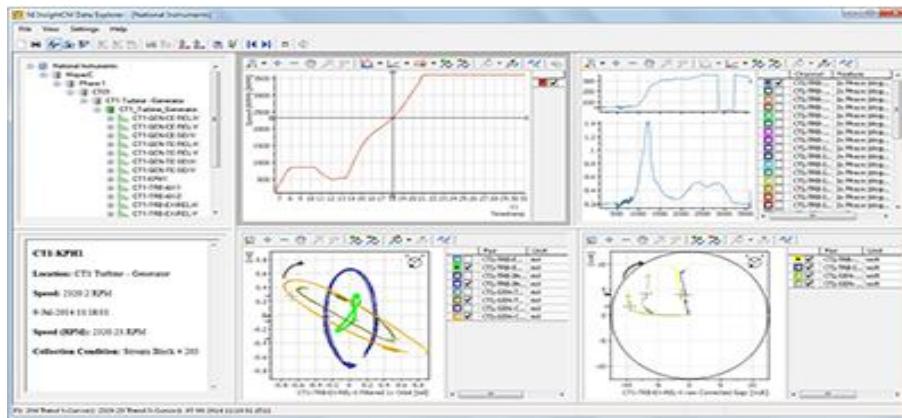


Figura 2-11 Software de Monitoreo del Estado NI InsightCM Data Explorer

Un sistema de recolección de datos continuo puede ser instalado en el mismo sitio que la máquina para uso directo por el personal operador de la máquina, o puede ser instalado en un sitio remoto con datos transmitidos a un sitio de análisis de datos central. La ventaja obvia de un sistema “continuo” es la disponibilidad del estado en tiempo real de la máquina disponible en línea.

En un sistema automático, los transductores permanentes de vibración son instalados en la máquina casi de la misma manera que en los sistemas de monitoreo continuo. El sistema es programado para grabar y almacenar datos automáticamente. Los últimos datos son comparados con los datos previamente almacenados para así determinar si existe una condición de ALARMA [40].

2.3.2 Recolección de Datos Periódica

Para máquinas en las que los sistemas en línea no pueden estar justificados, sistemas portátiles son usados normalmente y estos son en la mayoría de los casos adecuados para monitoreo periódico [40].

2.3.3 Programas de Monitoreo de Estado

Descripciones claras de estados de operación, tales como velocidad, carga y temperatura, deben acompañar cualquier dato de vibración recolectado, como mínimo, tales descripciones

deben incluir velocidad del eje (r/min) y carga de la máquina (potencia, flujo, presión, etc.) y cualquier otro parámetro que pueda afectar las vibraciones medidas. En general, durante la adquisición de datos se hace gran énfasis en que las condiciones de operación se deben aproximar a las condiciones normales de operación de la máquina tan cerca como sea posible, para asegurar la consistencia y comparabilidad válida de los datos.

Ya que el proceso de monitoreo del estado incluye el proceso de “tendencia”, que examina la tasa en que los valores de vibración cambian con el tiempo de operación, es muy importante que las condiciones de operación durante mediciones sucesivas permanezcan iguales, de manera que tales tendencias sean válidas.

Los datos bajo otras condiciones pueden también necesitar ser recolectados dependiendo de la complejidad de la máquina y el propósito de la medición. Por ejemplo, cuando se sospechan problemas con desbalance, rozamiento, ejes fisurados o remolino de aceite, se recomiendan pruebas durante condiciones de operación transitoria tales como puesta en marcha y apagado [40].

2.4 Transductores De Vibración

El transductor es el elemento que transforma la vibración mecánica en una señal eléctrica analógica, para ser procesada, medida y analizada. Todos los transductores deben ser precisos a la hora de tomar las lecturas de amplitud, ofreciendo repetibilidad (dos señales de la misma amplitud tendrán que generar en el transductor la misma salida de tensión).

Los transductores también deben ser muy precisos en la información de frecuencias de la señal mecánica, ya que la relación entre sus frecuencias y la frecuencia del eje de giro que se toma como referencia, proporciona al analista la información precisa para determinar la naturaleza del defecto mecánico que genera la vibración [43]. Los transductores de vibración se clasifican con base en sus características propias, como son su principio de operación o requisitos de alimentación en transductores de:

- Fenómeno piezoelectrónico
- Movimiento de un conductor perpendicular a un campo magnético
- Corrientes de eddy oscilatorias
- Fenómenos ópticos

Existen tres tipos principales de transductores para vibración:

- a) De desplazamiento Relativo (de 0 a 1000 Hz)
- b) Sísmicos de Velocidad (de 20 a 2000 Hz)
- c) Piezoeléctricos de Aceleración o Velocidad (de 1 a 20000 Hz).

Hay dos tipos básicos de transductores para monitoreo del estado de vibración, que son:

- a) Dispositivos sísmicos que están normalmente montados en la estructura de la máquina y cuya salida es una medición de la vibración absoluta de la estructura;
- b) Transductores de desplazamiento relativo que miden el desplazamiento vibratorio y la posición media entre los elementos rotatorios y no rotatorios de la máquina.

También existen mediciones en maquinaria que requieren otro tipo de transductores, como son medidores de esfuerzo. Sin embargo, su uso en monitoreo del estado es poco común [40].

2.4.1 Transductor de desplazamiento

Los sensores de desplazamiento relativo (o sensores de proximidad) del tipo de corrientes de eddy, se desarrollaron para su uso comercial en los años 50. Actualmente existen varios fabricantes de sensores de proximidad. El sensor es un sistema que consta de 3 partes:

1. Sonda o probeta (Eddy Probe)
2. Cable de extensión
3. Acondicionador

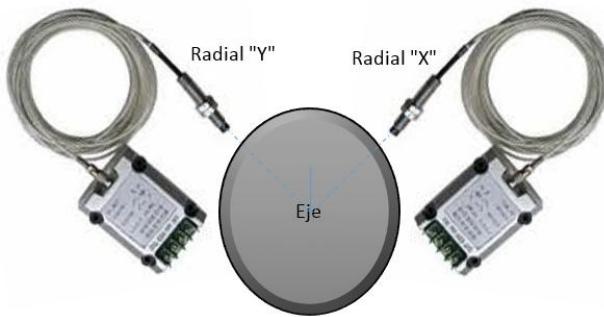


Figura 2-12 Arreglo de un sensor de desplazamiento

El funcionamiento del sensor de proximidad está basado en la generación de corrientes de remolino (eddy currents) sobre una superficie metálica cercana a la punta de la sonda. La generación de corrientes se da debido a la radiación de un campo de radiofrecuencia por

una bobina espiral localizada en la punta de la sonda y protegida por una delgada capa de plástico o fibra de vidrio. La frecuencia de dicho campo es alrededor de 2 MHz a 200 kHz. Parte del circuito oscilador está ubicado en la caja que contiene los circuitos electrónicos (acondicionador), y tanto la bobina de la sonda como el cable de extensión, constituyen la parte inductiva-capacitiva [43].

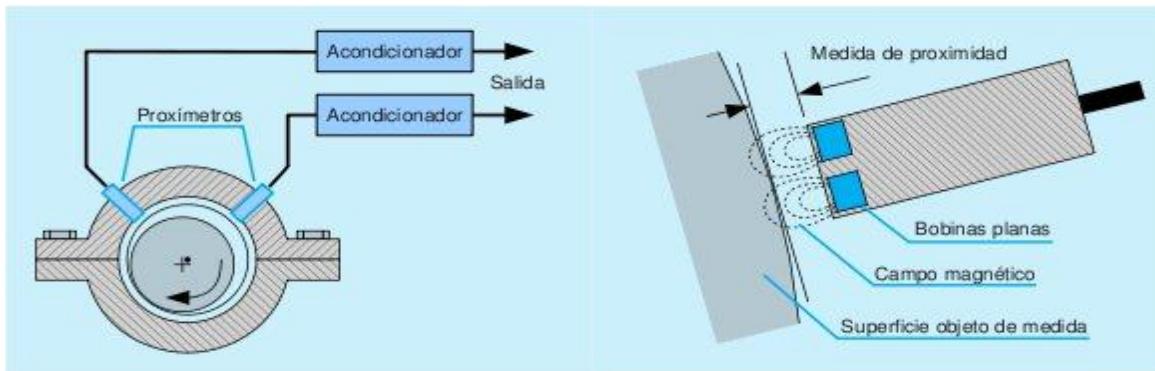


Figura 2-13 Ubicación de los sensores de desplazamiento

El voltaje de alimentación estándar de los osciladores-demoduladores es de -24 V. Puesto que el sistema no cuenta con convertidores de CA a CD, el voltaje de salida es negativo y depende del material de la superficie "observada". Los sistemas están calibrados en fábrica para superficies de acero tipo 4140. La gráfica de la Figura 2-14 muestra varios rangos lineales de salida de acuerdo al material observado. Para el acero 4140, la sensibilidad estándar o pendiente de la recta es de 200 mV por milésima de pulgada.

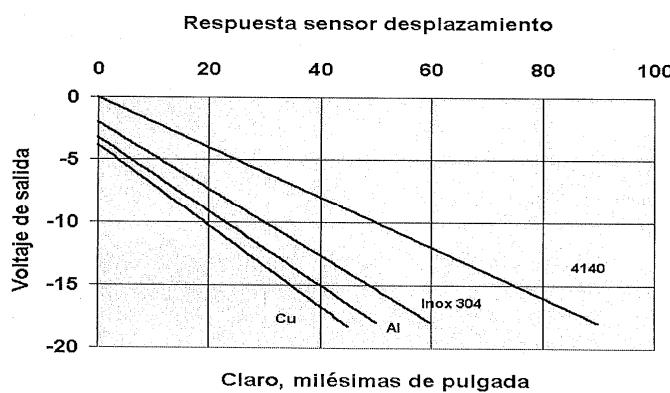


Figura 2-14 Comparativo de Voltaje vs GAP de diferentes materiales

El claro (o "gap") de instalación recomendado por los fabricantes es de 40 a 50 milésimas de pulgada (-8 a -10 Volts) y el ajuste puede realizarse por medio de un voltímetro. El voltaje de salida depende del claro, por lo que un sensor de proximidad puede emplearse para medir

claros estáticos o la combinación de un claro estático más otro variable, como sería el caso de la posición de una flecha dentro de un cojinete más la variación de dicha posición debida a vibración.

Otra aplicación común de los sensores de proximidad es observar la zona de un eje en donde exista un cuñero. Esto tiene el efecto de generar un pico negativo mucho mayor que la vibración superficial de la flecha y sirve para alimentar tacómetros de sincronía y circuitos de medición de fase. Es común instalar un par de sondas en los cojinetes para obtener la vibración vertical y horizontal de la flecha y así obtener las órbitas del desplazamiento de su centro en el interior del cojinete. Puesto que la mayoría de los cojinetes tienen cajas bipartidas horizontalmente, se ha adoptado colocar las sondas a 45° de la vertical [43].

2.4.2 Transductores de Velocidad Tipo Electromecánico

Constan de una bobina suspendida por resortes que se mueve dentro de un campo magnético generado por un imán permanente. La Figura 2-15 muestra el corte de un sensor electromecánico típico:

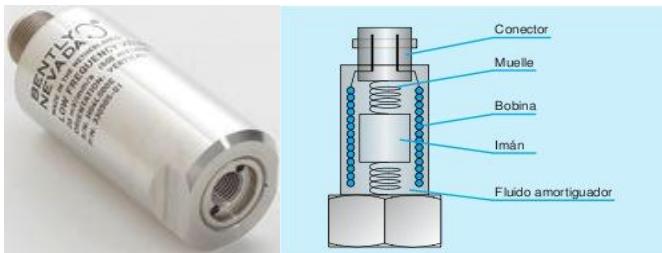


Figura 2-15 Sensor de velocidad tipo electromecánico

La bobina está suspendida por dos resortes planos mientras que el imán permanente está representado por el cilindro central. Para que exista velocidad relativa entre la bobina y el imán, el sensor debe operar por arriba de su frecuencia natural. Algunos sensores de velocidad están llenos con aceite para proporcionar la relación de amortiguamiento deseada. Otros sensores se basan en el amortiguamiento por corrientes de remolino (eddy currents) y emplean un carrete de aluminio para soportar la bobina que a la vez sirve para conducir dichas corrientes. La sensibilidad típica de los sensores de velocidad es de 500 mV por in/s [43].

2.4.3 Sensores de Aceleración y Velocímetros Piezoeléctricos

Los acelerómetros (y velocímetros) del tipo piezoeléctrico están constituidos por una base que tiene un poste central que sirve para sostener dos o varios discos de un cristal piezoeléctrico como el cuarzo o una cerámica como el titanato de bario o circonato de plomo. Sobre los elementos piezoeléctricos se monta una masa anular. El conjunto se sujeta mediante una tuerca y una rondana tipo resorte.



Figura 2-16 Arreglo de un acelerómetro típico

Los acelerómetros modernos cuentan con preamplificadores integrados que permiten emplear cables relativamente largos sin "cargar" la señal. Para emplear únicamente dos hilos conductores, se emplean limitadores de corriente de 2 a 4 mA. Por esta razón, los acelerómetros no pueden conectarse a una fuente de voltaje en forma directa.

El rango de utilización típico de un acelerómetro es de 2 Hz a 10 000 Hz pero este rango depende de la frecuencia natural del acelerómetro y el método de montaje como se muestra en la Tabla 2-1 y la Figura 2-17:

Tabla 2-1 Rangos de Frecuencia de Sensores Piezoeléctricos

Rangos de Frecuencia aproximados de un sensor Piezoelectricos de 100 mV/g's	
Forma de montaje	Frecuencia Máxima
Sujecion manual	500 Hz
Base magnetica	2000 Hz
Adhesivo	2500 Hz a 4000 Hz
Atornillado	6000 Hz a 10000 Hz
Super iman	7000 Hz a 10000 Hz

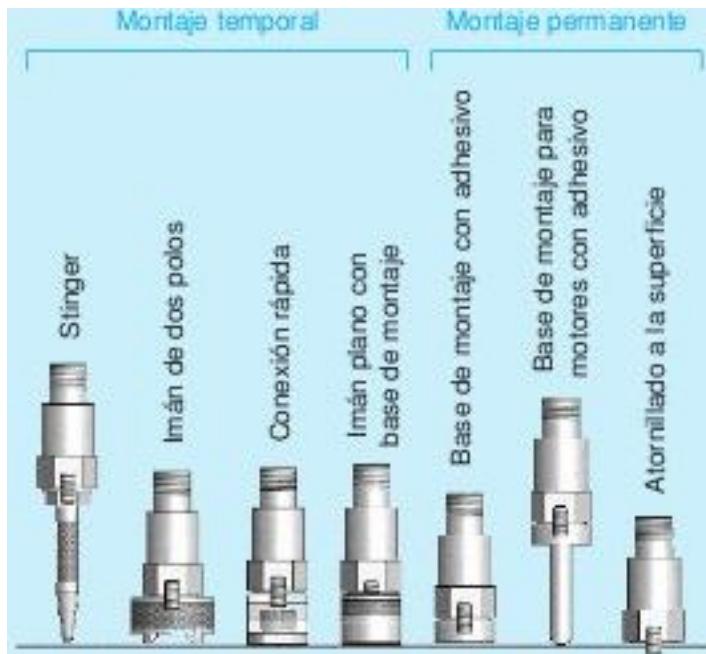


Figura 2-17 Tipos de Montaje de un Sensor Piezoeléctrico

Los velocímetros piezoeléctricos son acelerómetros a los cuales se les ha incorporado un circuito de integración analógica. Estos circuitos junto con los preamplificadores integrados se encapsulan en el interior de la carcasa del sensor. La sensibilidad de los velocímetros piezoeléctricos normalmente es de 100 mV por in/s [43].

Tabla 2-2 Parámetros de Vibración

Parámetro	Rango Útil de Frecuencia	Parámetro Físico	Aplicación
Desplazamiento Relativo	0 – 1,000 Hz	Esfuerzo/Deformación	Movimientos relativos de flechas en cojinetes hidrodinámicos
Desplazamiento Absoluto	0 – 20 Hz	Esfuerzo/Deformación	Movimiento de estructuras, losas, pisos.
Velocidad	10 – 1,000 Hz	Energía/Fatiga	Evaluación de condiciones generales de maquinaria. Vibraciones de frecuencia media.
Aceleración	>1,000 Hz	Fuerza	Condiciones de maquinaria general, Evaluación de condiciones generales de maquinaria. Vibraciones de frecuencia medias y altas [44].

2.5 Visualización De Resultados Durante Cambios Operacionales

2.5.1 Amplitud y Fase (Diagrama de Bode)

Cuando una señal de vibración armónica es expresada en términos de una amplitud y fase, una segunda señal es requerida como una referencia de la fase. Puede ser una marca de revolución en el eje, la vibración en una localización o dirección diferente, una fuerza de magnitud conocida o alguna otra referencia apropiada. La(s) frecuencia(s) de la segunda señal deben ser consideradas en relación a las frecuencias de interés. Por ejemplo, una marca de revolución en el eje podría ser usada como una referencia de fase.

La fase puede ser expresada entre 0 y 360° , o $\pm 180^\circ$. Cuando las dos señales representan diferentes unidades (p. e. fuerza, velocidad, aceleración), la amplitud y fase de una onda sinusoidal puede ser trazada como una función de tiempo. Sin embargo, cuando la amplitud y fase de la vibración de una máquina es trazada contra la velocidad de la máquina, se convierte en un diagrama de Bode. Como se muestra en la Figura 2-18 [41].

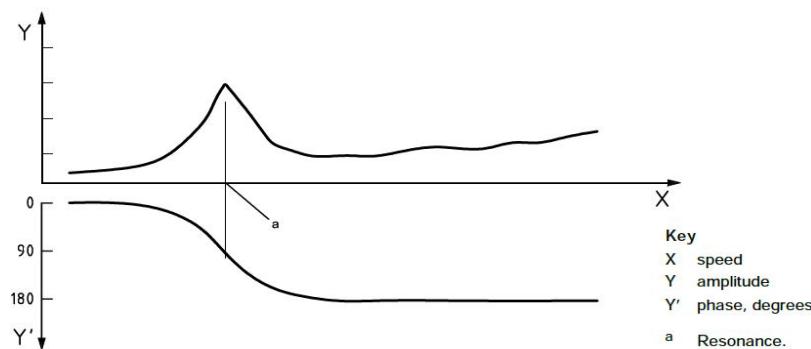


Figura 2-18 Diagrama de Bode (Amplitud y Fase)

2.5.2 Diagrama Polar (Diagrama de Nyquist)

En un diagrama polar, cada punto representa un vector fase/amplitud para una frecuencia discreta como se muestra en la Figura 2-19. Si el diagrama incluye muchos vectores para diferentes velocidades de rotación, u otros parámetros, al mostrar sólo la línea conectora entre sus puntos, es conocido como Diagrama de Nyquist.

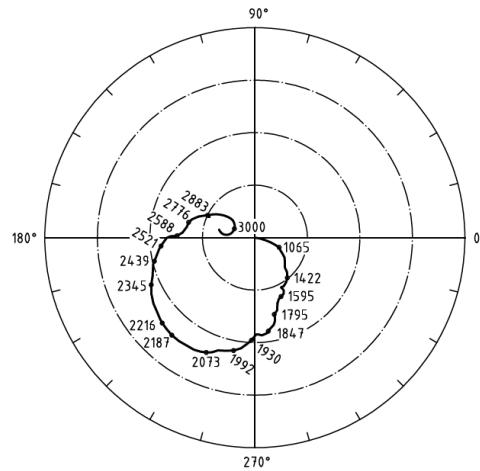


Figura 2-19 Diagrama de Nyquist donde el parámetro es la velocidad en r/min

Un diagrama polar debe tener una fase de referencia, como un marcador de revolución en el eje, eso indica cada 360° de rotación del eje. El diagrama polar (y/o Diagrama de Bode) son usados para identificar exactamente la localización (velocidad) de cualquier resonancia del rotor/chumacera/ sistema soporte [41].

2.5.3 Diagrama de Cascada

Es una forma tridimensional de visualización de espectro que claramente muestra cambios en la señal de vibración relacionando otros parámetros (tales como velocidad, carga, temperatura, tiempo) tomados para valores especificados de parámetros, como el tiempo.

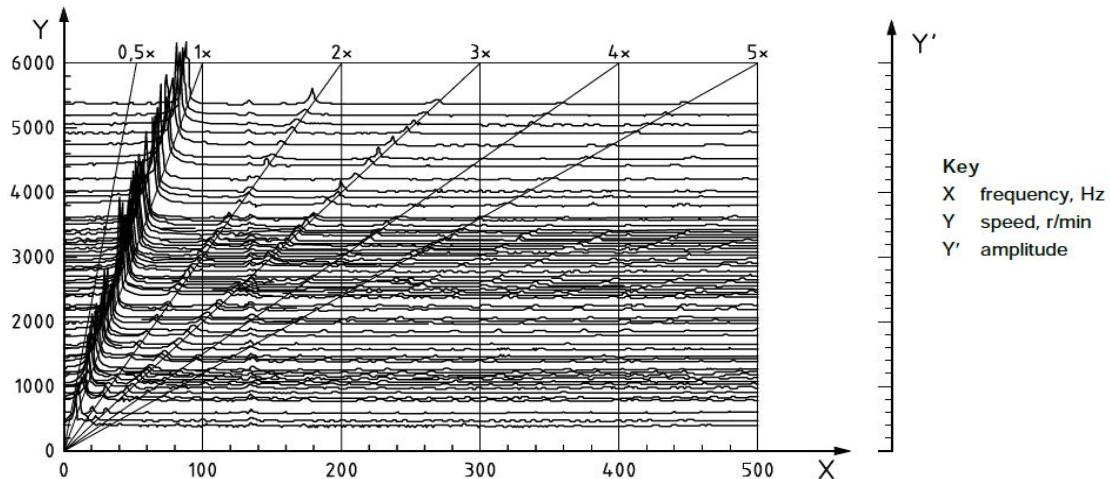


Figura 2-20 Gráfica de Cascada

La muestra de espectro de cascada de la Figura 2-20 es un panorama general de muchos espectros de vibración para una máquina en la región de puesta en marcha/desaceleración. Normalmente, la visualización del espectro de cascada proporciona frecuencia (Hz u Órdenes) contra velocidad de rotación de la máquina y amplitud de vibración de los componentes de frecuencia discretos. En algunos casos, sin embargo, la velocidad máquina puede ser sustituido por otra variable (p. e. tiempo, carga) [41].

2.5.4 Diagrama de Campbell

El diagrama de Campbell (Figura 2-21) es un tipo especial de diagrama de cascada. Hace referencia a las frecuencias actuales de componentes de frecuencia individuales, como paletas, aspas, engranajes, a la velocidad de rotación. La amplitud de vibración puede ser trazada en la tercera dimensión, así que es representada por la altura de las barras correspondientes. Los Diagramas de Campbell son muy útiles para identificar vibración natural auto excitada [41].

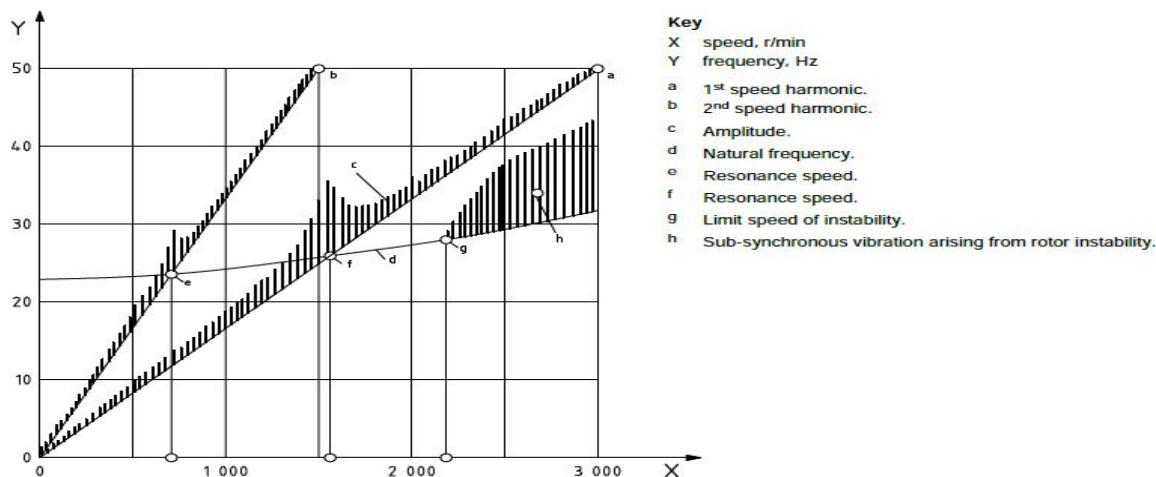


Figura 2-21 Diagrama de Campbell

2.5.5 Órbitas

El análisis orbital permite identificar varias fallas en maquinaria rotatoria con cojinetes de tipo hidrodinámico. Entre las más comunes, se encuentran el desbalance y desalineamiento. Otras fallas menos comunes son: Inestabilidades como chicoteo de aceite (oil whip, oil whirl) y rozamientos.

Las órbitas se obtienen a partir de dos sensores con una separación de 90° entre ellos, y un pulso por revolución para intensificar o borrar (“blank”) el trazo. Para “observar” la trayectoria u órbita del centro de una flecha en el interior de un cojinete, se emplean sensores de desplazamiento del tipo no-contacto. En ocasiones se emplean sensores de tipo sísmico colocados en el exterior del cojinete, en estos casos, la “órbita” observada es la descrita por la caja o pedestal del cojinete. La Figura 2-22 muestra un montaje típico en donde los sensores de vibración son del tipo de no-contacto y están instalados a 45° de la vertical. El sensor central detecta el paso del cuñero de la flecha y se encuentra en un plano distinto al de los sensores de vibración [44].

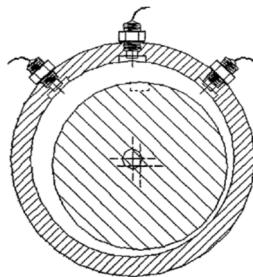


Figura 2-22 Montaje de Sensores a 45° de la Vertical

Tabla 2-3 Técnicas de Diagnóstico en Análisis de Vibraciones en Maquinaria Rotatoria

Técnica	Uso	Descripción	Instrumento
Análisis de Amplitud vs Tiempo	Modulación, pulsos, fases, señales truncadas, pulsos espurios	Amplitud vs Tiempo	Osciloscopio Analógico o Digital
Análisis Orbital	Desplazamiento de centro de flecha, rotación subsíncrona (remolino de aceite, chicoteo de aceite-oil whirl, oil whip)	Desplazamiento relativo de flecha del rotor en cojinetes hidrodinámicos en dirección XY	-Filtro de Vectores digital, -Osciloscopio
Análisis de Fase	Relación entre fuerzas de excitación y movimiento, relación fasorial entre dos o más señales de vibración para determinación de formas modales	Tiempo relativo entre la fuerza y las señales de vibración o entre dos o más señales de vibración	-Lámpara estroboscópica -Filtro de vectores digital, -Osciloscopio Analógico o Digital -Analizador FFT con capacidad de

			despliegue de parte real e imaginaria.
Análisis de Espectros	Frecuencias de excitación, frecuencias naturales, bandas laterales, pulsaciones, subarmónicas, suma y diferencia de frecuencias	Amplitud contra Frecuencia	-Analizador FFT -Colector electrónico de datos [44].

2.6 Ubicaciones de los Transductores y Tipos de Mediciones

Las ubicaciones de los transductores para el propósito de monitoreo del estado depende de la maquina en particular y de los parámetros específicos que se van a medir. Antes de especificar la “Ubicación”, primeramente es necesario identificar que parámetros deben ser monitoreados, esto es:

- La vibración absoluta de la carcasa de la máquina,
- El movimiento vibratorio de un rotor relativo a la carcasa,
- La posición del eje relativa a la carcasa durante la operación de la máquina, y
- El movimiento absoluto del eje.

En general, los transductores deben ser ubicados en o cerca de las chumaceras. Sin embargo, si se tiene experiencia disponible para un tipo particular de máquina y si tales ubicaciones de transductor son prácticas, podría ser útil ubicar los transductores en otro lugar que no sea cerca o en la chumacera, como:

- En la ubicación que es más probable que de valores máximos de vibración (como en la parte intermedia de la mitad de la envergadura de unidades de turbina de gas);
- En las posiciones donde exista un claro pequeño entre la parte estática y rotatoria y pueda ocurrir rozamiento.

Cual sea el plano escogido para la medición de vibración, los transductores deben estar ubicados en las posiciones angulares en las que sea más probable proporcionar indicadores tempranos de desgaste o falla [40].

2.6.1 Mediciones en Ejes Rotatorios

La cantidad de medición adecuada para la medición de vibración en un eje es el desplazamiento.

2.6.2 Movimiento Relativo del Eje a la Carcasa

El desplazamiento relativo se mide mejor usando dos transductores de no-contacto acomodados para medir movimiento relativo radial entre el eje rotatorio o elemento y el elemento estacionario en el mismo plano transversal [40].

2.6.3 Movimiento Absoluto de un Eje

Algunos tipos de máquinas, tales como aquellas que tienen estructuras de soporte de rotor suave y/o rotores flexibles, o máquinas operando cerca de la frecuencia natural del rotor, podrían requerir la medición de movimiento absoluto del eje [40].

2.6.4 Tipos de Mediciones

En general hay tres tipos de mediciones que se pueden llevar a cabo por monitoreo del estado de vibración en máquinas, como los siguientes:

- a) Mediciones de vibración hechas en estructuras no rotatorias de la máquina, tales como en la carcasa del balero, carcasa de la máquina o base de la máquina;
- b) Movimiento relativo entre el rotor y los baleros estacionarios o carcasa;
- c) Movimiento vibratorio absoluto de los elementos rotatorios.

Mediciones de vibración en estructuras usarían normalmente velocidad r. m. s. frecuentemente combinado con desplazamiento r. m. s. o aceleración. Si la vibración es predominantemente sinusoidal, el desplazamiento vibratorio (cero a pico o pico a pico) puede también ser usado.

El desplazamiento absoluto y relativo de los componentes rotatorios está definido por muchas cantidades diferentes de desplazamiento, de los cuales cada uno es ampliamente usado y está definido. Estos incluyen:

- S_{max} , El valor máximo del desplazamiento del eje desde la posición media cero integrada en el tiempo, y

- S_{p-p} , El desplazamiento vibratorio pico a pico en la dirección de medición.

El monitoreo del estado puede incluir mediciones de vibración adicionales y análisis como:

- Análisis de Espectro,
- Filtrado,
- Formas de Onda en el Tiempo y Órbitas,
- Análisis Vectorial con Magnitud y Fase, y
- Análisis de la Envoltura de Vibración de Alta Frecuencia [40].

2.6.5 Sistemas Acondicionadores de Señal

Las señales derivadas de transductores de vibración normalmente requieren algún grado de acondicionamiento para proporcionar una medición útil. Las funciones de acondicionamiento de señal pueden incluir conversión de la señal de salida del transductor a una cantidad medible tales como corriente y voltaje, y procesamiento de la señal en una forma adecuada para la medición requerida.

Ejemplos comunes de tal procesamiento de señal son amplificación/atenuación, filtrado, escalado, compensación de c. d. e integración. Dependiendo de la complejidad del sistema de medición, el circuito necesario acondicionador de señal puede ser:

- Una parte integral del transductor,
- Una parte integral del instrumento de medición,
- Separados, instrumentación contenido internamente en el camino de señal entre el transductor y el instrumento de medición, o
- Una combinación de las anteriores.



Figura 2-23 ADRE de Bently Nevada

En sistemas simples, donde las funciones de acondicionamiento de señales están integradas en el mismo transductor o el instrumento de medición (o ambos), el usuario puede tener poca

o ninguna opción en los ajustes del acondicionador de señal. Se debe tener cuidado para mantener registros de todos los ajustes para que mediciones subsecuentes sean similares a los ajustes originales.

Cuando se aplica un acondicionador de señal externo entre el transductor y el instrumento de medición, es esencial estar consciente de los niveles y rangos dinámicos de señal del instrumento para evitar introducir distorsiones en la medición [40].

2.6.6 Mediciones de Línea de Base

Los datos de línea de base son aquellos datos o conjuntos de datos medidos u observados cuando la operación del equipo se reconoce como aceptable y estable. Todas las mediciones subsecuentes serán comparadas con esos valores de línea de base para detectar cambios de vibración. Datos de línea de base deberán definir con precisión el estado inicial estable de vibración de la máquina, operando preferiblemente en su modo de operación normal y tasa de flujo. Para máquinas con muchos estados de operación, puede ser necesario establecer líneas de base para cada estado.

Esos datos son la base sobre la cual serán detectados y diagnosticados futuros problemas. Estos datos deben ser almacenados para que sean asegurados y recuperables fácilmente.

Mientras más comprensible sea la definición inicial de línea de base, mayor será la probabilidad de detectar apropiadamente, analizar y rastrear el deterioro de la máquina [40].

2.6.7 Vibración durante arranque y desaceleración

La vibración de Arranque/Desaceleración, es la información de vibraciones obtenidas durante el arranque y desaceleración de operaciones del tren de la máquina. Este tipo de datos pueden proporcionar ideas sobre el estado mecánico de la maquinaria que no pueden ser obtenidos durante el estado estable de operación. Respuesta al desbalance, la presencia de resonancia estructural y componente, incluyendo velocidades críticas, amortiguamiento, anomalías electromagnéticas, rozamientos y ejes fisurados son ejemplo de los estados que se detectan y se analizan mejor desde los datos de arranque y cierre [40].

2.6.8 Frecuencia de Vibración Discreta

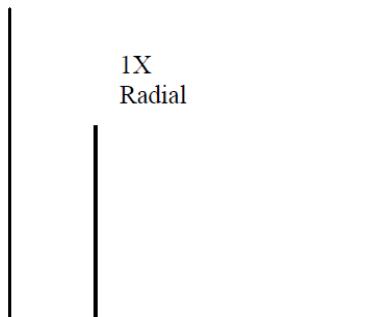
La vibración de banda ancha no siempre proporciona suficiente información para identificar la causa específica de una alarma. Esto aplica para equipo complejo donde aparecen muchas frecuencias excitadas en el espectro de frecuencia. En tales casos es recomendable descomponer la señal de vibración de banda ancha en componentes de frecuencia discretos (amplitud y/o fase). En la mayoría de los casos las frecuencias individuales pueden hacer juego con partes móviles de la máquina.

Cuando estos componentes de vibración cambian, irregularidades o daños en la máquina pueden frecuentemente ser detectados incluso en su estado temprano. Desbalance de rotor mecánica o térmicamente inducido, vibración auto excitada, rozamientos, cambios de alineación, daño en engranes o chumaceras y fisuras de rotor son solo algunos de los tipos de problema que pueden ser detectados por análisis discreto de frecuencia [40].

2.7 Análisis Espectral

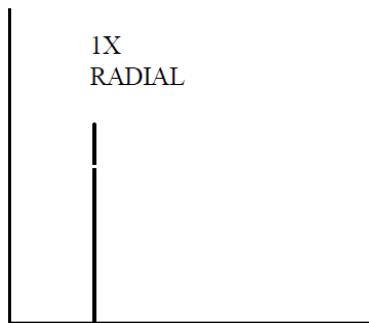
En la Tabla 2-4 se muestran espectros de vibración característicos de las causas de problemas sobre Desalineamiento y Desbalance más comunes que se presentan en la industria, además se incluyen textos detallados sobre síntomas de vibración [44].

Tabla 2-4 Espectros de Vibración de Desalineamiento y Desbalance

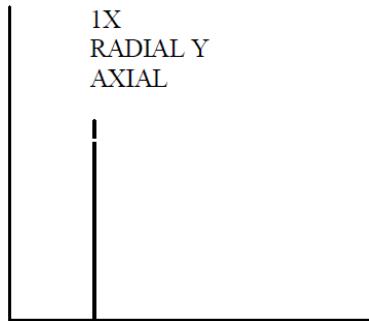
Causa Del Problema	Espectro Típico	Comentarios
A) Desbalance Estático	 A vertical line spectrum plot with a single sharp peak labeled "1X Radial".	El desbalance estático estará en fase y estable. La amplitud debida al desbalance aumentará por el cuadrado de la velocidad rotativa de operación, 1x siempre está presente y por lo general domina el espectro. Se puede corregir mediante la colocación de un solo contrapeso en un plano del centro de gravedad (CG) del rotor.

B) Desbalance

Tipo Par



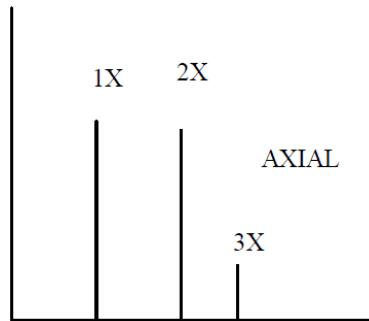
El desbalance tipo par tiende hacia un desfase de 180° sobre el mismo eje; (se deben tener dos sensores en la envergadura del eje) 1X siempre está presente y domina por lo general el espectro. La amplitud varía con el cuadrado de la velocidad en incremento. Puede ocasionar elevadas vibraciones axiales y radiales. Para corregir es necesario colocar contrapesos en por lo menos dos planos.

C) Desbalance deRotores en
Cantiliver

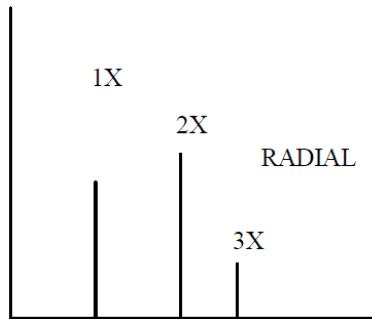
El Desbalance cantiliver ocasiona altas vibraciones a 1X tanto en la dirección axial como en la radial. Las lecturas axiales tienden a estar en fase, en tanto que las lecturas radiales suelen ser inestables. Los rotores en cantiliver presentan tanto desbalance estático como tipo par.

D) Desalineamiento

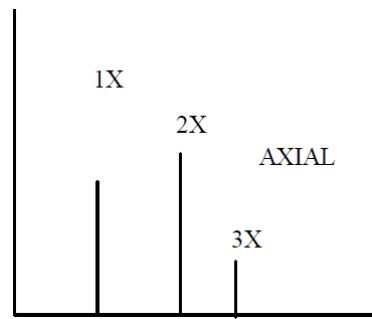
Angular



La desalineación angular se caracteriza por una elevada vibración axial, con un desfase de 180° transversal al acoplamiento. Por lo general presenta una elevada vibración axial en 1X y 2X. Sin embargo no es inusual que predomine 1X, 2X o 3X.

E) Desalineamiento Paralelo

La desalineación fuera de centro tiene síntomas de vibración similares a la angular, solo que se presenta una elevada vibración radial y se aproxima a un desfase de 180° transversal al acoplamiento. A menudo 2X es mayor a 1X. Cuando la desalineación angular o radial se excede demasiado puede generar crestas de mayor magnitud en armónicas mucho más elevadas (4X-8X). Cuando la desalineación es muy grave, la construcción del acoplamiento influye en la forma del espectro.

F) Desalineamiento de Cojinete Inclinado en el Eje

Un Cojinete inclinado genera una considerable vibración axial. Puede ocasionar un movimiento torsional con cambio de fase de unos 180° de arriba - abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección axial de la misma caja de cojinete. Tratar de alinear el acoplamiento o balancear el rotor no remedia el problema. Es necesario quitar el cojinete e instalarlo correctamente.

2.8 Técnicas de Mantenimiento Predictivo

2.8.1 Examinación Visual

El examen visual se realiza sobre las piezas de interés, bajo condiciones de iluminación y accesibilidad adecuadas, con éste es posible determinar la condición superficial de la pieza, su integridad general, los puntos estructurales que deben ser examinados por otra técnica y los posibles defectos o fallas. El examen visual se realiza vía directa o vía remota y considera cuatro categorías de inspección:

- Examen Visual EV-1 (Condiciones Superficiales): El inspector revisa el estado de la superficie, observando depósitos, corrosión, erosión entre otros.
- Examen Visual EV-2 (Condiciones De Fuga): El inspector debe localizar evidencia de fuga de gases, líquidos o partículas de materia.

- Examen Visual EV-3 (Condiciones De Integridad): El inspector debe revisar si existen partes faltantes por efecto de desgaste, corrosión, erosión, grieta, fisura y fractura.
- Examen Visual EV-4 (Condiciones De Operación): El inspector debe revisar soportería, amortiguadores, mecanismos, anclajes, resortes, agujas, indicadores válvulas y su posición de funcionamiento.

2.8.2 Examinación con Líquidos Penetrantes

La examinación por la técnica de líquidos penetrantes es efectiva para detectar discontinuidades abiertas a la superficie en una gran variedad de materiales, con defectos como: grietas, costuras, traslapes, porosidad y laminaciones. Una condición importante del material a examinar es que NO sea poroso.

Se fundamenta en el principio físico de capilaridad y tensión superficial de la teoría de la mecánica de los fluidos. El principal elemento que interacciona con la superficie de examen es el penetrante; sustancia de color rojo intenso o fluorescente, con densidad específica y una alta propiedad de humectabilidad.

Es una técnica efectiva para detectar discontinuidades propias en soldaduras, chumaceras y elementos dinámicos como rotores, que puedan presentar indicaciones como: poros, grietas, fisuras, costuras y traslapes o laminaciones [39].

2.8.3 Examinación con Partículas Magnéticas

Con este método se pueden detectar discontinuidades en la superficie de los materiales ferromagnéticos y en su cercanía, (19mm) siendo más efectivo en la superficie y menos intenso conforme aumenta el espesor de la pieza.



Figura 2-24 Fisura detectada por partículas magnéticas

Las discontinuidades típicas detectables por el método son: grietas, traslapes en caliente y en frío, costuras y laminaciones. La soldadura por la naturaleza de su proceso presenta defectos detectables por este método. El método consiste en tres pasos esenciales: Magnetización del material, aplicación de partículas ferromagnéticas y la examinación de la superficie del material. La presencia de discontinuidades que aparecen, generalmente transversal a la dirección del campo magnético causarán una fuga o distorsión del campo, al provocar esta magnetización, se aplican las partículas ferromagnéticas, éstas formarán patrones sobre la superficie de la pieza, y donde las indicaciones como grietas o defectos cambien la dirección de las líneas del flujo magnético, las partículas se acumulan haciendo evidente la indicación que se evaluará posteriormente [39].

El método del examen se realiza de manera continua en presencia del campo magnético; se aplica el medio de examen, que son las partículas, éstas pueden ser de dos tipos: secas y húmedas (en suspensión) con representación visible o fluorescente [39].

2.8.4 Examinación Ultrasónica

El examen ultrasónico consiste en la generación y transmisión-recepción de ondas sonoras de alta frecuencia, mediante las que es posible medir, analizar y probar la sanidad de un material, para ello se utilizan transductores electromecánicos con la habilidad de transformar energía eléctrica a energía mecánica y viceversa. La técnica de prueba más comúnmente usada en ultrasonido es “pulso eco”, en donde el sonido se propaga a través del material, y

los ecos o reflexiones se reciben en un indicador eléctrico a consecuencia de las discontinuidades internas; o debido a las condiciones geométricas de la pieza [39].



Figura 2-25 Inspección Ultrasónica

La examinación con ultrasonido se basa en la capacidad de los materiales para transmitir ondas de sonido de alta frecuencia y su interacción con los cambios de impedancia acústica; con esta técnica se puede determinar:

- La sanidad del material
- El espesor de pared
- Las variaciones en la estructura interna del material

El principio físico en el que se fundamenta esta técnica es: emplear un instrumento electrónico que envía pulsos eléctricos a un material que vibra a una alta frecuencia con repeticiones entre 0.5 y 25 MHz (millones de ciclos por segundo). Lo que vibra es un transductor que genera una onda ultrasónica o vibración mecánica, propagándose hasta encontrar una pared posterior que provoque un eco regresando al transductor produciendo un pulso eléctrico.

Los sensores ya sean de haz recto o de haz angular (45° , 60° y/o 70°) generan vibraciones mecánicas, que se transmiten en el objeto de examen con una frecuencia mayor al rango audible (20 KHz). El principio físico en el que se basa el método de inspección con ultrasonido es la impedancia acústica, que es la resistencia que oponen los materiales al paso de una onda de ultrasonido [39].

2.8.5 Análisis de Corrientes de Motor

En los motores de inducción, se ha demostrado que la intensidad de corriente de alimentación en este tipo de máquina, sufre distorsiones significativas en virtud de los problemas de naturaleza tanto mecánica como eléctrica que pueda confrontar el motor [17].

Una de las principales técnicas existentes para la detección de fallas en motores de inducción es MCSA (Motor Current Signature Analysis). Dicha técnica basa su funcionamiento en el análisis de la corriente de un motor y observación de patrones que nos indican la existencia de una falla. El MCSA, consiste en el análisis de la corriente del motor detectando bandas laterales sobre la frecuencia principal que señalan la presencia de una anomalía.

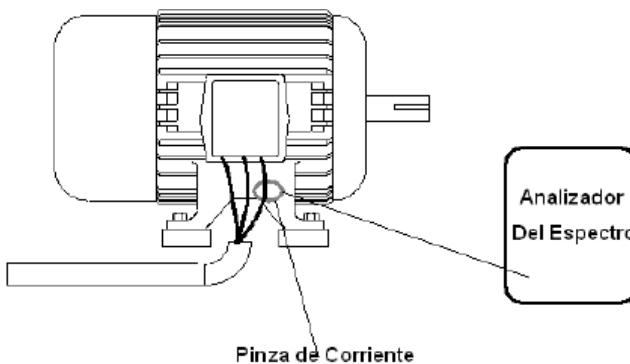


Figura 2-26 Análisis de Corrientes de Motor

Para la detección de fallas del rotor es necesario utilizar un espectro de frecuencia, el cual contiene importante información acerca del funcionamiento del motor. Al observar los armónicos obtenidos de la corriente es posible detectar anomalías o variaciones presentes en la frecuencia la cual indica un mal funcionamiento, dichos armónicos muestran diferentes espectros dependiendo de la falla del motor, así como de su severidad [16].

2.8.6 Análisis de Gases de Combustión

La razón de establecer un procedimiento de inspección periódica de la eficiencia energética para estos generadores obedece a la premisa de que toda instalación de transformación de energía sobre la que no se efectúe sus correspondientes operaciones de mantenimiento reduce su rendimiento energético y, con ello, se incrementa tanto su consumo específico de energía como sus emisiones asociadas de sustancias contaminantes a la atmósfera [34].

Con el análisis de gases de escape lo que se consigue es comprobar a través de la medición de la composición de estos; posibles fallos en máquinas o motores térmicos de combustión interna tales como turbinas de gas, motores alternativos, etc.; observando fallos en las cámaras de combustión o en las mezclas de combustible y comburente. Así mismo se puede medir la composición de los gases de escape en calderas, etc [35].



Figura 2-27 Equipo de Análisis de Gases de Combustión

El analizador de gases es el instrumento que se utiliza para determinar la composición de los gases de escape en calderas y en motores térmicos de combustión interna. Consta básicamente de un elemento sensor que puede llevar integrada la medición de varios gases o uno sólo, y un módulo de análisis de resultado, donde el instrumento interpreta y muestra los resultados de la medición. El equipo es capaz de medir la concentración en los gases de escape de un número determinado de compuestos gaseosos. Los compuestos gaseosos que se miden habitualmente y los parámetros a controlar son los que se detallan a continuación: CH₄, O₂, N₂, CO, NO, NO₂, NO₃, CO₂, SO₂, SO₃, H₂O, temperatura de gases de escape, opacidad de los humos, partículas sólidas, etc.

La composición de los gases revelará la calidad del combustible, el estado de funcionamiento del motor térmico o de la caldera y el correcto ajuste de determinados parámetros, como la regulación de la mezcla de admisión, la relación de compresión y la eficacia de la combustión [36].

2.8.7 Análisis De Lubricantes

Las técnicas de análisis de lubricantes son fundamentales para determinar el deterioro del lubricante, la entrada de contaminantes y la presencia de partículas de desgaste. Las funciones principales de los lubricantes son:

- Controlar la fricción
- Controlar el desgaste
- Controlar la corrosión
- Controlar la temperatura
- Controlar la contaminación
- Transmitir potencia, en el caso de circuitos hidráulicos



Figura 2-28 Análisis de Lubricantes

El aceite transporta y contiene toda la información acerca de los contaminantes y partículas de desgaste [28]. Actualmente existen equipos de taller para análisis de aceites que permiten montar un mini laboratorio de análisis rápido de aceites en la planta industrial, lo cual permiten obtener resultados inmediatos sobre los análisis y reducir el coste de análisis por muestra. Se analizan y miden los siguientes parámetros:

- Índice de detracción química, para evaluar el deterioro del aceite lubricante
- Constante dieléctrica, para evaluar el deterioro del aceite lubricante y su contaminación
- Contenido en agua, para evaluar su contaminación
- Índice de desgaste férrico, para localizar desgastes de piezas de la máquina tales como engranajes o rodamientos
- Indicador de partículas no férricas, para verificar si existe entrada de contaminantes
- Viscosidad, para comprobar la efectividad del lubricante y estudiar su degradación química o entrada de contaminantes líquidos [29].

2.8.8 Ultrasonido

Todos los problemas mecánicos, eléctricos, así como las fugas de presión o vacíos generan ondas ultrasónicas las cuales se detectan mediante medidores de ultrasonido con el fin de ubicar el problema y tomar las acciones correctivas pertinentes para su solución.

Se basa en el principio de que el sonido está conformado por un conjunto de ondas mecánicas longitudinales producidas por la vibración de los objetos y propagadas a través de un medio elástico. Este tipo de ondas pueden estimular el oído humano y generar una sensación sonora.



Figura 2-29 Analizando Ultrasonido

Esta herramienta está fundamentada en el hecho de que las fuerzas de rozamiento, las descargas eléctricas y las pérdidas de presión o vacío en las plantas, generan ondas sonoras de alta frecuencia, corta longitud y rápida pérdida de energía lo cual permite localizar con exactitud los problemas en los equipos antes de que se produzcan fallas que interrumpan el desarrollo normal de la planta de producción.

Para detectar el ultrasonido, se utiliza un instrumento llamado detector de ultrasonidos el cual está diseñado para capturar ondas ultrasónicas y convertirlas en señales con frecuencias dentro del rango de audición humana. Este dispositivo cuenta con la tecnología necesaria para que una vez convertidas las ondas de ultrasonido puedan escucharse a través de audífonos o visualizarse en una pantalla por medio de un aumento de su intensidad [30]. Esta técnica tiene aplicaciones en:

- Detección de fugas de fluidos en conducciones, sistemas de aire comprimido, válvulas, etc.
- Verificación de purgadores de vapor.
- Inspección mecánica de rodamientos, reductoras, comprobaciones de alineación, etc.
- Control y ayuda a la correcta lubricación.
- Detección de fallos en máquinas alternativas como inspección de válvulas e impactos en componentes acoplados.
- Inspecciones eléctricas en armarios eléctricos, transformadores, subestaciones, aisladores, líneas de alta tensión, etc. para el control de descargas eléctricas en corona, tracking y arco.
- Ensayos de estanqueidad en vehículos, barcos, trenes, 'salas limpias', autoclaves, etc.
- Verificación del funcionamiento de válvulas hidráulicas y neumáticas.
- Comprobación del fenómeno de la cavitación [31].

2.8.9 Inspecciones Boroscópicas

Las inspecciones boroscópicas son inspecciones visuales en lugares inaccesibles para el ojo humano con la ayuda de un equipo óptico, el boroscopio. Se desarrolló en el área industrial a raíz del éxito de las endoscopias en humanos y animales. El boroscopio, también llamado videoscopio o videoboroscopio, es un dispositivo largo y delgado en forma de varilla flexible. En el interior de este tubo hay un sistema telescopico con numerosas lentes, que aportan una gran definición a la imagen. Además, está equipado con una poderosa fuente de luz.



Figura 2-30 Equipo para la realización de Inspecciones Boroscópicas

La imagen resultante puede verse en la lente principal del aparato, en un monitor, o ser registrada en un videograbador para su análisis posterior. El boroscopio es sin duda una de

las herramientas imprescindibles para acometer trabajos de inspección en las partes internas de la turbina sin realizar grandes desmontajes. Además, se utiliza para la inspección de otros equipos como motores alternativos de combustión interna, calderas, ciclo agua-vapor y turbinas de vapor. Defectos que se pueden observar mediante Inspección Boroscópica:

- Corrosión (Corrosion).
- Pérdida de material cerámico en álabes o en placas aislantes (TBC Spallation).
- Roces entre álabes fijos y móviles (Rubbing).
- Decoloraciones en álabes del compresor, por alta temperatura.
- Pérdidas de material de los álabes del compresor que se depositan en los álabes de turbina o en la cámara.
- Deformaciones.
- Piezas sueltas o mal fijadas, sobre todo de material aislante.
- Fracturas y agrietamientos en álabes, sobre todo en la parte inferior que los fija al rotor (Cracks).
- Marcas de sobretemperatura en álabes (overfiring).
- Obstrucción de orificios de refrigeración.
- Daños por impactos provocados por objetos extraños (FOD, Foreign Object Damages).
- Daños por impactos provocados por desprendimiento de partes internas de la turbina (DOD, Domestic Object Damages).
- Daños diversos en quemadores y boquillas, provocados principalmente por sobretemperatura. [33].

Gómez Mancilla y Janusz Kubiak fueron pioneros en México aplicando las inspecciones boroscópicas en la evaluación de la salud de las Turbinas de la Comisión Federal de Electricidad [54].

2.8.10 Radiografía Industrial

Es un método de inspección que sirve para detectar defectos internos en los materiales de piezas metálicas de fundición, forjas, partes maquinadas, recipientes a presión, estructuras de puentes, edificios, industria petroquímica e industria alimenticia [37].



Figura 2- 31 Radiografía de Tubería

Durante la exposición radiográfica, la energía de los rayos X o gamma es absorbida o atenuada al atravesar un material. Esta atenuación es proporcional a la densidad, espesor y configuración del material inspeccionado.

La radiación ionizante que logra traspasar el objeto puede ser registrada por medio de la impresión en una placa o papel fotosensible, que posteriormente se somete a un proceso de revelado para obtener la imagen del área inspeccionada.

La corta longitud de onda de la radiación que emplea la radiografía le permite penetrar materiales sólidos, que absorben o reflejan la luz visible; lo que da lugar al uso de esta técnica en el control de calidad de productos soldados, fundiciones, forjas, etc.; para la detección de defectos internos microscópicos tales como grietas, socavados, penetración incompleta en la raíz, falta de fusión, etc.

Al aplicar este método, normalmente se obtiene una imagen de la estructura interna de una pieza o componente, esta prueba es utilizada para detectar discontinuidades internas en una amplia variedad de materiales [38].

2.8.11 Termografía Infrarroja

Hablar de “termografía infrarroja” es hablar de energía radiante y los cuerpos u objetos que se encuentran arriba del cero absoluto (-459 °F, -273 °C) emiten energía debido al movimiento de sus partículas a través del vacío. La termografía es una técnica remota y no destructiva que tiene mucha aplicación en el ámbito industrial. Permite la formación de

imágenes térmicas (llamadas termogramas), de un componente, equipo o proceso, a partir de la radiación infrarroja, que en forma natural emiten los cuerpos.

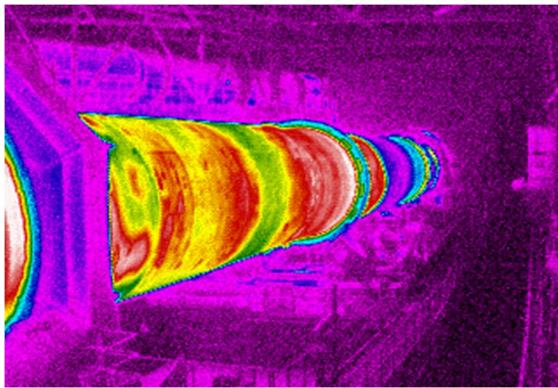


Figura 2- 32 Refractorio de Horno con Termografía

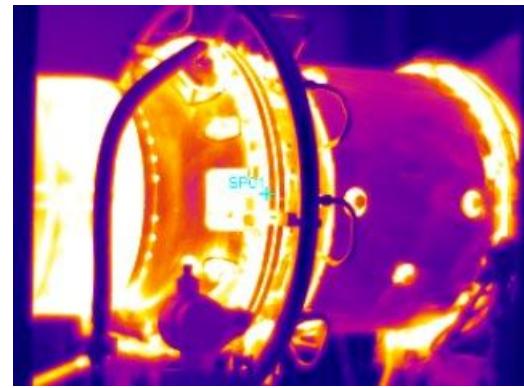


Figura 2- 33 Turbina de Gas con Termografía

En la industria, la temperatura es el método de medición usado con más frecuencia ya que la medición de temperatura nos proporciona una excelente indicación de la condición de un objeto. La temperatura es un factor relacionado con casi todos los productos, procesos, equipos o sistemas eléctricos que convierten o están expuestos al ambiente térmico. Algunas de las ventajas de la termografía sobre otros aparatos de medición de temperatura son:

- No interfiere con el proceso
- No daña ni destruye el producto
- No confunde el objeto
- Se pueden observar y evaluar patrones térmicos.
- Es posible capturar y evaluar temperaturas transitorias.
- Se pueden recopilar objetos en movimiento
- Es posible medir y evaluar objetos con formas irregulares
- La respuesta es rápida; en milisegundos
- Se puede almacenar rápidamente gran cantidad de información térmica
- Es posible ver a través de ciertas atmósferas peligrosas y difíciles
- Se puede inspeccionar a través de mallas infrarrojas especiales
- La información se almacena fácilmente para un análisis posterior.

2.8.12 Análisis De Vibraciones Mecánicas

Este tipo de análisis se describe extensamente en el Capítulo 4.

Capítulo 3

Desalineamiento y Desbalance y Ecuaciones de Movimiento

3.1 Introducción a las ecuaciones de movimiento

Sistema de Coordenadas

Se define un sistema de coordenadas estacionario, que consiste de tres ejes mutuamente perpendiculares - O_x , O_y y O_z – intersectando en el punto O y fijos en el espacio. Para fines ilustrativos, se describe la posición de un eje rígido, donde el origen de las coordenadas de rotación es tomado como el centro de masas del rotor. Sin embargo, el mismo procedimiento puede ser aplicado a cualquier punto de interés en el eje de un rotor flexible. Se asume que el eje de un rotor, en equilibrio, es coincidente con el eje O_z . Los ejes O_x , O_y y O_z , en ese orden forman un conjunto de mando derecha, que es definido de la siguiente manera:

Una rotación de la regla de la mano derecha de O_x a O_y avanza a lo largo de O_z .

Una rotación de la regla de la mano derecha de O_y a O_z avanza a lo largo de O_x .

Una rotación de la regla de la mano derecha de O_z a O_x avanza a lo largo de O_y .

Esa es una convención aceptada, para la conveniencia de la siguiente discusión, el eje del rotor O_z es asumido como horizontal y O_y es asumido como eje vertical. (Figura 3-1)

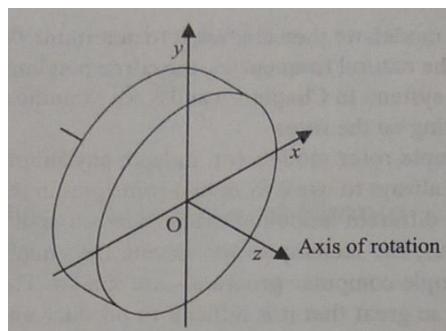


Figura 3-1 Coordenadas de regla de la mano derecha en análisis de un rotor

La Figura 3-2 muestra alzados laterales de una vista del extremo de un rotor. El centro de masa del rotor se puede trasladar a lo largo de los ejes O_x , O_y y O_z por u , v y w ,

respectivamente, el rotor también puede rotar (en pequeñas cantidades) sobre los ejes O_x y O_y por θ y ψ , respectivamente. Valores positivos de θ y ψ representan rotaciones en sentido de las manecillas del reloj sobre los ejes O_x y O_y , respectivamente, cuando son vistos desde ejes O . Alternativamente, se puede afirmar que el sentido de las rotaciones es tal que valores positivos de θ y ψ causan una rotación de la regla de la mano derecha para avanzar a lo largo de O_x y O_y , respectivamente. Una rotación de la regla de la mano derecha que avanza a lo largo de O_x (u O_y), también puede ser representada por un vector de giro actuando en la dirección O_x (u O_y). En la Figura 3-2, se indica un vector de giro por una flecha de dos cabezas. Debido a la dirección de vista, la rotación positiva sobre de O_x , θ , aparece en sentido de las manecillas del reloj en la Figura 3-2. En contraste, la rotación positiva sobre O_y , ψ , apunta en dirección contraria a las manecillas del reloj.

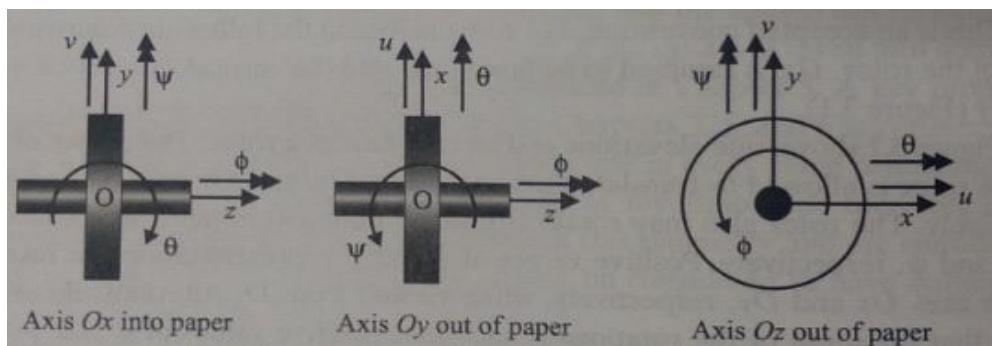


Figura 3-2 Coordenadas usadas en el análisis de un rotor

El rotor gira en sentido de las manecillas del reloj sobre el eje O_z con un desplazamiento angular Φ y una velocidad angular Ω . Así, el sentido de esta rotación es tal que los valores positivos de Φ (u Ω) causan un giro de la regla de la mano derecha para avanzar a lo largo del eje O_z .

Pares Giroscópicos

Los pares giroscópicos surgen debido a la conservación de momento angular en un sistema, estos momentos son perpendiculares al eje de giro. Aquí, se considerará el momento angular del sistema para determinar el par giroscópico.

Se considera un disco circular uniforme girando sobre el eje z (esto es, el eje de rotación) con una velocidad angular constante Ω . Se define el sentido de esta rotación tal que un valor positivo de Φ (u Ω) causa un giro de la regla de la mano de derecha que avanza a lo largo del

eje O_z (Figura 3-3). Se va a suponer que ahora el disco rota sobre O_y con una velocidad angular $\dot{\psi}$. Con el tiempo δt , el disco rotará con un ángulo de $\delta\psi = \dot{\psi}\delta t$; al final de este periodo de tiempo, el momento angular tiene una magnitud $I_p\Omega$ pero su dirección es rotada por $\delta\psi$, como se muestra en la Figura 3-3.

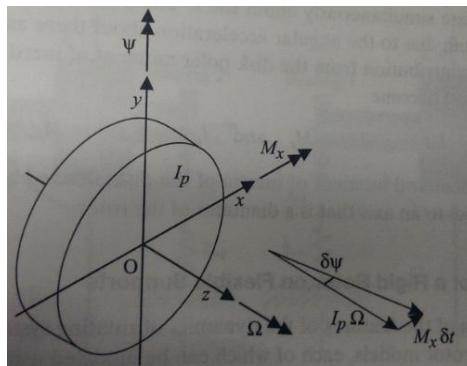


Figura 3-3 Vectores mostrando momento en sentido de manecillas del reloj sobre O_x

Para un $\delta\psi$ infinitesimal, el vector que cambia en un momento angular tiene dirección O_x y magnitud $M_x\delta t$, donde M_x es el momento en dirección de las manecillas del reloj sobre el eje x . Entonces:

$$M_x\delta t = I_p\Omega\delta\psi \quad \text{o} \quad M_x = I_p\Omega \frac{\delta\psi}{\delta t}$$

Ec. 3.1

Tomando que el límite de δt tiende a cero, se tiene:

$$M_x = I_p\Omega \frac{\delta\psi}{\delta t} = I_p\Omega \dot{\psi}$$

Ec. 3.2

Hay que notar que la ecuación 3.2 define una relación, no una causa y efecto. Así, si un momento M_x es aplicado sobre el eje x , el rotor (girando sobre el eje z) tiene una velocidad angular $\dot{\psi}$ sobre el eje y . Esta velocidad, $\dot{\psi}$, es llamada “precesión”. Alternativamente, si el giro del rotor es hecho para preceder sobre el eje y con una velocidad angular $\dot{\psi}$, entonces un momento M_x debe existir para el eje x a fin de cerrar el triángulo de vectores de momento y mantener el equilibrio.

Consideren ahora que el disco tiene una velocidad angular constante de $\dot{\theta}$ sobre la dirección O_x . Con el tiempo δt , el disco rotará con un ángulo de $\delta t = \dot{\theta}\delta t$; el cambio en momento

angular es en la dirección de O_y negativa, representada por el vector de giro $-M_y\delta t$, en el que M_y es el momento en sentido de las manecillas del reloj sobre el eje y . Para cerrar el diagrama momento-vector y mantener el equilibrio (Figura 3-4), se tiene:

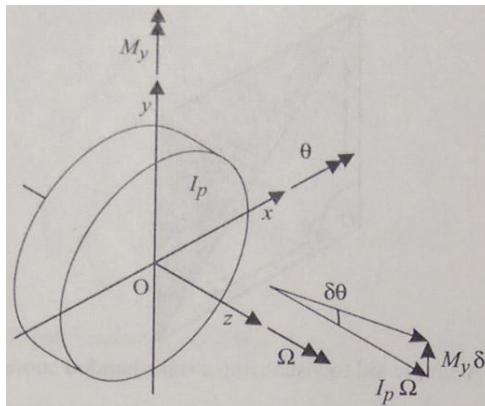


Figura 3-4 Vector mostrando momento en sentido inverso a manecillas del reloj sobre O_y

$$-M_y\delta t = I_p\Omega\delta\theta \quad \text{o} \quad M_y = -I_p\Omega\frac{\delta\theta}{\delta t}$$

Ec. 3.3

Tomando que el límite de δt tiende a cero, se tiene:

$$M_y = -I_p\Omega\frac{\delta\theta}{\delta t} = -I_p\Omega\dot{\theta}$$

Ec. 3.4

Nótese la diferencia en el signo entre las ecuaciones 3.2 y 3.4. En estas ecuaciones, M_x y M_y son momentos debidos a todas las fuerzas actuando en el rotor. Ya que el disco puede ahora rotar simultáneamente sobre los ejes x y y , la tasa de cambio de momento angular debido a la aceleración angular sobre esos ejes también necesita ser añadida a la contribución del momento polar de inercia del disco. Así, las ecuaciones 3.2 y 3.4 se convierten en la siguiente:

$$I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} = M_x \quad \text{y} \quad I_d\ddot{\psi} + I_p\Omega\dot{\theta} = M_y$$

Ec. 3.5, Ec. 3.6

Donde I_d es el momento diametral de inercia del disco, definido como momento de inercia con respecto a un eje que es un diámetro del rotor.

3.2 Dinámica de Rotores

Dinámica de un Rotor Rígido en Soportes Flexibles

Se considera un modelo de rotor simple, el cual puede ser modelado usando solo cuatro coordenadas o grados de libertad. Este rotor es rígido con una sección transversal circular,

montado sobre dos chumaceras en soportes flexibles. La Figura 3-5 muestra un rotor rígido con una sección transversal circular soportado por dos chumaceras que no tienen rigidez angular, comúnmente llamadas “chumaceras cortas”. Las chumaceras están soportadas flexiblemente en la dirección vertical y horizontal. La notación k_{y2} indica la rigidez del resorte en la chumacera 2 en la dirección y (vertical). La masa del rotor es m , su momento de inercia sobre los ejes O_x y O_y es $I_d \leq 2I_d$.

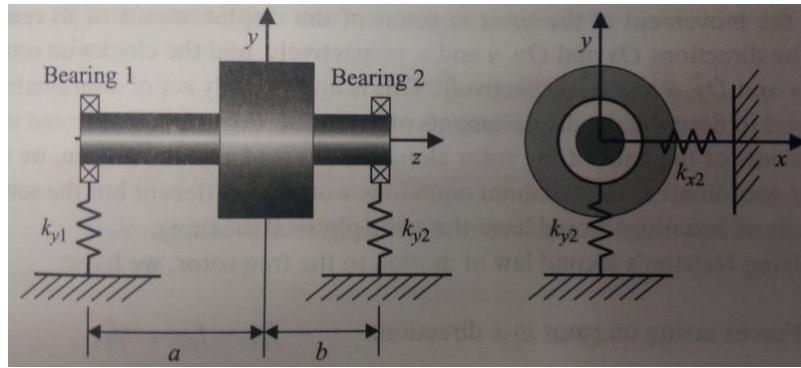


Figura 3-5 Un rotor rígido asimétrico en soportes flexibles

Para desarrollar las ecuaciones de movimiento de este sistema se aplica la segunda ley de Newton, se hace el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 3-6. Hay que notar que ψ parece rotar en sentido contrario a las manecillas del reloj; sin embargo, ya que el eje O_y está fuera del papel en la vista a la derecha del diagrama, la rotación es en sentido de las manecillas del reloj en el eje O_y . Debido a que no hay acoplamiento elástico entre los planos O_{xz} y O_{yz} , se pueden tratar las fuerzas elásticas en estos dos planos por separado.

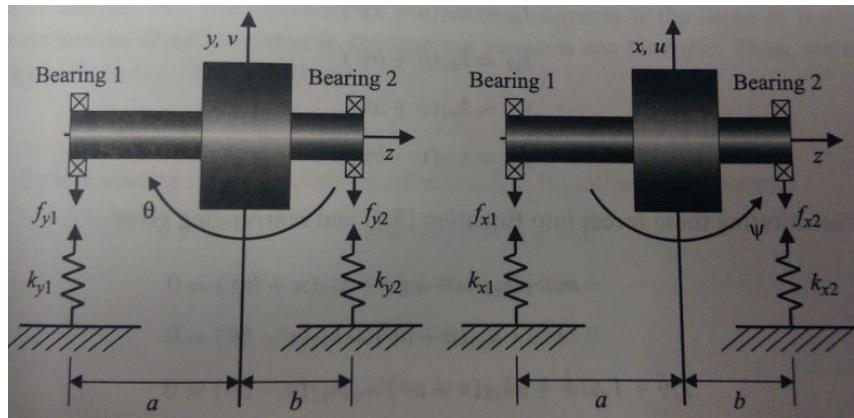


Figura 3-6 Diagrama de cuerpo libre para un rotor rígido en soportes flexibles

El rotor tiene cuatro grados de libertad porque se puede trasladar en las direcciones O_x y O_y y también puede rotar sobre esos ejes. Se describe el movimiento del rotor en términos de desplazamiento de su centro de masa en la dirección O_x y O_y , u y v , respectivamente, y las rotaciones en sentido de las manecillas del reloj sobre O_x y O_y , θ y ψ , respectivamente.

Aplicando la segunda ley de movimiento de Newton al rotor libre se obtiene:

$$\begin{aligned} \text{Las fuerzas actuando sobre el rotor en la dirección } x: \quad & -f_{x1} - f_{x2} = m\ddot{u} \\ \text{Las fuerzas actuando sobre el rotor en la dirección } y: \quad & -f_{y1} - f_{y2} = m\ddot{v} \\ \text{Los momentos actuando sobre el rotor en la dirección } \theta: \quad & -af_{y1} + bf_{y2} = I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} \\ \text{Los momentos actuando sobre el rotor en la dirección } \psi: \quad & af_{x1} - bf_{x2} = I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} \end{aligned}$$

Ec. 3.7

Los momentos actuando en sentido de las manecillas del reloj en el rotor sobre el eje O_x causan una aceleración angular sobre el eje, O_x , $\ddot{\theta}$, y una precesión sobre el eje O_y , $\dot{\psi}$. Los momentos actuando en sentido de las manecillas del reloj sobre el eje O_y causan una aceleración angular sobre el eje O_y , $\ddot{\psi}$, y una precesión sobre el eje O_x , $-\dot{\theta}$. Ya que el eje O_y está fuera del papel, los momentos en sentido de las manecillas del reloj sobre O_y parecen estar en sentido contrario a las manecillas del reloj en la figura.

Asumiendo que el desplazamiento del rotor desde la posición de equilibrio es pequeño, que es el caso en la práctica (a menos que haya una falla catastrófica del sistema rotor-chumacera). Esta asunción significa que la rotación de θ y ψ son pequeñas; así, se puede remplazar $\sin\theta$ por θ y $\sin\psi$ por ψ . Además, se asume que los soportes de resorte son lineales y aplica la ley de Hooke. Entonces, se asume que no hay acoplamiento elástico entre las direcciones O_x y O_y .

$$f_{x1} = k_{x1}\delta = k_{x1}(u - a \sin\psi) \approx k_{x1}(u - a\psi)$$

Ec. 3.8

Donde δ es la deflexión del resorte debido a la fuerza f_{x1} . Aplicando este argumento a cada una de las fuerzas, se tiene:

$$\begin{aligned} f_{x1} &= k_{x1}(u - a\psi) \\ f_{x2} &= k_{x2}(u + b\psi) \\ f_{y1} &= k_{y1}(v + a\theta) \\ f_{y2} &= k_{y2}(v - b\theta) \end{aligned}$$

Ec. 3.9

Sustituyendo esas fuerzas en la Ecuación 3.7 y reacomodando se obtiene:

$$\begin{aligned}m\ddot{u} + (k_{x1} + k_{x2})u + (-ak_{x1} + bk_{x2})\psi &= 0 \\m\ddot{v} + (k_{y1} + k_{y2})v + (-ak_{y1} + bk_{y2})\theta &= 0 \\I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} + (ak_{y1} - bk_{y2})v + (a^2k_{y1} + b^2k_{y2})\theta &= 0 \\I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + (-ak_{x1} + bk_{x2})u + (a^2k_{x1} + b^2k_{x2})\psi &= 0\end{aligned}$$

Ec. 3.10

Dejando:

$$\begin{aligned}k_{xT} &= k_{x1} + k_{x2}; & k_{yT} &= k_{y1} + k_{y2} \\k_{xC} &= -ak_{x1} + bk_{x2}; & k_{yC} &= -ak_{y1} + bk_{y2} \\k_{xR} &= a^2k_{x1} + b^2k_{x2}; & k_{yR} &= a^2k_{y1} + b^2k_{y2}\end{aligned}$$

Ec. 3.11

Donde los subíndices T, C y R han sido escogidos para indicar (Translational) traslación, (Coupling) acoplamiento entre desplazamiento y rotación, y coeficientes de rigidez rotacional (Rotation). Entonces, la Ecuación 3.9 puede ser escrita más concisamente como:

$$\begin{aligned}m\ddot{u} + k_{xT}u + k_{xC}\psi &= 0 \\m\ddot{v} + k_{yT}v - k_{yC}\theta &= 0 \\I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} - k_{yC}v + k_{yR}\theta &= 0 \\I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + k_{yC}u + k_{xR}\psi &= 0\end{aligned}$$

Ec. 3.11

Se observa que hay acoplamiento elástico entre la primera y cuarta ecuación al igual que entre la segunda y la tercera ecuación. Adicionalmente, pares giroscópicos introducen un acoplamiento entre la tercera y cuarta ecuaciones de la Ecuación 3.11. Así, todas las ecuaciones están acopladas.

Rotor Rígido en Soportes Flexibles Isotrópicos

Se asume que la flexibilidad de las chumaceras soporte es la misma en ambas direcciones transversales; esto es, las chumaceras soporte son “isotrópicas”. Entonces, se puede simplificar la Ecuación 3.11 dejando:

$$k_{xT} = k_{yT} = k_T, \quad k_{xC} = k_{yC} = k_C, \quad \text{y} \quad k_{xR} = k_{yR} = k_R$$

Ec. 3.12

Al introducir estas relaciones simplificando, la Ecuación 3.11 se convierte:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + k_T u + k_C \psi &= 0 \\ m\ddot{v} + k_T v - k_C \theta &= 0 \\ I_d \ddot{\theta} + I_p \Omega \dot{\psi} - k_C v + k_R \theta &= 0 \\ I_d \ddot{\psi} - I_p \Omega \dot{\theta} + k_C u + k_R \psi &= 0 \end{aligned}$$

Ec. 3.13

Coordenadas Complejas

Un enfoque alternativo para determinar las frecuencias naturales de un rotor rígido circular es soportes isotrópicos combina las cuatro coordenadas requeridas para describir el movimiento del rotor en dos coordenadas complejas. Esto tiene la ventaja de reducir a la mitad el número de coordenadas requeridas, de este modo permitiendo que las frecuencias naturales y formas modales sean determinadas de ecuaciones relativamente simples. Las coordenadas complejas, r y φ , son:

$$r = u + Jv \quad \text{y} \quad \varphi = \psi - J\theta$$

Ec. 3.14

Donde $J = \sqrt{-1}$. Sumando J veces la segunda ecuación a la primera ecuación de las Ecuaciones 3.11 y sustrayendo J veces la tercera ecuación de las Ecuaciones 3.11 y notando que $J\dot{\phi} = J\dot{\psi} + \dot{\theta}$ se obtiene:

$$\begin{aligned} m\ddot{r} + k_T r + k_C \varphi &= 0 \\ I_d \ddot{\varphi} - J I_p \Omega \dot{\varphi} + k_C r + k_R \varphi &= 0 \end{aligned}$$

Ec. 3.15

Así, se han transformado las cuatro ecuaciones de la Ecuación 3.11 en las dos ecuaciones de la Ecuación 3.15, aunque expresadas en términos de complejos antes que coordenadas reales. Esta simplificación es ventajosa sólo si los soportes son isotrópicos; así, las propiedades dinámicas de las chumaceras y sus soportes son las mismas en las direcciones O_x y O_y . Para proceder, se buscarán las soluciones de la forma $r(t) = r_0 e^{st}$ y $\varphi(t) = \varphi_0 e^{st}$. Sustituyendo estas expresiones en la Ecuación 3.15 y notando que $e^{st} \neq 0$ se obtiene:

$$(ms^2 + k_T)r_0 + k_C\varphi_0 = 0$$

$$(I_d s^2 - J I_p \Omega s + k_R)\varphi_0 + k_C r_0 = 0$$

Ec. 3.16

El Efecto del Amortiguamiento en los Soportes

Se considera el efecto del amortiguamiento viscoso en las chumaceras. Se asume que un amortiguador viscoso es puesto en paralelo con cada elemento resorte, las fuerzas f_{x1} , f_{x1} , f_{x1} y f_{x1} de la Ecuación 3.9 ahora se convierte:

$$f_{x1} = k_{x1}(u - a\psi) + c_{x1}(\dot{u} - a\dot{\psi})$$

$$f_{x2} = k_{x2}(u + b\psi) + c_{x2}(\dot{u} - b\dot{\psi})$$

$$f_{y1} = k_{y1}(v + a\theta) + c_{y1}(\dot{v} - a\dot{\theta})$$

$$f_{y2} = k_{y2}(v - b\theta) + c_{y2}(\dot{v} - b\dot{\theta})$$

Ec. 3.17

Donde c es el coeficiente de amortiguamiento viscoso y está definido como la fuerza requerida para producir una unidad de velocidad a través del elemento amortiguador. Dejando:

$$c_{xT} = c_{x1} + c_{x2}; \quad c_{yT} = c_{y1} + c_{y2}$$

$$c_{xC} = -ac_{x1} + bc_{x2}; \quad c_{yC} = -ac_{y1} + bc_{y2}$$

$$c_{xR} = a^2 c_{x1} + b^2 c_{x2}; \quad c_{yR} = a^2 c_{y1} + b^2 c_{y2}$$

Ec. 3.18

Haciendo uso de las definiciones anteriores, sustituyendo la Ecuación 3.17 en la Ecuación 3.7, reordenando las ecuaciones y analizando únicamente el caso donde $k_{xC} = k_{yC} = 0$ y $c_{xC} = c_{yC} = 0$. Se obtiene lo siguiente:

$$m\ddot{u} + c_{xT}\dot{u} + k_{xT}u = 0$$

$$m\ddot{v} + c_{yT}\dot{v} + k_{yT}v = 0$$

$$I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} + c_{yR}\dot{\theta} + k_{yR}\theta = 0$$

$$I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + c_{xR}\dot{\psi} + k_{xR}\psi = 0$$

Ec. 3.19

Modelo Simple de un Rotor Flexible

Muchos rotores no pueden ser modelados como cuerpos rígidos, por lo tanto, son flexibles porque tienen un diámetro relativamente pequeño respecto a su longitud. Así, un rotor puede vibrar, incluso si es soportado por chumaceras rígidas o soportes rígidos. La Figura 3-7 muestra ese rotor, consiste de un eje largo, uniforme y flexible con sección transversal circular, soportado en dos cortas o auto-alineables, chumaceras soportadas rígidamente. La asunción de corto, rígidamente soportado (o clavado) en sus extremos. El eje tiene un solo disco y se asume que la masa del eje es pequeña comparada a la del disco. Como consecuencia la masa del eje puede ser despreciada en el análisis.

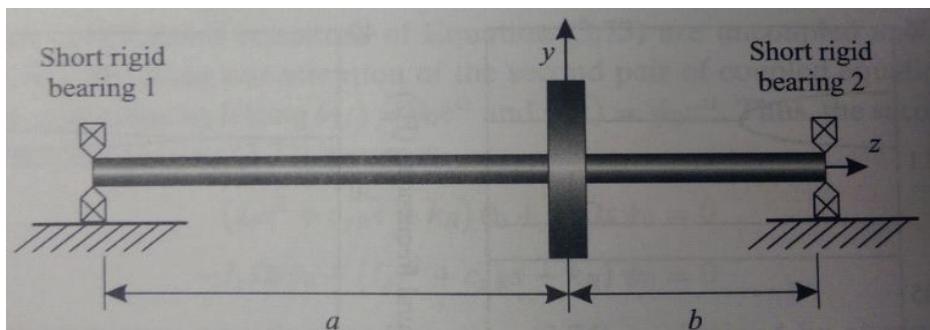


Figura 3-7 Rotor flexible cargando un solo disco

Si el disco es puesto a la mitad de la envergadura del eje, el rotor es frecuentemente llamado Jeffcott o un rotor de De Laval, quienes realizaron algunos de los primeros estudios de dinámica de rotores flexibles. Para analizar el comportamiento dinámico del rotor mostrado en la Figura 3-7, se debe considerar el desplazamiento del disco a lo largo de la posición de equilibrio y sobre los ejes O_x y O_y . Así, el sistema dinámico requiere cuatro coordenadas para especificar el desplazamiento a lo largo y las rotaciones sobre los ejes O_x y O_y . Éstas son las únicas coordenadas requeridas; así, el modelo tiene cuatro grados de libertad. Las definiciones de coordenadas están dadas en la Figura 3-7. Para pequeños, desplazamientos estáticos del eje, hay una relación lineal entre la fuerza aplicada a el eje sobre los ejes O_y (O_x) y los desplazamientos resultantes y rotaciones. Así, para un punto específico en el eje, se tiene:

$$\begin{aligned} f_x &= k_{uu}u + k_{u\psi}\psi \\ M_y &= k_{\psi\psi} + k_{\psi u}u \end{aligned}$$

Ec. 3.20

En estas ecuaciones, f_x es una fuerza aplicada al eje en la dirección O_x y M_y es un momento aplicado sobre el eje O_y . Los parámetros u y ψ son definidas en la Figura 3.2. Los coeficientes k_{uu} , $k_{\psi u}$, $k_{u\psi}$ y $k_{\psi\psi}$ son los coeficientes de rigidez en una localización particular en el eje. De la Ecuación 3.20, se pueden deducir definiciones para esos coeficientes. Por ejemplo, k_{uu} es la fuerza en la dirección O_x requerida para producir una unidad de desplazamiento u cuando no se permite que ocurran otros desplazamientos o rotaciones. Notar que, para sistemas conservativos, $k_{u\psi} = k_{\psi u}$. La relación entre las fuerzas y momentos aplicados y el desplazamiento resultante v y rotación θ son:

$$f_y = k_{vv}v + k_{v\theta}\theta$$

$$M_x = k_{\theta\theta}\theta + k_{\theta v}v$$

Ec. 3.21

Notar que, para un sistema conservativo, $k_{v\theta} = k_{\theta v}$; Para determinar la ecuación de movimiento para este sistema, se debe aplicar la segunda ley de movimiento de Newton al sistema. Así, para un disco de masa m , momento de inercia diametral I_d y momento polar de inercia I_p se obtiene:

Fuerza en el disco en dirección x :

$$-f_x = m\ddot{u}$$

Fuerza en el disco en la dirección y :

$$-f_y = m\ddot{v}$$

Momentos actuando en el disco en la dirección θ :

$$-M_x = I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi}$$

Momentos actuando en el disco en la dirección ψ :

$$-M_y = I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta}$$

Ec. 3.22

Las fuerzas y momentos aplicados al disco debido a la elasticidad del eje son iguales y opuestas a las fuerzas actuando en el eje debido a los desplazamientos del disco. Los efectos giroscópicos también se incluyen en el análisis. Sustituyendo las ecuaciones 3.20 y 3.21 en las ecuaciones 3.22 y reordenando se obtiene:

$$m\ddot{u} + k_{uu}u + k_{u\psi}\psi = 0$$

$$m\ddot{v} + k_{vv}v + k_{v\theta}\theta = 0$$

$$I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} + k_{\theta v}v + k_{\theta\theta}\theta = 0$$

$$I_d\ddot{\psi} + I_p\Omega\dot{\theta} + k_{\psi u}u + k_{\psi\psi}\psi = 0$$

Ec. 3.23

Las propiedades de rigidez de un eje circular son idénticas en cada dirección, así $k_{uu} = k_{vv}$ y $k_{\theta\theta} = k_{\psi\psi}$. Sin embargo, $k_{u\psi} = -k_{v\theta}$ debido a la convención de signos que se usa (ver la Figura 3.2). Así, dejando $k_{u\psi} = -k_{v\theta} = k_C$, $k_{uu} = k_{vv} = k_T$, y $k_{\theta\theta} = k_{\psi\psi} = k_R$, se tiene:

$$\begin{aligned}m\ddot{u} + k_T u + k_C \psi &= 0 \\m\ddot{v} + k_T v + k_C \theta &= 0 \\I_d \ddot{\theta} + I_p \Omega \dot{\psi} + k_C v + k_R \theta &= 0 \\I_d \ddot{\psi} + I_p \Omega \dot{\theta} + k_C u + k_R \psi &= 0\end{aligned}$$

Ec. 3.24

Este conjunto de ecuaciones es idéntico a las Ecuaciones 3.13. Para un eje de longitud L entre chumaceras cortas (i. e., simplemente apoyada en los extremos), con un disco ubicado a una distancia a de una de las chumaceras y a una distancia b de la otra, entonces:

$$\begin{aligned}k_T &= k_{uu} = k_{vv} = \frac{3EI(a^3 + b^3)}{a^3 b^3} \\k_C &= k_{u\psi} = -k_{v\theta} = \frac{3EI(a^2 - b^2)}{a^2 b^2} \\k_R &= k_{\psi\psi} = k_{\theta\theta} = \frac{3EI(a + b)}{ab}\end{aligned}$$

Ec. 3.25

3.3 Desalineamiento

Es la segunda causa de vibración en las máquinas rotatorias. El defecto se manifiesta a la frecuencia de rotación y también puede manifestarse en el segundo y tercer armónico de la frecuencia de rotación. Se caracteriza porque la amplitud en la dirección axial es mayor que la radial. Se dice que dos piezas o componentes de máquina se encuentran desalineadas cuando los ejes de la parte conductora (motriz) y conducida no tienen la misma línea de centros. El desalineamiento puede ser paralelo, angular o una combinación de ambos [20].

Muchas veces los ejes no se encuentran desalineados, pero el acople se encuentra torcido, debido a esfuerzos de trabajo o por fallas de construcción. Un acople torcido nos llevará inevitablemente a sufrir problemas de desalineamiento. Las frecuencias de falla en el gráfico

de espectro para desalineamiento angular serán a 1, 2 y 3 veces la frecuencia de rotación, con predominio de los registros axiales sobre los horizontales o verticales. Las frecuencias de falla en el gráfico de espectro para desalineamiento paralelo serán a 1, 2 y 4 veces la frecuencia de rotación, con predominio de los registros horizontales y verticales sobre los axiales. En muchos casos el analista se encontrará con problemas combinados de desbalance y desalineamiento [20].

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

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

La falta de alineamiento, aun con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que a su vez producen vibraciones radiales y axiales. **Nota:** 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 de la lectura radial más alta, hay un buen motivo de sospechar la existencia de un problema de desalineamiento o eje torcido.

Los tres tipos básicos de falta de alineamiento en el acoplamiento son: angular, en paralelo y una combinación de ambos. Una falta de alineamiento angular sujeta principalmente los ejes de las maquinas 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 y normalmente es mayor la componente vertical que la horizontal [43]. La Figura 3-8 representa las señales que se pueden observar cuando existe desalineamiento de tipo paralelo el cual se manifiesta por la

presencia de una señal al doble de la velocidad de giro. En este ejemplo, la componente a 2X es mayor en el sentido horizontal.

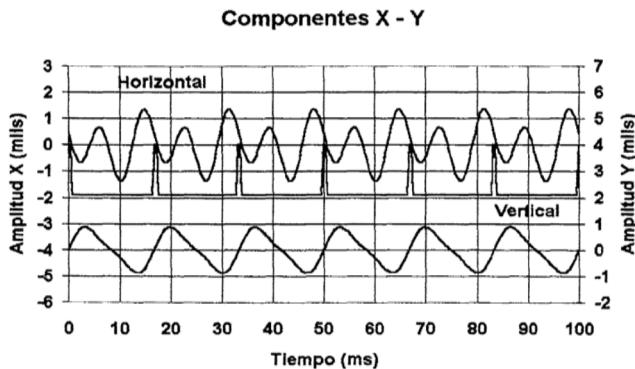


Figura 3-8 Desalineamiento Paralelo

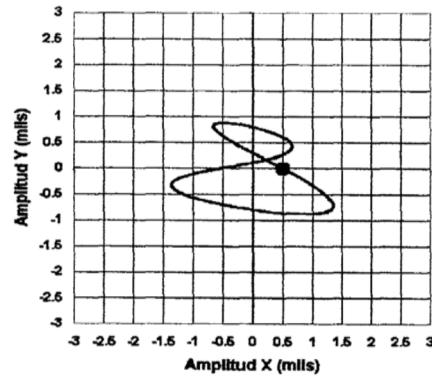


Figura 3-9 Órbita Desalineamiento Severo

La Figura 3-9 representa la órbita que se obtiene. Este patrón en forma de “8” se observa cuando existe desalineamiento severo. Los casos menos severos se manifiestan en formas de órbitas de “fríjol” o de “plátano” (bean shape, banana shape) y la órbita estará deformada principalmente en el eje con mayor desalineamiento.

El trazo muestra un solo punto, lo que indica que el centro de la flecha está describiendo una trayectoria de 8 por cada revolución. Siguiendo las señales en el tiempo (Figura 3-8) se observa que a partir del punto se traza el bucle superior y luego el inferior. En la órbita de la Figura 3-9 el sentido del trazo se alterna entre antihorario y horario [44].

Análisis dinámico del alineamiento

Un problema significativo cuando se pone en marcha o se hace una nueva puesta en servicio de grandes máquinas rotatorias con chumaceras múltiples, tales como turbogeneradores, es el problema de la alineación.

Las máquinas horizontales con múltiples chumaceras pueden ser consideradas como una serie de partes individuales que están conectadas. En todos los casos, el requerimiento primario es que cada chumacera tome una proporción apropiada de cargas estáticas y dinámicas, ayudando a asegurar propiedades dinámicas adecuadas. La distribución de cargas entre las chumaceras de tal máquina depende fuertemente de la posición vertical relativa de las chumaceras; esto por sí solo ya representa un problema, pero la situación es más

complicada por los movimientos relativos que ocurren frecuentemente en servicio durante los cambios de temperatura y en menor extensión, por presión.

La Figura 3-10 muestra dos componentes de rotor que estarán unidos vía un acoplamiento rígido. En la Figura 3-10 (a), hay un desplazamiento transversal entre los centros de las caras de los coples antes de que estén unidos. En la Figura 3-10 (b), hay un error angular entre las caras del cople antes de ser unidas. La Figura 3-10 (c) muestra una combinación de ambos errores. Las tres ilustraciones retratan el desalineamiento. La situación en la Figura 3-10 (a) es comúnmente referida como desalineamiento estático y la Figura 3-10 (b) como desalineamiento dinámico (Ertas y Vance, 2002). En realidad, ya sea el desalineamiento paralelo de la Figura 3-10 (a) o el desalineamiento angular de la Figura 3-10 (b) justificablemente pueden ser denominados “estáticos” si el error visto desde el marco estacionario permanece constante mientras ambos rotores giran establemente con la misma velocidad. De manera similar, ya sea que estos desalineamientos justificablemente sean denominados “dinámicos” si el error visto desde el marco rotatorio permanece constante mientras ambos rotores giran establemente [51].

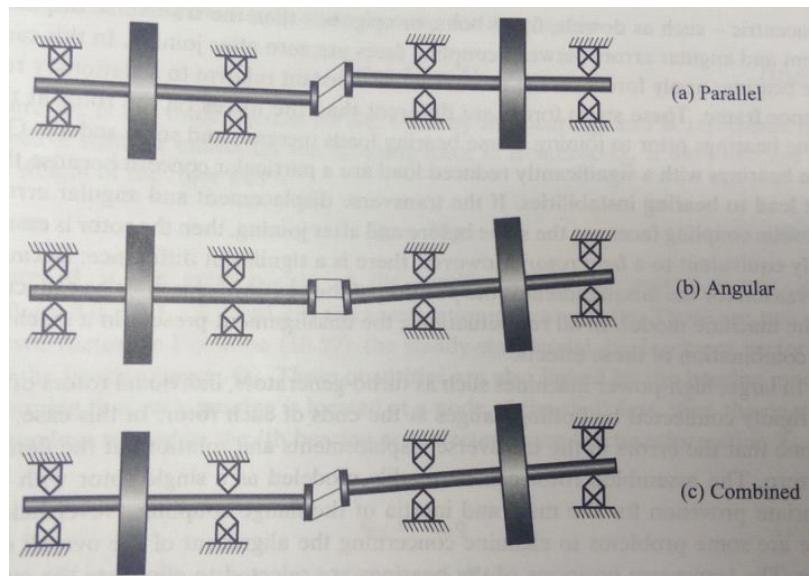


Figura 3-10 Tipos de Desalineamiento

Se supone entonces que individualmente, los componentes del rotor son geométricamente perfectos con fuerzas de desbalance iguales a cero. Antes que los dos componentes de rotor sean unidos, hay desplazamiento transversal y errores de rotación en las bridas mostradas esquemáticamente en la Figura 3-10. Después de que los componentes del rotor estén unidos

conjuntamente, algunos errores entre el desplazamiento transversal y rotación en las bridas pueden permanecer, aunque estos errores sean usualmente reducidos. Si un acoplamiento tiene funciones para forzar que dos bridas sean concéntricas – tales como clavijas, pernos provistos, o espitas, entonces los errores de desplazamiento transversal y angular entre las caras del cople son cero después de la unión. En este caso, la chumacera aplica fuerzas en el rotor que son constantes relativas a un marco de referencia estacionario. Estas fuerzas estáticas son diferentes a las fuerzas en el rotor en la misma chumacera anterior a la unión. Algunas cargas en las chumaceras se incrementan y otras se reducen. Las Chumaceras con capa de fluido con una carga significativamente reducida son muy particulares ya que éstas pueden llevar a inestabilidades en la chumacera. Si los errores en desplazamientos transversales y angulares entre las caras del cople son iguales antes y después de la unión, entonces el rotor es esencialmente equivalente a un “rotor doblado”. Sin embargo, hay una diferencia significativa: Porque la razón para el desalineamiento es la posición de la chumacera, esto debe estar reflejado en el modelo de la máquina. En todas las situaciones reales, el desalineamiento presente en una máquina es una combinación de estos efectos [51].

En máquinas grandes, de mucha potencia tales como turbogeneradores, los motores individuales frecuentemente están rígidamente conectados por bridas atornilladas en los extremos de cada motor. En este caso, se asume que los errores en el desplazamiento transversal y las rotaciones en las bridas con cero. El motor ensamblado puede estar fácilmente modelado como un solo motor con una provisión apropiada para la masa e inercia de la brida acoplante. Sin embargo, hay algunos problemas a examinar concernientes a la alineación de la máquina en su totalidad. Las posiciones transversales de las chumaceras son seleccionadas para eliminar los esfuerzos cíclicos en el eje y también para proporcionar una buena distribución de las cargas en la chumacera. En los turbogeneradores, los motores son igualmente pesados y flexibles, implicando que cada motor se pandeará debido al efecto de la gravedad. Normalmente, los ejes no acoplados fallan en encontrarse y, si el motor está acoplado en esta configuración, se inducen en el motor grandes fuerzas cortantes y momentos de flexión. Existen muchas maneras de identificar este problema. En el caso de un sistema sólidamente acoplado (común en máquinas grandes), los niveles verticales de la chumacera son ajustados de forma que la ubicación y pendientes de los ejes colindantes en el estado no acoplado son iguales. Así, las caras acopladas son paralelas y pueden ser atornilladas.

Un enfoque alternativo es el estimar la carga en cada chumacera y la posición del rotor por una ubicación dada de los soportes de la chumacera. Los soportes de la chumacera entonces pueden ser movidos para minimizar los esfuerzos cíclicos o el nivel de respuesta. Si las chumaceras con elementos rodantes son usadas y son suficientemente rígidas para ser modeladas como restricciones, entonces la deformación en el rotor puede ser calculada a partir del modelo rotor y la carga calculada en las chumaceras. Muchas máquinas grandes están apoyadas en chumaceras con capas de aceite y el cálculo del desalineamiento es complicado por las no linealidades. El modelo estándar para chumaceras cortas asume que la carga en las chumaceras es vertical y la magnitud es conocida. La teoría de chumaceras cortas es usada entonces para calcular las posiciones de equilibrio del muñón en el cojinete y la matriz de rigidez para pequeñas perturbaciones de esta posición. Cuando la carga de la chumacera es desconocida, la relación no lineal completa debe ser usada [51].

Si se supone que las chumaceras están montadas sobre una base rígida de modo que todos los grados de libertad estén ubicados en la línea de eje del rotor. Además, asumiendo que todas las chumaceras tienen una rigidez finita de modo que ningún grado de libertad esté restringido. Entonces, la ecuación de estado estable del rotor es:

$$\mathbf{Kq} = \mathbf{Q}_g + \mathbf{Q}_b \quad \text{Ec. 3.26}$$

Donde \mathbf{Q}_b es la fuerza ejercida en el rotor por la chumacera y \mathbf{K} representa la matriz de rigidez efectiva para el rotor girando en aislamiento. \mathbf{Q}_g es la fuerza debida al peso del rotor y es:

$$\mathbf{Q}_g = \mathbf{Mg} \quad \text{Ec. 3.27}$$

Donde \mathbf{M} es la matriz de masa de la máquina, \mathbf{g} es el vector gravedad, $\mathbf{g} = -[0 \ g \ 0 \ 0 \ 0 \ g \ 0 \ 0 \ \dots]^T$, y “ g ” es la aceleración debido a la gravedad. Hay dos vectores desconocidos en la Ecuación 3.26; el vector de desplazamiento nodal de estado estable, \mathbf{q} , y las fuerzas de la chumacera, \mathbf{Q}_b . Esos valores también están relacionados al modelo de chumacera. Asumiendo que cada chumacera está ubicada en un nodo de la línea del eje, entonces los grados de libertad relacionados a la i -ésima chumacera son seleccionados usando la transformación \mathbf{T}_{bi} , así que:

$$\mathbf{q}_{bi} = \mathbf{T}_{bi}\mathbf{q} \quad \text{Ec. 3.28}$$

La fuerza en el rotor proveniente de la i -ésima chumacera es entonces:

$$\mathbf{Q}_{bi} = \mathbf{f}_i(\mathbf{q}_{bi} - \mathbf{q}_{si})$$

Ec. 3.29

Donde \mathbf{f}_i es una función no lineal y \mathbf{q}_{si} es el desplazamiento offset de la i -ésima chumacera.

Si esta función no lineal fuera conocida explícitamente, entonces el resultado sería una ecuación algebraica no lineal para el desplazamiento de estado estable, \mathbf{q} . Sin embargo, el modelo de chumaceras con capa de fluido analizado aquí es el inverso de esta función debido a que la carga es proporcionada como entrada y la posición del muñón y la matriz de rigidez son proporcionadas como salidas. Así, un procedimiento de posible solución sería:

- (i) Inicialmente, las cargas de las chumaceras son calculadas asumiendo que las chumaceras son muy rígidas comparadas con el rotor, por lo tanto, el desplazamiento relativo en las chumaceras en cero. Así, los desplazamientos del rotor en las chumaceras son iguales a los desplazamientos offset de los casquillos de los cojinetes. Especificando los desplazamientos del muñón proporcionan restricciones, y las cargas de las chumaceras son obtenidas como las fuerzas requeridas para asegurar que esas restricciones son satisfechas.
- (ii) El modelo del rotor y cualquier chumacera lineal son reducidos a aquellos grados de libertad asociados con las chumaceras con capa de fluido usando reducción dinámica.
- (iii) Para una carga dada en la chumacera, la matriz de rigidez linealizada es calcula. La carga de la chumacera no es necesariamente vertical, así que los ejes para la matriz de rigidez deben ser rotados.
- (iv) Las matrices de rigidez linealizadas de las chumaceras y la matriz de rigidez del rotor se combinan para dar la matriz completa de rigidez. El estado estable del desplazamiento del rotor es calculado a partir de la matriz de rigidez y la fuerza de gravedad.
- (v) Las cargas de la chumacera son estimadas a partir del desplazamiento relativo en las chumaceras, usando la matriz de rigidez de las chumaceras linealizada y la carga en las chumaceras es asumida inicialmente. Esta nueva estimación de la carga de la chumacera es usada en el paso (iii) y las iteraciones son desempeñadas hasta que las cargas de la chumacera estimadas convergen.

- (vi) Después de converger, la transformación reducida es usada para expandir los desplazamientos a la línea del eje completa.

Aunque este procedimiento converge si la estimación inicial es cercana a la solución, frecuentemente se requieren estrategias para obtener la convergencia a partir de la estimación inicial que está muy lejos de la solución. Una de esas estrategias es la reducción del tamaño del paso en las iteraciones iniciales. El uso de la matriz de rigidez linealizada es equivalente al enfoque Newton – Raphson (Lindfield y Penny, 2000) a la optimización [51].

3.4 Desbalance

Es la causa más común de vibración en las máquinas rotatorias. Su detección mediante el empleo del análisis de señales es posible, ya que se manifiesta a la frecuencia fundamental de rotación de la máquina. Se recomienda medir en la dirección axial y radial. En la dirección radial su amplitud es aproximadamente dos veces mayor que en la dirección axial.

La mayoría de los propulsores principales experimentan problemas vibratorios debido al desequilibrio inherente en los motores. El desequilibrio puede deberse al diseño defectuoso o a una fabricación deficiente. Las ruedas de algunas locomotoras pueden alzarse más de un centímetro de la vía a altas velocidades debido al desequilibrio [3].

Se dice que una pieza se encuentra desbalanceada cuando su centro de masa (centro de gravedad) no coincide con su centro geométrico. Esta condición es causada por una distribución desigual del peso del rotor alrededor de su centro geométrico.

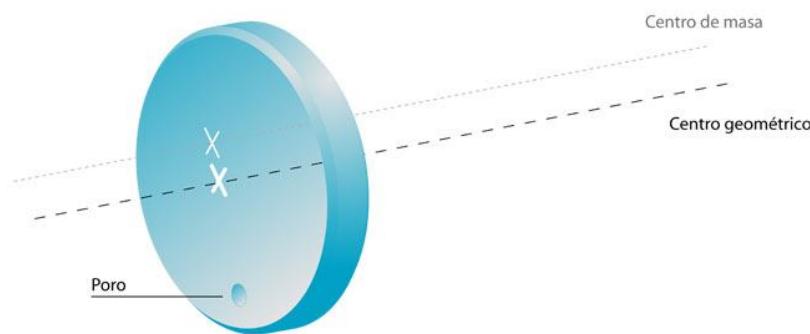


Figura 3-11 Pieza fundida con desbalance intrínseco

El desbalance es una de las causas más frecuentes de vibración en la maquinaria rotativa (aproximadamente el 50% de los casos) [11]. Suponiendo que una pieza que ha sido fundida, por lo tanto, tiene uno o varios poros. En este caso, el centro geométrico de la pieza no coincide con el centro de masa, por lo cual, la pieza se encontrará inherentemente desbalanceada. En muchos casos, los indicativos para un desbalance son:

1. La frecuencia de vibración se manifiesta a 1X las rpm del equipo desbalanceado.
2. La amplitud es proporcional a la cantidad de desbalance.
3. La amplitud es normalmente mayor en el sentido de medición radial que el axial.*
4. La amplitud de la vibración es mayor en sentido horizontal que vertical (equipos horizontales).
5. El análisis de fase indica lecturas de fase estables.
6. La fase se desplazará 90° si se desplaza el captador 90°.

*Nota (excepción): el desbalance de un rotor saliente a menudo tiene como resultado una gran amplitud de la vibración en sentido axial, al mismo tiempo que en sentido radial [43].

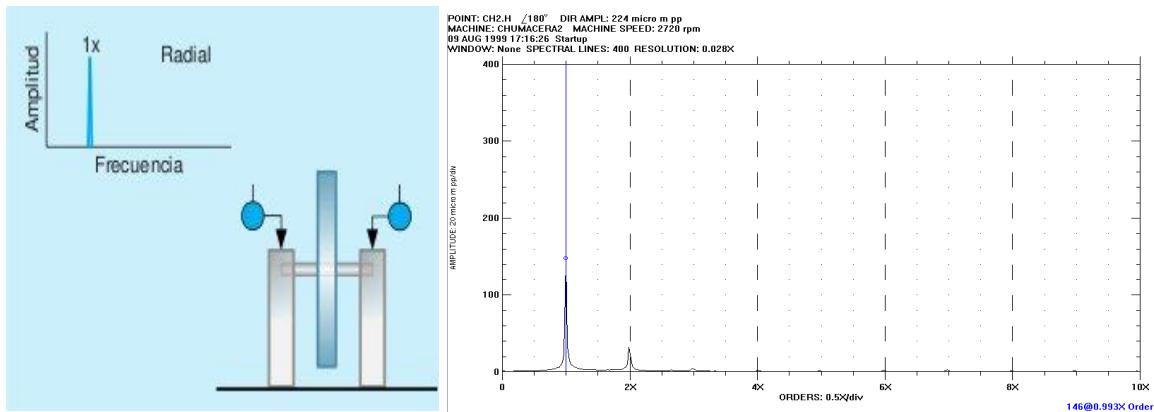


Figura 3-12 Espectro Típico de Desbalance

La Figura 3-13 muestra la simulación de un oscilograma de dos señales de vibración de 60 Hz. (3600 RPM) y una señal generada por un circuito tacométrico y la Figura 3-14 muestra la órbita generada. En este caso, la forma es elíptica y es típica de desbalance. La inclinación de la órbita es debida a que la diferencia angular entre las señales no es de 90° (en este caso es de 120°) y la característica elíptica es originada por la diferencia entre las amplitudes: La señal horizontal es mayor.

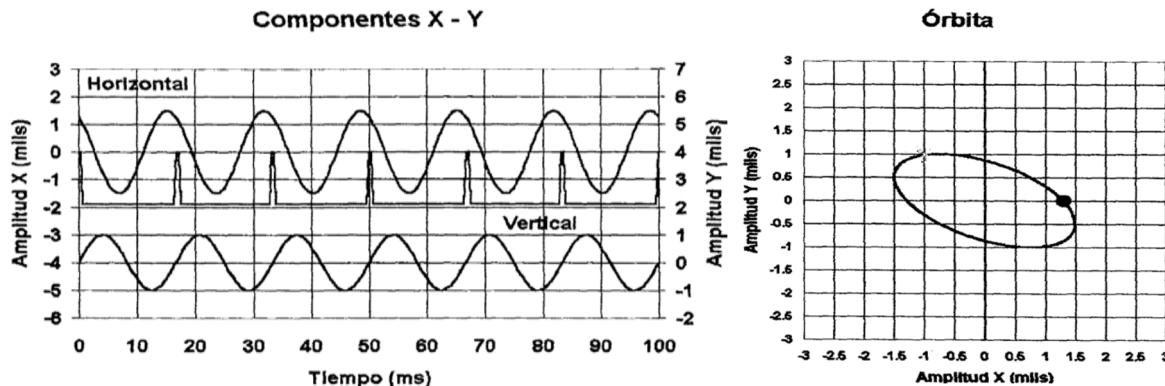


Figura 3-13 Simulación Desbalance

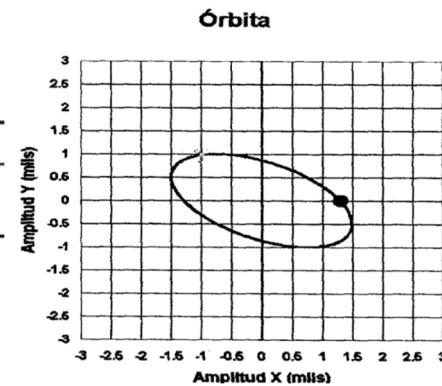


Figura 3-14 Órbita típica de Desbalance

El trazo orbital muestra un punto que representa la ocurrencia del pulso tacometrónico. Como solamente se muestra un punto, se puede concluir que el trazo corresponde a una revolución de la flecha. En realidad, se han graficado 6 períodos. En un osciloscopio análogo el trazo puede presentar “brincoteo” (jitter) debido a las pequeñas diferencias entre ciclo y ciclo de una señal real. Si se sigue el desarrollo de las senoides de la Figura 3-9, se comprueba que el giro del trazo orbital es antihorario [44].

3.2.1 Causas de Desbalance

Un cierto grado de desbalance en cualquier tipo de máquina rotativa es inevitable. Los diseñadores de máquinas las especifican con tolerancias de diseño, maquinado y ensamblaje, tales tolerancias pueden producir algún tipo de desequilibrio o desbalance. Adicionalmente, se puede presentar desbalance debido a pequeñas variaciones dentro de la composición metalúrgica del rotor (inclusiones, poros, etc.). Aun cuando la mayoría de los motores son balanceados por el fabricante después del proceso de manufactura y antes de ser utilizados cuando ya están armados en sus respectivas máquinas. El paso del tiempo y ciertas condiciones en el proceso de montaje, inciden en que la máquina vibre y que sus componentes deban ser re-equilibrados [21]. A continuación se enlistan algunos causantes del desbalance en ejes:

- Ensamblaje incorrecto
- Depósito de material
- Desgaste
- Piezas rotas o faltantes
- Flexión de ejes [11].

3.2.2 Tipos de Desbalance

Desbalance Estático

El desbalance de fuerza, mejor conocido como "desbalance estático", es una condición en la que la línea central de la masa es desplazada en forma paralela de la línea central del eje, como se observa en la Figura 3-15:

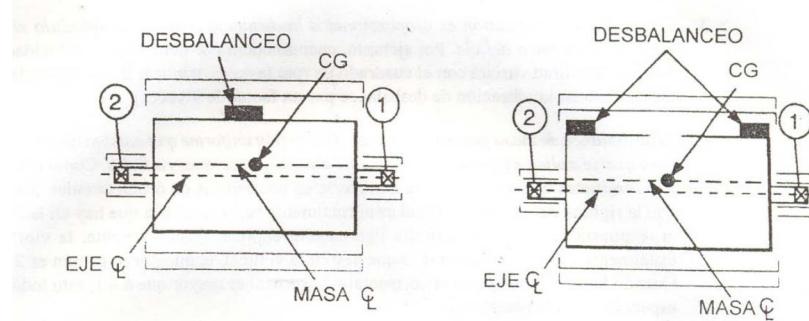


Figura 3-15 Muestra el desbalance estático en uno y dos planos

Este es el clásico tipo de desbalance que durante años se ha corregido colocando un rotor sobre aristas o dentro de sus cojinetes y dejándolo "rodar hasta el fondo". Esto es, cuando se deja girar libremente el ventilador, si el punto de peso es desplazado en forma angular desde el fondo, tenderá a rodar hacia la parte más pesada y, en el mejor de los casos, concluirá en la posición del punto pesado, en el supuesto de que el rotor estuviera lo suficientemente libre para girar dentro de sus cojinetes. La supuesta corrección de este desbalance de fuerza se realizaba colocando un peso en el lado opuesto a ese punto (a 180°) [44].

Desbalance Tipo Par

El desbalance tipo par es una condición en la que el eje de la línea central de la masa intersecta el eje de la línea central del eje en el centro de gravedad del rotor, como se observa en la Figura 3-11. Aquí se crea un par entre puntos de concentración de peso, iguales (o diferentes) en cada extremo del rotor, pero a 180° uno frente del otro. Un desbalance de par considerable puede introducir una inestabilidad severa en el rotor y provocar un movimiento de vaivén (como un "sube y baja"). En el desbalance tipo par puro (los dos excesos de peso igual y opuestos), el rotor está estáticamente balanceado, y no rodará hacia el fondo cuando se le coloque en aristas. Con todo, este rotor también generará una vibración considerable a 1X

rpm estando en operación. Un verdadero desbalance tipo par en ocasiones puede generar una elevada vibración axial.

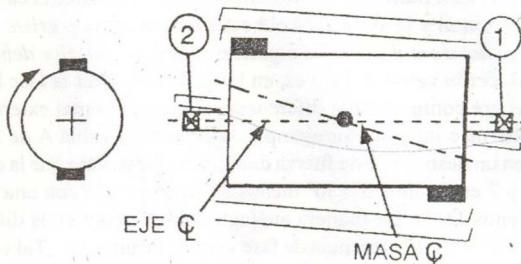


Figura 3-16 Muestra del desbalance tipo par

Desbalance Tipo Dinámico

El desbalance dinámico es, con mucho, el tipo de desbalance más común si se le compara con cualquiera de los desbalances puros de fuerza o par, y se le define como "aquella condición en la que la línea central de la masa no intersecta ni es paralela al eje de la línea central de la flecha" como se muestra en la Figura 3-17.

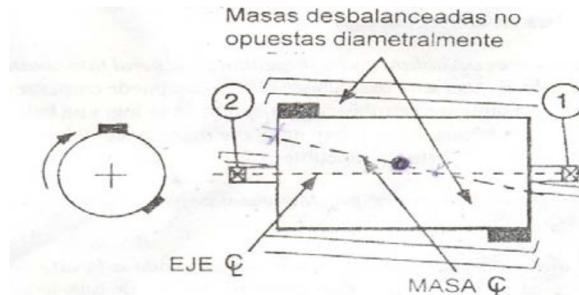


Figura 3-17 Desbalance tipo dinámico (Combinación estático y par)

En esencia, el desbalance dinámico es una combinación de los desbalances de fuerza y de par. Requiere corrección en por lo menos dos planos perpendiculares al eje de la línea central de la flecha. El desbalance dinámico genera vibración elevada a 1X rpm [44].

Dinámica de Rotores Desbalanceados

Considerando un rotor simplificado como el de la Figura 3-18, cuya flecha flexible está apoyada en los extremos sin que se le permita movimiento oscilatorio en esos puntos. El disco que se encuentra en el centro de la flecha tiene su masa concentrada en su centro de masas C_m . (Figura 3-18); el centro de masa C_m se encuentra a una cierta distancia

(excentricidad) del centro de radios o centro geométrico del disco Cr. La distancia entre Cr y el centro de los apoyos Ca, es la amplitud Xo de la vibración, es decir la flecha girará formando un arco de amplitud máxima constante Xo.

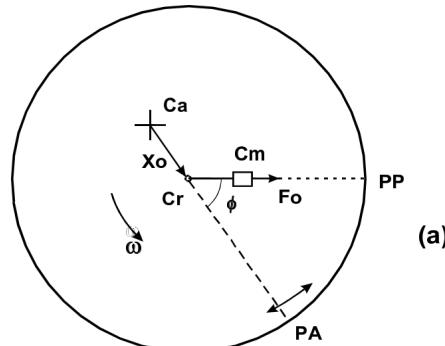


Figura 3-18 Rotor Simplificado con Desbalance

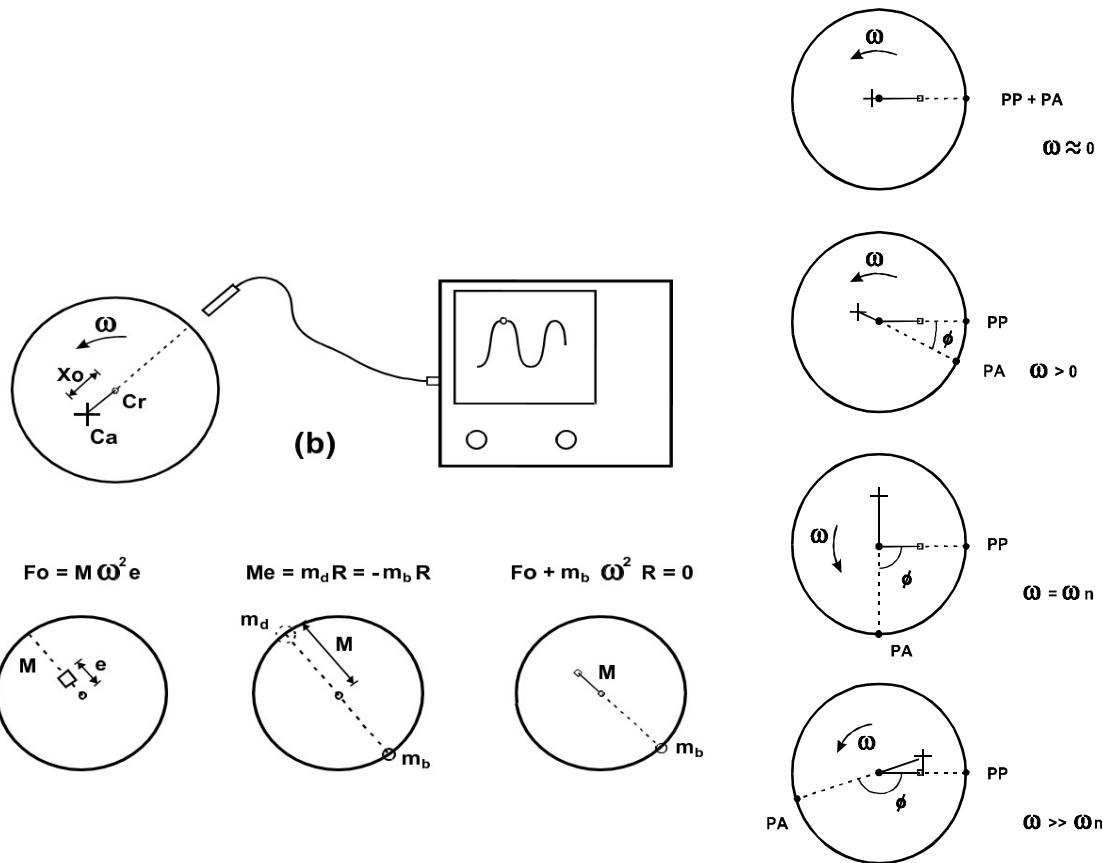


Figura 3-19 Identificación del Desbalance

Figura 3-20 Ubicación Punto Alto y Punto Pesado

En la práctica, la ubicación en términos de fase de la amplitud X_0 y de la fuerza de excitación o de desbalance F_0 , se identifica a través de los conceptos del punto alto y punto pesado respectivamente. La posición relativa de punto pesado y punto alto es muy importante ya que generalmente se puede saber dónde se localiza el punto alto, pero no el punto pesado; así mismo se requiere saber la localización del punto pesado para colocar los pesos de balance en la dirección opuesta (o retirar peso en la localización del punto pesado) (Figura 3-20) [43].

Modelado de Fuerzas y Momentos de Desbalance

Se examina la respuesta síncrona de las fuerzas y momentos de un rotor fuera de balance. El análisis se desarrolla en términos de un rotor rígido, pero se extiende fácilmente a rotores flexibles. Para determinar el efecto de masa fuera de balance en el rotor rígido circular mostrado en la Figura 3.5, se asume que el centro de masa del rotor es desplazado una distancia ε de la línea de centro de equilibrio del eje. Se considera el desplazamiento del centro de masa del rotor a lo largo de los ejes O_x y O_y . La Figura 3-21 muestra la posición de equilibrio, O ; la posición instantánea de la línea de centro perturbada del rotor, S ; y la posición del centro de masa del rotor, G . Notar que $|SG| = \varepsilon$. El ángulo instantáneo entre la línea SG (que representa una línea en el rotor) y el eje O_x es entonces $(\phi - \alpha)$. La distancia $|OS|$, que es calculada durante el análisis, es la amplitud de remolineo del rotor. El centro de masa del rotor se mueve u_G y v_G en la dirección x y y , respectivamente, mientras la línea de centro del rotor se desvía u y v en la dirección correspondiente en las chumaceras flexibles.

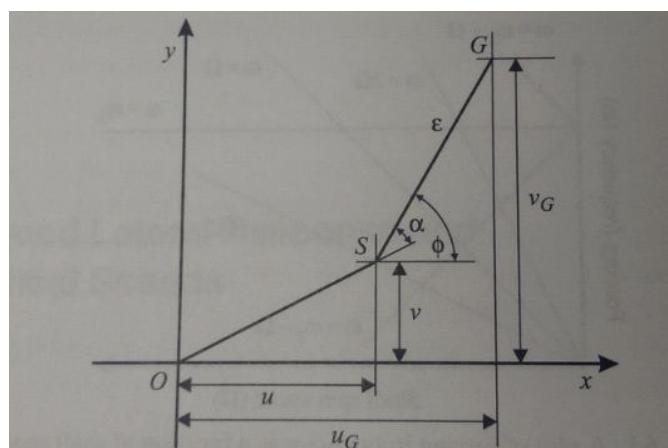


Figura 3-21 Posición de línea de centro de chumacera S y centro de masa del rotor G

Ahora, de la Figura 3-21, se muestra que:

$$\begin{aligned} u_G &= u + \varepsilon \cos \Phi \\ v_G &= v + \varepsilon \sin \Phi \end{aligned}$$

Ec. 3.30

Diferenciando esas ecuaciones dos veces con respecto al tiempo y observando que ε es constante se obtiene:

$$\begin{aligned} \ddot{u}_G &= \ddot{u} + \varepsilon(-\dot{\Phi}^2 \cos \Phi - \ddot{\Phi} \sin \Phi) \\ \ddot{v}_G &= \ddot{v} + \varepsilon(-\dot{\Phi}^2 \sin \Phi + \ddot{\Phi} \cos \Phi) \end{aligned}$$

Ec. 3.31

En la derivación de las ecuaciones previas, no se ha restringido el análisis a el caso del rotor girando con una velocidad angular constante. Si ahora se introduce esta simplificación, entonces en una rotación a velocidad constante, Ω , $\dot{\Phi} = \Omega$ y $\ddot{\Phi} = 0$, así,

$$\begin{aligned} \ddot{u}_G &= \ddot{u} - \varepsilon \Omega^2 \cos \Omega t \\ \ddot{v}_G &= \ddot{v} - \varepsilon \Omega^2 \sin \Omega t \end{aligned}$$

Ec. 3.32

La ecuación de movimiento para la vibración libre de este rotor, incluye amortiguamiento en los soportes y efectos giroscópicos, éstos son dados en la Ecuación 3.19, para el rotor considerado, el centro de masa está desplazado de la línea de centro del eje en equilibrio por una pequeña cantidad ε , y el desplazamiento del centro de masa está dado por u_G y v_G . Sin embargo, el desplazamiento de los resortes y amortiguadores (en las chumaceras) continúan en términos de u y v . Así, remplazando \ddot{u} por \ddot{u}_G y \ddot{v} por \ddot{v}_G en la Ecuación 3.19, también sustituyendo por \ddot{u}_G y \ddot{v}_G de la Ecuación 3.32 y reordenando se tiene:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c_{xT}\dot{u} + c_{xc}\dot{\psi} + k_{xT}u + k_{xc}\psi &= m\varepsilon \Omega^2 \cos \Omega t \\ m\ddot{v} + c_{yT}\dot{v} - c_{yc}\dot{\theta} + k_{yT}v - k_{yc}\theta &= m\varepsilon \Omega^2 \sin \Omega t \\ I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} - c_{yc}\dot{v} + c_{yR}\dot{\theta} - k_{yc}v + k_{yR}\theta &= 0 \\ I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + c_{xc}\dot{u} + c_{xR}\dot{\psi} + k_{xc}u + k_{xR}\psi &= 0 \end{aligned}$$

Ec. 3.33

La Ecuación 3.33 muestra que el desplazamiento lateral del centro de masa respecto a la posición de equilibrio causa fuerzas de desbalance que actúan en el sistema. Así, se puede desarrollar la ecuación de movimiento para un sistema con un disco o rotor con un offset ya sea modificando la posición del centro de masa o más directamente añadiendo fuerzas en el lado derecho de las ecuaciones de movimiento.

En la discusión previa, se imaginó que las fuerzas de desbalance surgieron porque la masa total del rotor está desplazada respecto a la línea de unión de la chumacera por una pequeña cantidad ε . Esto es mostrado en el diagrama de la derecha en la Figura 3-22. En tal caso, la fuerza de desbalance está dado por:

$$f = m\varepsilon\Omega^2$$

Ec. 3.34

Donde m es la masa total del rotor. Esta fuerza aparece en el lado derecho de la Ecuación 3.32, resuelta en dos componentes. El enfoque alternativo asume que el centro de masa del rotor original es coincidente con la línea de centro de la chumacera pero que una masa (insignificante) extra, m_0 , está fija al rotor una distancia a de la línea de centro de la chumacera. La masa añadida, m_0 , es despreciable comparada a la masa del rotor. Este modelo es mostrado en el diagrama de la izquierda en la Figura 3-22.

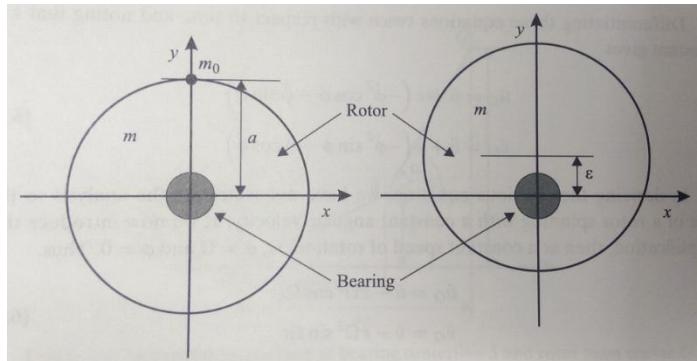


Figura 3-22 Modelos de desbalance causando fuerza lateral

La aceleración lateral de la masa m_0 es $a\Omega^2$ y la fuerza resultante es:

$$f = m_0a\Omega^2$$

Ec. 3.35

De la Ecuación 3.34 y 3.35, se ve que las fuerzas de desbalance son idénticas si:

$$m_0a = m\varepsilon$$

Ec. 3.36

Ya que m_0 es pequeña comparada con m , para fuerzas de desbalance iguales, ε es pequeña comparada con a . Hay que destacar que esos modelos son equivalentes a otro; son simplemente diferentes maneras de visualizar o representar el mismo fenómeno.

Los momentos de desbalance también pueden existir en un rotor. Se considera otra vez un rotor rígido y se supondrá que el rotor está soportado sobre chumaceras de tal manera que, a una velocidad baja, la línea de centro del rotor está relativamente sesgada a el eje de rotación por un pequeño ángulo β , como se muestra en la Figura 3-23.

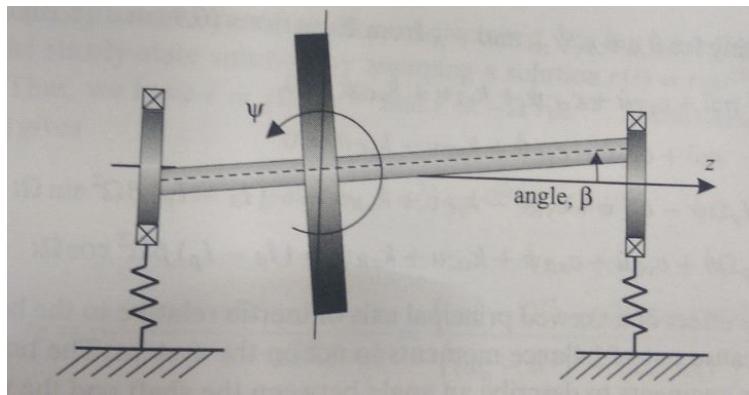


Figura 3-23 Rotor rígido con el eje principal de inercia sesgado

Así, para una velocidad de rotación constante, cuando el eje del rotor rota por θ y ψ en sentido de las manecillas del reloj sobre los ejes O_x y O_y , respectivamente, la posición angular del rotor (θ_A, ψ_A) es:

$$\begin{aligned}\theta_A &= \theta - \beta \sin \Omega t \\ \psi_A &= \psi + \beta \cos \Omega t\end{aligned}\quad \text{Ec. 3.37}$$

Así:

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_A &= \dot{\theta} - \beta \Omega \cos \Omega t \\ \dot{\psi}_A &= \dot{\psi} - \beta \Omega \sin \Omega t\end{aligned}\quad \text{Ec. 3.38}$$

Y:

$$\begin{aligned}\ddot{\theta}_A &= \ddot{\theta} + \beta \Omega^2 \sin \Omega t \\ \ddot{\psi}_A &= \ddot{\psi} - \beta \Omega^2 \cos \Omega t\end{aligned}\quad \text{Ec. 3.39}$$

Otra vez se comienza por considerar las ecuaciones de movimiento para vibración libre, la Ecuación 3.19. Cuando el rotor rígido está sesgado con respecto al eje de rotación por un pequeño ángulo, β , el desplazamiento angular del rotor está dado por θ_A y ψ_A ; sin embargo, el desplazamiento de los resortes y amortiguadores en las chumaceras, causado por los desplazamientos angulares del rotor sobre O_x y O_y , siguen siendo en términos de θ y ψ . Así,

reemplazando la aceleración angular del rotor, $\ddot{\theta}$ y $\ddot{\psi}$, por $\ddot{\theta}_A$ y $\ddot{\psi}_A$ en la Ecuación 3.19, y las velocidades en los términos giroscópicos, $\dot{\theta}$ y $\dot{\psi}$, por $\dot{\theta}_A$ y $\dot{\psi}_A$, respectivamente, se tiene:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c_{xT}\dot{u} + c_{xC}\dot{\psi}_A + k_{xT}u + k_{xC}\psi &= 0 \\ m\ddot{v} + c_{yT}\dot{v} - c_{yC}\dot{\theta}_A + k_{yT}v - k_{yC}\theta &= 0 \\ I_d\ddot{\theta}_A + I_p\Omega\dot{\psi}_A - c_{yC}\dot{v} + c_{yR}\dot{\theta}_A - k_{yC}v + k_{yR}\theta &= 0 \\ I_d\ddot{\psi}_A - I_p\Omega\dot{\theta}_A + c_{xC}\dot{u} - c_{xR}\dot{\psi}_A + k_{xC}u + k_{xR}\psi &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Sustituyendo por $\dot{\theta}_A$, $\ddot{\theta}_A$, $\dot{\psi}_A$, y $\ddot{\psi}_A$ de las Ecuaciones 3.38 y 3.39 lleva a:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c_{xT}\dot{u} + c_{xC}\dot{\psi} + k_{xT}u + k_{xC}\psi &= 0 \\ m\ddot{v} + c_{yT}\dot{v} - c_{yC}\dot{\theta} + k_{yT}v - k_{yC}\theta &= 0 \\ I_d\ddot{\theta} + I_p\Omega\dot{\psi} - c_{yC}\dot{v} + c_{yR}\dot{\theta} - k_{yC}v + k_{yR}\theta &= (I_d - I_p)\beta\Omega^2\sin\Omega t \\ I_d\ddot{\psi} - I_p\Omega\dot{\theta} + c_{xC}\dot{u} - c_{xR}\dot{\psi} + k_{xC}u + k_{xR}\psi &= (I_d - I_p)\beta\Omega^2\cos\Omega t \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Así, el efecto de un eje principal de inercia sesgado relativo a la línea de centro de la chumacera es la causa de momentos de desbalance que actúan en el sistema. El término en inglés “swash” es frecuentemente usado por los ingenieros para describir un ángulo entre el eje y el normal al disco.

Respuesta de un Rotor Jeffcott a Fuerzas de Desbalance

Las ecuaciones de movimiento para un rotor flexible simple en chumaceras rígidas mostradas son esencialmente las mismas que las ecuaciones de movimiento para un rotor rígido en chumaceras flexibles, sólo la derivación y origen de los coeficientes de rigidez es diferente. En el caso del rotor rígido, las deflexiones ocurren en las chumaceras; mientras que, en un rotor flexible en chumaceras rígidas, es el rotor el que se deforma. Debido a la gran similitud entre los dos sistemas, se puede afirmar que la Ecuación 3.42 describe el movimiento de un rotor Jeffcott excitado por fuerzas de desbalance.

$$\ddot{r} + 2\zeta\omega_n\dot{r} + \omega_n^2r = \varepsilon\Omega^2e^{j\Omega t} \quad \text{Ec. 3.42}$$

Donde $\omega_n = \sqrt{k_T/m}$ y $\zeta = c_T/(2m\omega_n)$ y $\ddot{r} = -\Omega^2r_0e^{j\Omega t}$. La solución de esta ecuación está dada por la Ecuación 3.43 y la Figura 3-23 muestra la respuesta del rotor a la fuerza de desbalance.

$$|r_0| = \frac{\varepsilon\Omega^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \Omega^2)^2 + (2\Omega\zeta\omega_n)^2}} \quad \text{y} \quad \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{2\Omega\zeta\omega_n}{\omega_n^2 - \Omega^2} \right)$$

Ec. 3.43

Si el disco llevado por un eje flexible, sin masa que no está en medio de la envergadura, hay una interacción entre los desplazamientos y rotaciones a lo largo y sobre los ejes O_x y O_y . Entonces, las ecuaciones gobernantes están dadas por la Ecuación 3.44

$$\begin{aligned} m\ddot{r} + c_T\dot{r} + c_C\dot{\varphi} + k_T r + k_C\varphi &= m\varepsilon\Omega^2 e^{j\Omega t} \\ I_d\ddot{\varphi} - JI_p\Omega\dot{\varphi} + c_C\dot{r} + c_R\dot{\varphi} + k_C r + k_R\varphi &= 0 \end{aligned}$$

Ec. 3.44

Y la respuesta a la fuerza de desbalance está dada por las Ecuaciones 3.45 y 3.47. Otros sistemas de rotor simple, como un rotor en voladizo, también tienen interacción entre los desplazamientos y rotaciones del disco.

$$r_0 = \frac{m\varepsilon\Omega^2}{D} \{ -(I_d - I_p)\Omega^2 + Jc_R\Omega + k_R \}$$

Ec. 3.45

Donde:

$$D = (-(I_d - I_p)\Omega^2 + Jc_R\Omega + k_R)(-m\Omega^2 + Jc_T\Omega + k_T) - (Jc_C\Omega + k_C)^2$$

Ec. 3.46

Entonces:

$$\varphi_0 = \frac{m\varepsilon\Omega^2}{D} \{ -J\Omega c_C - k_C \}$$

Ec. 3.47

Capítulo 4

Mantenimiento

4.1 Introducción de Mantenimiento

La moderna tecnología proporciona una serie de métodos que permiten una evaluación exterior de las condiciones internas de la maquinaria; sin desmontajes previos y sin afectar su funcionamiento normal. Hoy en día es conocido que el más efectivo de estos métodos es el análisis por vibraciones mecánicas. Este análisis de vibraciones, junto con otros parámetros específicos de cada máquina, constituye la base del moderno mantenimiento predictivo.

4.2 El Mantenimiento Predictivo Frente a Otros Tipos de Mantenimiento

En todas las instalaciones y plantas industriales donde existe maquinaria de producción con elementos dotados de movimiento rotativo o alternativo, se hace necesario efectuar un mantenimiento de estas máquinas para conservarlas en correcto estado de servicio y garantizar la seguridad y fiabilidad de la planta.

Este mantenimiento puede ser más o menos sofisticado, dependiendo de la naturaleza e importancia de las máquinas que se consideren, agrupadas en varios estados que van desde el más simple, hasta el más complejo. Para formarse un mejor criterio de lo que significa y aporta el mantenimiento predictivo será comparado con su antecesor: el mantenimiento preventivo [4].

4.3 Mantenimiento Preventivo Planificado

En este tipo de mantenimiento cada máquina principal, después de un determinado período de operación se somete a un desmontaje total o parcial para su inspección y en caso de que existan defectos se procede a la reparación de los mismos.



Figura 4-1 Mantenimiento en la industria

Tiene las desventajas siguientes:

- Al desmontar periódicamente ya sea parcial o totalmente; provoca una interrupción de la producción e implica también reposición de partes y piezas, es excesivamente costoso para la seguridad y fiabilidad de funcionamiento que aporta. No es menos cierto los múltiples casos conocidos por los ingenieros de planta en donde averías mayores han tenido lugar de forma súbita e inesperada al transcurrir horas de funcionamiento después de estos chequeos.
- El intervalo entre inspecciones periódicas, si bien está basado en la teoría de la fiabilidad y vida media, es difícil de definir. Si no se producen fallos durante este intervalo puede pensarse que el mismo es demasiado corto y por tanto se esté perdiendo dinero.
- A veces una máquina que operaba correctamente al ser sometida a inspección periódica puede quedar, por errores en el montaje, en peores condiciones que las iniciales, siendo así más propensa al fallo.
- Al desmontar una máquina se está evitando observar los defectos en las máquinas que únicamente pueden ser detectados durante el proceso de operación, tales como: desbalances, resonancias, desalineamientos, etc.

Analizando los puntos anteriores se concluye que este tipo de mantenimiento es inseguro, porque la necesidad de reparar solo se pone de manifiesto desmontando la máquina y revisando sus elementos; si un defecto grave no se aprecia por inspección; el daño será irremediable y la parada inminente en el proceso de producción sería imprecisa, ya que al no

existir medios que permitan determinar el estado técnico o condición de la máquina desde el exterior; se desmontarán y revisarán máquinas en perfecto estado y otras con peligro de avería y parada inminente, pueden no ser tenidas en cuenta.

4.4 Mantenimiento Predictivo

Para que esta nueva metodología, basada en la vigilancia continua sea eficaz frente a los métodos tradicionales de mantenimiento, deberá abarcar los objetivos siguientes:

1. No impedir o limitar el funcionamiento de la máquina durante su ejecución;
2. Su costo de implantación debe ser menor que el ocasionado por otro tipo de mantenimiento;
3. Debe permitir la detección de la avería en fase incipiente antes de convertirse en catastrófica, así como la identificación o diagnóstico de la causa que la origina.

Se puede afirmar que el mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas a través de la medición continua o periódica, el análisis y control de determinados parámetros y la opinión técnica de los operadores de experiencia conforman los indicadores del "estado de salud" o condición de la máquina que cumple con los objetivos anteriores. El hecho de que la condición de la máquina esté íntimamente ligada con las vibraciones que ésta produce; hace que la medición, el análisis de vibraciones, el análisis de señales y el análisis mecánico sean las herramientas básicas del mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas.

Habiendo revisado lo anterior; Se detectan las siguientes ventajas del mantenimiento predictivo sobre otros métodos de mantenimiento:

- Se aumenta la seguridad en el funcionamiento de los equipos; ya que hay una metodología que permite la vigilancia continua de las máquinas.
- Se reducen costos.

El método general de mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas tiene el objetivo final de asegurar el correcto funcionamiento de las máquinas a través de la vigilancia continua de los niveles de vibración en las mismas, siendo estos últimos, los indicadores de

su condición; y se ejecuta sin necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas. Este método considera de antemano que la empresa industrial opera con la suficiente disciplina tecnológica en su maquinaria, esto es: el usuario debe observar las instrucciones y mantenimiento del fabricante. De aquí se desprende la importancia de la conducta de buenas prácticas de operadores y demás personal técnico en la industria.

Es reemplazada la revisión periódica del mantenimiento preventivo, por la medición regular con la cual se obtiene la evolución total del funcionamiento. Las vibraciones mecánicas son un excelente indicador de estas condiciones, por esta razón el mantenimiento por condición se basa en este parámetro.

El axioma del mantenimiento por condición consiste en que las revisiones son efectuadas justamente en el momento en que las mediciones indican que son necesarias. Las mediciones regulares permiten determinar los niveles inaceptables y definir la correspondiente parada de la máquina.

4.5 Análisis de Vibraciones en Mantenimiento Predictivo

Las vibraciones son normalmente el producto de la transmisión de fuerzas lo que provoca el desgaste y/o deterioro de las máquinas. A través de determinados elementos de las mismas, una fracción de estas fuerzas es disipada hacia el exterior, por ejemplo, mediante los apoyos, uniones, etc. Lo que permite medir la vibración debida a las fuerzas excitadoras. Así, si las fuerzas de excitación se mantienen constantes dentro de ciertos límites, el nivel de vibración medido se mantiene dentro de los mismos límites proporcionalmente.



Figura 4-2 Mantenimiento Predictivo analizando Vibraciones Mecánicas

Cuando los defectos comienzan a aparecer, los procesos dinámicos de la máquina son alterados, alterándose las fuerzas que, como resultado, darán una modificación al espectro de vibración. Si se es capaz de transformar el movimiento mecánico proporcional a las fuerzas actuantes en señal eléctrica, entonces la señal de vibración contendrá la información relativa a las condiciones de funcionamiento de la máquina, que de por sí caracteriza el estado técnico de sus partes y componentes, pues cada una tiene la particularidad de vibrar a una frecuencia característica. El análisis de vibraciones y, los principios en que se basa son los siguientes:

1. Toda máquina en correcto estado de operación tiene un cierto nivel de vibraciones y ruidos, debido a los pequeños defectos de fabricación. Esto puede considerarse como el estado básico de esa máquina en su funcionamiento satisfactorio.
2. Cualquier defecto en una máquina, incluso en fase incipiente, lleva asociado un incremento en el nivel de vibración perfectamente detectable mediante la medición.
3. Cada defecto, aún en fase incipiente, lleva asociado cambios específicos en las vibraciones que produce (espectros), lo cual permite su identificación [4].

Tabla 4-1 Clasificación de Maquinaria para Monitoreo

CLASIFICACIÓN DE MAQUINARIA	CONSECUENCIA DE FALLA
A. Crítica	Si se pone fuera de servicio en forma inesperada, puede causar pérdidas significativas de producción.
B. Crítica o Propensa a Fallas	La puesta fuera de servicio en forma inesperada reduce, pero no interrumpe la producción.
C. Crítica de Respaldo	El servicio de mantenimiento menor causa inconvenientes en la producción, pero no la interrumpe; los costos de reparación justifican cierto grado de monitoreo
D. No Crítica	La producción no se verá afectada por la pérdida; los costos de reparación no justifican el monitoreo [44].

4.6 Desventajas del Análisis por Vibraciones Aplicado al Mantenimiento de las Máquinas

Sobre las desventajas que obviamente enfrentará la empresa que decida aplicar este método de trabajo se puede plantear lo siguiente. El empleo de esta técnica requiere de un mínimo

personal calificado, seleccionado entre los mismos trabajadores de la empresa, así como del empleo de equipamiento de alta tecnología; por lo que su utilización se ve limitada aparentemente, en algunos casos, por la inversión inicial. Sin embargo, al comparar los resultados que se pueden alcanzar, inclusive a corto plazo, éstos superan satisfactoriamente la inversión en estas técnicas.

De esta manera, a continuación, se relacionan las actividades que requieren inversiones iniciales:

- Investigación del equipamiento a monitorear (límites de vibración, determinación de espectros patrones, selección de puntos de medición, etc.);
- Selección y adquisición de la instrumentación;
- Formación del personal encargado de las mediciones de rutina (seleccionado de la misma planta);
- Especialización del personal ejecutivo y de ingeniería encargado de procesar las mediciones y de la toma de decisiones [4].

4.7 Justificación Económica del Mantenimiento Predictivo por Vibraciones Mecánicas

Es evidente que el criterio “ahorro” será el que mueva o decida a los ejecutivos de empresas a la realización de la inversión que supone la implantación de este método de mantenimiento. Por lo que será necesario realizar una evaluación de la rentabilidad de esta inversión.

El problema que se enfrenta para realizar esta tarea, es que para evaluar la factibilidad del nuevo método de mantenimiento es imprescindible partir de su aplicación. Una vez efectuado el cálculo en términos de costos por paradas imprevistas y costos por averías (en el procedimiento convencional de mantenimiento), se procede a la implantación del mantenimiento predictivo. La suma de costos a posteriori, correspondiente, será la mejor evaluación que se pueda realizar de la inversión. Por consiguiente, en una primera etapa es fundamental apelar a la credibilidad técnica por parte de los futuros usuarios y a la comparación o ilustración de experiencias acontecidas en otras empresas [4].

4.8 Instrucción del Personal en la Ejecución del Mantenimiento Predictivo

Son precisamente las condiciones humanas y materiales las que determinan el nivel de aplicación del mantenimiento predictivo. La línea más conveniente para poder situar al

departamento de mantenimiento a la altura de las nuevas tecnologías en cuanto a su asimilación correcta y eficiente, consiste en los pasos de instrucción siguientes:

- Calificación del personal directivo y ejecutivo, fundamentalmente;
- Formación adecuada del personal técnico especializado, que se le va a asignar esta tarea.

En lo que se refiere al primer proceso instructivo, el grado de sensibilización cada vez es mayor. En cuanto al segundo, no es menos cierto que las ventajas económicas y de seguridad que aporta el plan de mantenimiento predictivo correctamente introducido en una empresa industrial son tan grandes que justifican la presencia de por lo menos una o dos personas especializadas (según la escala de la empresa) en la medida y análisis de vibraciones: el analista de vibraciones. En este sentido, son de destacar las iniciativas adoptadas en muchos países y regiones industriales con vistas a desarrollar programas de formación y cursos adaptados a sus máquinas para lograr un entrenamiento adecuado de su personal de mantenimiento [4].

4.9 Pasos para la Aplicación del Mantenimiento Predictivo por Vibraciones Mecánicas

El programa de mantenimiento predictivo comienza con la relación de aquellas máquinas que deberán ser incluidas. La decisión de la inclusión de la máquina se fundamenta en: el grado de incidencia económico que esta tiene en el proceso de producción como consecuencia de los costos por parada o interrupción, así como por reparación. Sobre ese criterio se definen las necesidades: humanas y materiales, para cubrir los objetivos.

Una vez seleccionadas las máquinas se procede a obtener, si es posible, la siguiente información:

1. Espectros de referencia; característicos de la máquina en diferentes puntos cuando ésta funciona correctamente.
2. Historial de mantenimiento; datos del fabricante sobre causas de averías, vibraciones características; datos del explotador en estos mismos tópicos (reforzando el conocimiento en tipos de averías más frecuentes).
3. Datos técnicos específicos: r.p.m., potencia, número de álabes, cojinetes (datos geométricos característicos), reductor (número de dientes, relaciones de transmisión), etc.

4. Conocimiento de la máquina: condiciones de operación, función de la máquina en el proceso, alteración de los niveles de vibración con los cambios en las condiciones de operación (temperatura, carga, velocidad y otros), etc.
5. Codificación e identificación de las máquinas seleccionadas: la codificación deberá indicar lugar, posición, tipo de máquina, número de ellas, etc.

A continuación, para cada máquina seleccionada se le definen los aspectos siguientes:

- Puntos y direcciones de mediciones (axiales, radiales);
- Magnitud o magnitudes a medir (desplazamiento, velocidad, aceleración);
- Tipo de sensor adecuado;
- Definición del intervalo de frecuencia a medir.

Una vez se hayan cumplido los pasos anteriores, es conveniente que se ejecuten varias mediciones de pruebas que permitan:

- I. La familiarización con los espectros característicos de cada máquina;
- II. La optimización de puntos de medición y direcciones;
- III. En caso que no se hayan podido conseguir los espectros de referencia, previamente del fabricante, se procederán a obtener con la ayuda de los operadores más experimentados;
- IV. Ídem, para el caso de los niveles de amplitud de vibración total;
- V. En la medida de las posibilidades se obtendrán los cambios de espectros y amplitudes ante variaciones o desviaciones de las condiciones de operación;
- VI. Estudio de la conveniencia en el tratamiento de la información manual o computarizada, de lo que se desprende la existencia del: protocolo de mediciones de las máquinas; donde se irán clasificando y ordenando de forma cronológica los datos relativos a cada máquina junto con sus características y espectro de referencia.

La preparación del protocolo de mediciones de la máquina destinado a cada una adscripta al plan de mantenimiento predictivo, es indispensable. Dicho protocolo deberá contener como datos principales, los siguientes:

- a. Código de identificación de la máquina;
- b. Puntos y direcciones de medición (esquema de la máquina);

- c. Condiciones de operación relativas al proceso como: velocidad en el momento de la medición, temperatura del cojinete, temperatura de gases de escape, presión del fluido, etc.
- d. Espectros de referencia;
- e. Espectros obtenidos durante la aplicación del programa, es decir, espectros de frecuencia de la vibración característica de la máquina para cada punto de medición en sus correspondientes direcciones;
- f. Amplitud de la vibración total para cada punto de medición en sus correspondientes direcciones;
- g. Fecha y hora de ejecución de las mediciones;
- h. Criterios de severidad o normas iniciales aplicadas;
- i. Curvas de tendencia para las frecuencias típicas, armónicos y la amplitud de la vibración total;
- j. Intervalo de frecuencia a medir;
- k. Frecuencia de muestreo o intervalo de las mediciones.

Para cada máquina es preciso establecer los criterios de severidad, considerados, por ejemplo, de la siguiente manera:

- ALARMA - nivel de vibración severo
- PARADA - nivel de vibración no aceptable, también conocido como nivel de disparo.

En caso de no disponer de esos datos por parte del fabricante se acudirá como primera referencia de partida a las normas existentes. El conocimiento de la máquina y su correspondiente historial; éstos serán la base más segura para la redefinición de los niveles óptimos de la máquina en uso.

No existe ninguna regla que establezca cuál debe ser el intervalo entre dos mediciones consecutivas en cada máquina. Esta frecuencia de muestreo está sujeta a factores tales como:

- Importancia de la máquina en el proceso de producción;
- Características específicas de la propia máquina;
- Estabilidad de las gráficas de tendencia;
- Historial de averías, etc.

En definitiva, esta frecuencia se establece primeramente de acuerdo a estos criterios y será el proceso dinámico de optimización del programa quien defina el intervalo más adecuado para cada máquina. Sobre la base de la información que se obtenga y como síntesis para la toma de decisiones, se elaborarán los resúmenes siguientes:

- Curva de análisis de tendencia que representa la variación de la amplitud de la vibración total en el tiempo;
- Curvas de análisis de tendencia de frecuencias típicas y armónicos más significativos del espectro;
- Mapas espectrales en función de las condiciones de operación [4].

4.10 Determinación de los Niveles de Vibración

En la determinación del nivel normal de vibración para una máquina dada, los elementos que decidirán cuál debe ser el valor que se tomará como referencia son las mediciones de línea de base [40]. También como referencia deben conocerse los valores, que para estas máquinas tienen otras de su tipo, o cuáles son los valores recomendados por las Normas Internacionales sobre vibraciones mecánicas.

Las máquinas poseen características propias dadas las condiciones en que fueron construidas y montadas (su acabado superficial, rigidez, ajustes, etc.). Estas condiciones determinan un nivel vibracional característico en la misma. Si una de estas características varía, inmediatamente se reflejará en el nivel vibracional, lo que indicará que ha ocurrido una alteración en las condiciones originales de la misma. Con el análisis de tendencia se puede, además, determinar el momento de posible rotura tomando como referencia el valor máximo permisible del nivel de vibración.

El análisis de tendencia exige que las mediciones se efectúen sobre los mismos puntos de medición, manteniéndose siempre las mismas condiciones del muestreo. El análisis puede realizarse tanto sobre los valores globales de la vibración, como sobre los espectros vibracionales. En la Figura 4-3 se muestra el gráfico de tendencia de una máquina rotatoria de baja potencia. En la gráfica se ofrece una orientación sobre los criterios de severidad y donde los cambios se reportan como etapas en la evolución del nivel vibracional. El primer

incremento de nivel, que representa aproximadamente dos veces el normal, se registra como inicio de cambios. En ella comienza a desarrollarse la falla, la cual debe ser reparada, con pequeños ajustes o mantenimiento de rutina. La segunda etapa exige una mayor investigación de las causas que han originado el aumento del nivel de vibración y la tercera, donde los niveles de vibración han alcanzado valores de hasta ocho veces el valor de nivel normal, exige una acción inmediata.

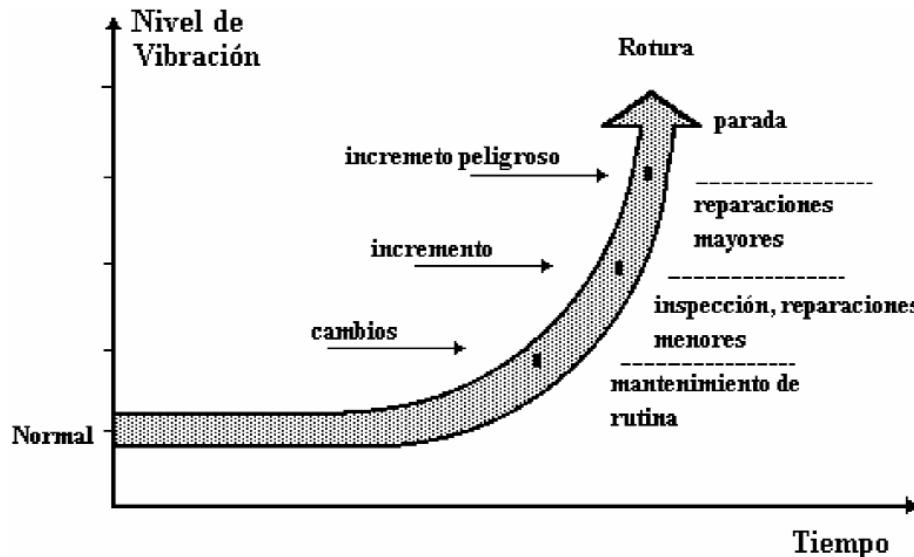


Figura 4-3 Gráfica de Tendencia de una Máquina Rotatoria

Los registros de control son elementos auxiliares de mucha ayuda, como expediente de los valores globales de niveles de vibración en la máquina. En ellos deben ser registrados periódicamente los valores medidos en los puntos seleccionados y todas las incidencias ocurridas durante las mediciones. Un ejemplo se muestra en la Tabla 4-2

Tabla 4-2 Carta de Control

Carta de Control								
Tipo de Máquina:								
Área:								
RPM Nominal:								
Hoja no:								
Dirección	Fecha	Realizado	A	B	C	D	Observaciones	
Axial								
Vertical								
Horizontal								

El diagrama muestra un eje central rotatorio con cuatro secciones principales numeradas A, B, C y D. Sección A es un motor o volante de arranque. Sección B es un eje intermedio. Sección C es un volante de impulsión. Sección D es un eje de salida que acaba en un volante de impulsión adicional. Los puntos A, B, C y D están dispuestos longitudinalmente a lo largo del eje.

Para llevar a buen término un programa de verificación del estado técnico de las máquinas se deben tomar reglas generales que hagan reales los pronósticos. Por ejemplo, con qué velocidad aumentó la amplitud de la vibración, en cuántas veces aumentó, entre otros aspectos [4].

Evaluación de la Vibración de Máquinas por Mediciones en los Ejes Rotatorios

Las mediciones deben realizarse cuando la máquina está funcionando en estado estable y se debe realizar en o cerca de las chumaceras, para esto se tienen dos criterios de evaluación:

1. Se considera la magnitud de vibración del eje.
2. Se consideran cambios en magnitud, sin importar si crecen o decrecen [77].

Criterio I – Magnitud de vibración a tasa de velocidad bajo condiciones de operación estables

La magnitud de vibración del eje observada en cada chumacera es evaluada contra cuatro zonas de evaluación establecidas en la Figura 4-4 que fue adquirida a partir de experiencia internacional [77].

Zonas de Evaluación

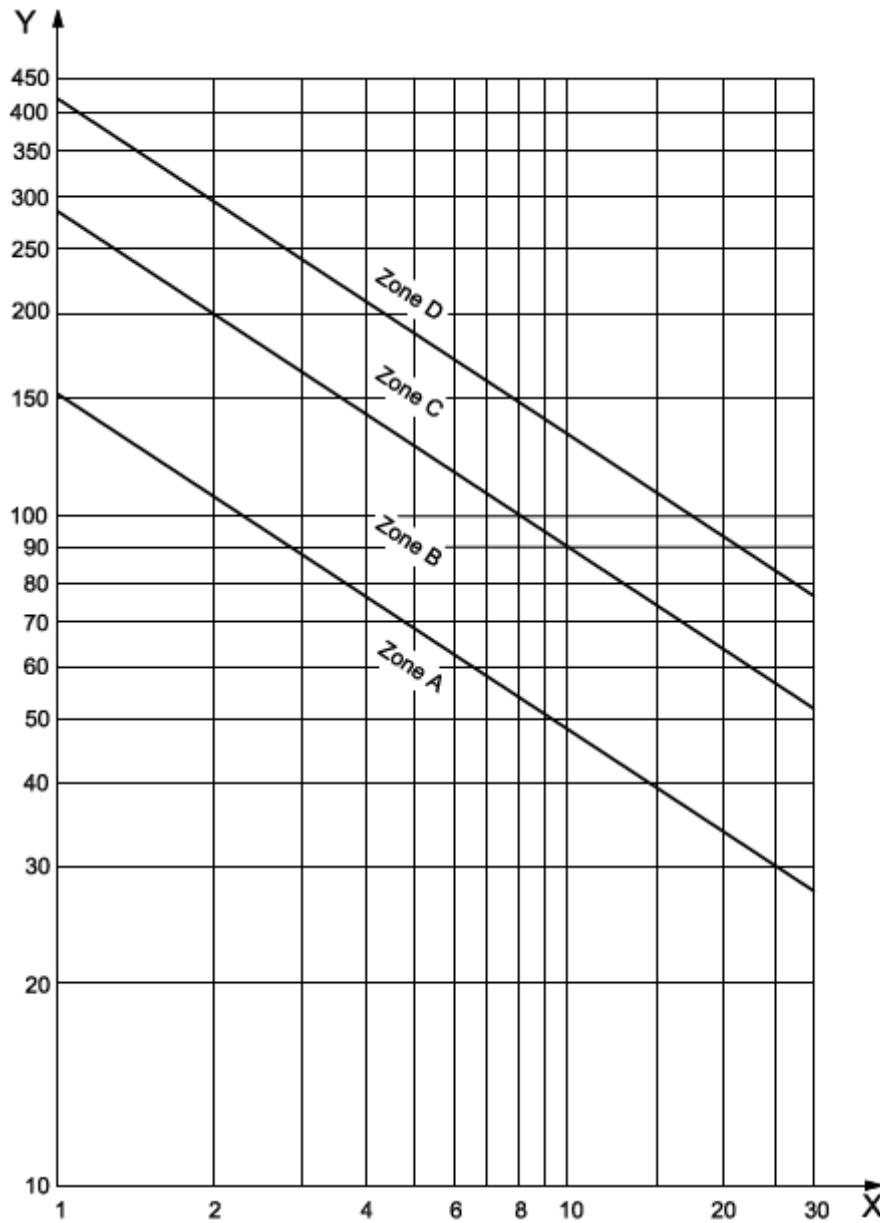
Zona A: La vibración de máquinas recién instaladas entra en esta zona.

Zona B: Las máquinas con valores de vibración en esta zona son consideradas aceptables para operar continuamente a largo plazo.

Zona C: Las máquinas con valores de vibración en esta zona son consideradas insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente, la máquina puede ser operada por un periodo límite en esta condición hasta que haya una oportunidad adecuada para una acción remediadora.

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

En la Figura 4-4 se muestran los valores recomendados para desplazamiento relativo máximo del eje como función de la velocidad máxima de servicio para máquinas industriales con cople.



Eje Y Desplazamiento pico a pico de vibración del eje, relativo a la chumacera (μm)
Eje X Velocidad de operación máxima del eje x 1000 (r/min)

Figura 4-4 Valores recomendados para desplazamiento relativo máximo

Estos valores no son criterios de aceptación, pero proporcionan una guía para asegurar que deficiencias brutas o requerimientos poco realísticos sean evitados, se permiten valores de vibración más grandes para condiciones transitorias como aceleración, desaceleración y velocidades críticas.

Criterio II – Cambio de magnitud de vibración

Un incremento o decremento de la magnitud de vibración puede requerir alguna acción incluso antes de llegar a la Zona C del criterio I, tales cambios que pueden ser instantáneos o progresivos pueden indicar que el daño ha ocurrido o ser una advertencia de una falla inminente o alguna otra irregularidad, esto si se da en condiciones de operación de estado estable. Si se excede en 25% por encima del valor límite de la Zona B, se deben tomar medidas para comprobar las razones del cambio.

Límites de Operación

Alarma: Si ocurre una situación de alarma, la operación puede continuar por un periodo mientras se llevan a cabo investigaciones para identificar la razón que llevo al cambio de vibración y definir una acción que lo remedie.

Disparo: Para especificar la magnitud de vibración más allá de la cual una mayor operación de la máquina puede causar daño a la misma. Si el límite de “Disparo” es excedido, se debe tomar acción inmediata para reducir la vibración o la máquina se debe apagar [77].

Establecimiento de Alarms

Varían dependiendo de la máquina, se recomienda que el límite de alarma sea colocado más arriba que el valor de la línea de base por una cantidad igual a 25 % de la zona límite B/C. Si la línea de base es baja, la alarma puede ser por debajo de la zona C. Después de un periodo de tiempo, el valor de la línea de base de estado estable será establecido y se establecerá una alarma que se ajuste acorde a ello [77].

Establecimiento del Disparo

Los límites de “disparo” estarán generalmente relacionados con la integridad mecánica de la máquina y serán dependientes de cualquier característica específica de diseño que haya sido introducida para permitir a la máquina resistir fuerzas dinámicas.

Los valores generalmente serán iguales en máquinas similares y no estarán normalmente relacionados con los valores de línea de base de estado estable usados para el establecimiento de “Alarms”, en general, el límite de disparo estará dentro de la Zona C o la Zona D [77].

Capítulo 5

Análisis de Vibraciones en Plataforma Experimental

5.1 Frecuencia Natural y Modos de Vibración del Eje

Para calcular la frecuencia natural del eje y observar los modos de vibración del mismo, se utilizó el programa del M. en C. Rafael García Illescas y del Dr. Julio César Gómez Mancilla que calcula las frecuencias naturales y los modos de vibración de ejes mediante un método energético, a continuación, se muestran los valores que se registraron y los resultados arrojados por el programa.

Frecuencias Naturales y Modos de Vibración de un Eje Mediante Método Energético Calculando Viga Simplemente Apoyada

Material Del Eje

- Módulo de Elasticidad (Pa), $E = <169e9>$
- Relación de Poisson = $<0.3>$
- Densidad (kg/m^3), $\text{dens} = <7860>$
- Diametro (m), (0.01 RortorKit, 0.015875 MFS, 0.0254 Eje grueso) $d = .015875$
- Longitud total (m), $L = .29$

Eje Con Un Disco

- Posición del disco (m), $xm = .13$
- ¿El disco contribuye a la rigidez del eje? $<n>$
- Masa del disco (kg), $md = 3.91$
- Diámetro (exterior) del disco 1 $dd = .16$
- Ancho del disco 1 $hd1 = .02836$
- $J_{\text{disco1 rot flex}} (Jd1) = 0.0065628 \text{ kg} * \text{m}^2$
- $I_{\text{disco1 rot tors}} (Id1) = 0.012603 \text{ kg} * \text{m}^2$
- Masa del eje, $me = 0.45 \text{ kg}$
- Centro de gravedad del eje solo (sin masas) = 0.145 m
- Centro de gravedad del eje con masas = 0.13154 m

Frecuencias Naturales (Por Formula) De Viga Integra Simple Y Sin Disco

Viga Simplemente Apoyada

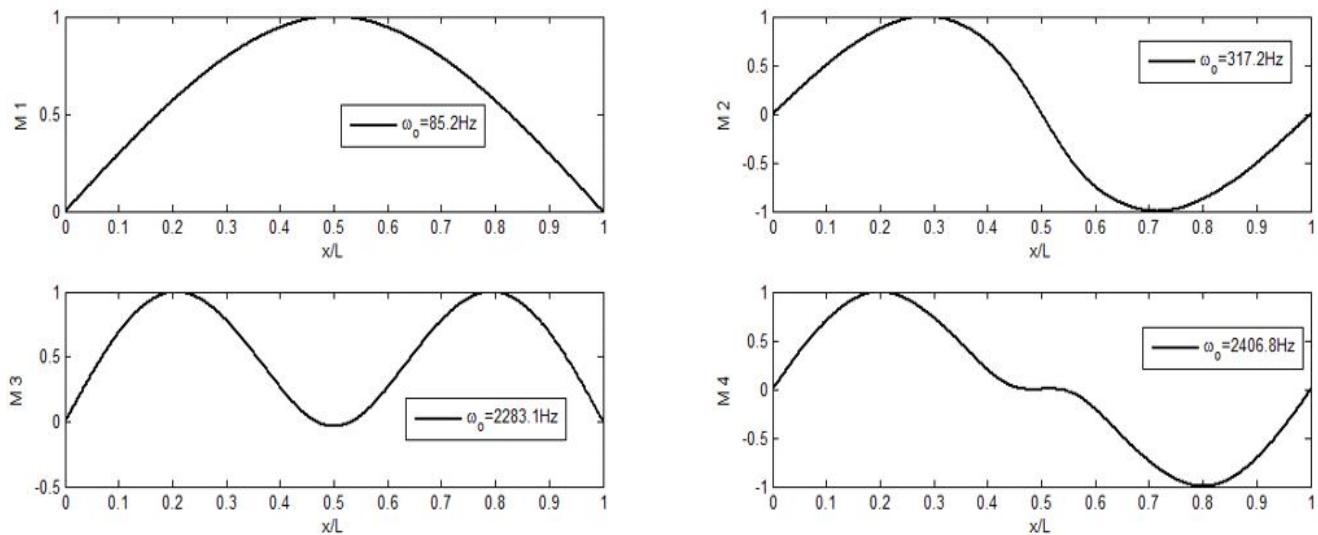


Figura 5-1 Primeros cuatro modos de vibración

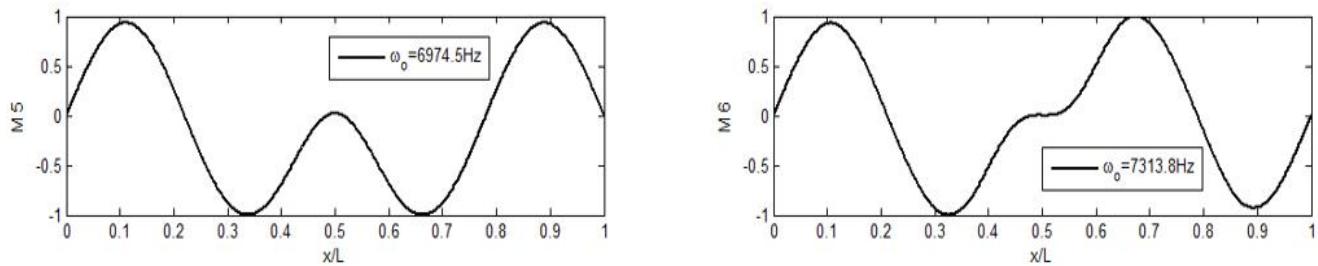


Figura 5-2 Modos de vibración cinco y seis

5.2 Equipo Utilizado en la Experimentación

Machinery Fault Simulator “Magnum”

El Machinery Fault Simulator (MFS) versión “Magnum” de Spectra Quest, Inc. Es una herramienta para estudiar señales de fallas en maquinaria comunes sin comprometer la producción ni las ganancias en las empresas. El sistema, cabe en un escritorio y pesa alrededor de 60 kg. Cada componente del sistema es maquinado con altas tolerancias de modo que puede ser operado sin conflictos de vibración significativos [73].

Es una herramienta para introducir los conceptos y metodología de mantenimiento predictivo para estudiantes de ingeniería [74]. Esta herramienta didáctica se encuentra en el Laboratorio

de Vibraciones y Rotodinámica de la SEPI ESIME Zacatenco y se usó en esta investigación para simular el desalineamiento y el desbalance.



Figura 5-3 Machinery Fault Simulator Versión “Magnum”

ADRE for Windows/DAIU

El “ADRE for Windows/DAIU” de “Bently Nevada” consiste en una unidad de interfase de adquisición de datos “208-P” y el software “ADRE for Windows”, la unidad de adquisición de datos debe estar conectada a una computadora capaz de correr el software.



Figura 5-4 Unidad de Interfaz de Adquisición de Datos 208-P

ADRE (Automated Diagnostics for Rotating Equipment), Sistema de Diagnóstico Automatizado para Equipo Rotatorio está específicamente diseñado para capturar datos de maquinaria, incorpora las características y las capacidades de oscilloscopios, analizadores de espectro, filtros e instrumentos de grabación. Cuando se usa el sistema, los datos son presentados en la pantalla, es configurable para proporcionar soporte para transductores estándar y no estándar, incluyendo transductores de señales dinámicas y estáticas, y keyphasor u otras señales de velocidad de entrada, puede desplegar gráficas de: órbitas, órbitas/timebase, timebase, X vs Y (cualquier variable vs cualquier variable), tendencia, lista

tabular, órbitas “Plus”, polar, bode, shaft centerline, full spectrum, hall spectrum, cascada y waterfall, además cuenta con ocho canales de entrada [75].



Figura 5-5 Presentación del Software ADRE® for Windows®

Cople Dynaflex® J-1211-5-2

Este es un cople flexible de una sola pieza, hecho de elastómero, está diseñado para aislar Vibración de baja frecuencia y acomodo de desalineamiento multidireccional, reduce los efectos de torques de choque transitorios, vibración torsional y ruido.

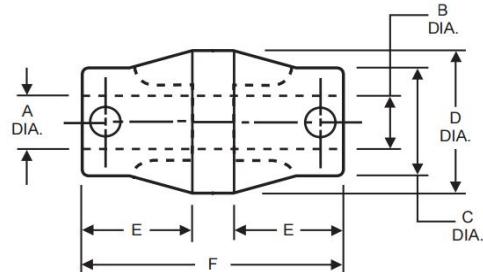


Figura 5-6 Cople Dynaflex® J-1211-5-2 y Diagrama de Dimensiones

Tabla 5-1 Dimensiones Cople Dynaflex® J-1211-5-2

Característica	Dimensión
Diámetro de Agujero A	0.625 in
Diámetro de Agujero B	0.625 in
C	1.13 in
D	1.63 in
Referencia E	1.00 in
Referencia F	2.50 in

Transductores de Desplazamiento (Proxímetros) 3300 XL NSv

Este transductor de la marca Bently™ Nevada proporciona un voltaje de salida directamente proporcional a la distancia entre la punta de la sonda y el eje, es capaz de medir estáticos (posición) y dinámicos (vibración), en este trabajo se usaron para ver la posición del eje (keyphasor) y para medir las amplitudes de vibración del eje (en la dirección horizontal, vertical y axial), los proxímetros nos dan una señal de 200mV por cada milésima de pulgada y fueron calibrados a 8V.

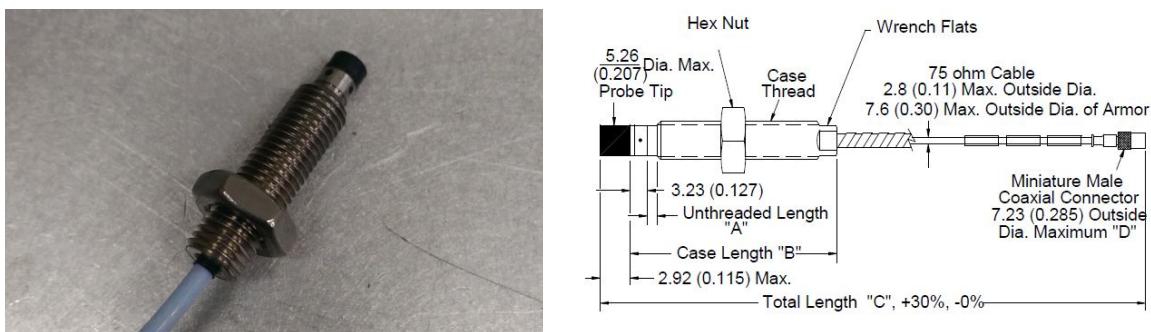


Figura 5-7 Proxímetro 3300 XL NSv y dimensiones

Motor Eléctrico Marathon™ Modelo 056T34F5306

El motor eléctrico que mueve el eje con disco de nuestro experimento es un Marathon 056T34F5306, Es de 3 HP con una flecha de salida de 0.625 in, es alimentado por Corriente Alterna. Tiene una velocidad máxima aproximada de 10000 rpm.



Figura 5-8 Motor Eléctrico Marathon™

Controlador de Velocidad del Motor Delta VFD-B

Es un sistema de impulsión del motor, con este dispositivo se controla la velocidad del motor eléctrico, nos permite hacer rampas de velocidad y permite tasas de torque constante, muestra la velocidad en Hz, así mismo permite tener el motor a una velocidad constante y hacer desaceleraciones en el mismo.



Figura 5-9 Controlador de Velocidad del Motor Delta VFD-B

RK 4 Rotor Kit Proximitor Assemby

Esta caja de montaje de proxímetros se usó en los experimentos que se realizaron como dispositivo de enlace entre los cables coaxiales masculinos miniatura de los proxímetros y los cables BNC que se conectan a la unidad de interface de adquisición de datos ADRE. Tiene cabida para cinco proxímetros.



Figura 5-10 Caja de montaje de proxímetros

RK 4 Rotor Kit Motor Speed Control

Este dispositivo proporciona energía al Rotor Kit y a la caja de montaje de proxímetros (Proximitior Assembly), en los experimentos realizados se usó únicamente para alimentar de energía a la caja de montaje de proxímetros.



Figura 5-11 RK 4 Rotor Kit Motor Speed Control

Computadora Compaq EXSD/815 P667

Se utilizó esta computadora, ya que el Software “ADRE for Windows” y el Hardware sistema de Adquisición de Datos ADRE 208-P DAIU sólo son compatibles con las computadoras de la marca Compaq con sistema operativo Windows 98, de modo que, al ejecutar el software en esta computadora, se observaron las gráficas de comportamiento de nuestro experimento.



Figura 5-12 Computadora Compaq

5.3 Plataforma Experimental

El proceso de experimentación se llevó a cabo en el Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la SEPI ESIME Zacatenco sobre la plataforma “Machinery Fault Simulator (MFS)”, de Spectra Quest, Inc. En su modelo “Magnum”, Este equipo cuenta con un controlador de velocidad y muchos otros accesorios, con los cuales se pueden tener distintas configuraciones para realizar experimentación y simular ciertas condiciones que se dan en las máquinas rotatorias reales.

En este trabajo se realizan múltiples experimentos en el MFS, con los cuales se muestra una metodología para aplicar el mantenimiento predictivo y se aplica a los malfuncionamientos de desalineamiento y desbalance. Se utilizó la plataforma “ADRE for Windows/DAIU” de Bently Nevada, que por medio de las señales adquiridas con los transductores de desplazamiento y un procesamiento de la señal; nos muestra diferentes tipos de gráficas que al ser analizadas nos serán de utilidad para poder detectar malfunciones.

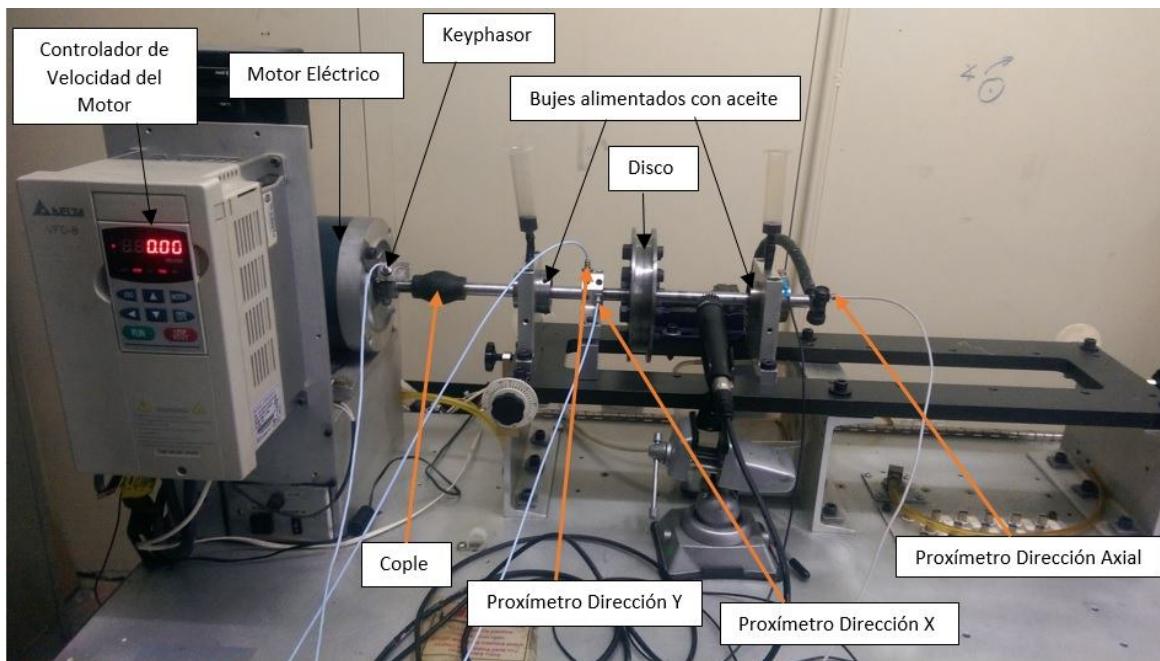


Figura 5-13 Machinery Fault Simulator configurado para experimentación

En la Figura 5-13 se observa una fotografía de la configuración que se realizó para la experimentación, en donde se observan los proxímetros que miden el desplazamiento radial

del eje en la dirección X y Y para poder generar las gráficas que nos exigen tener sensores a 45° de posición y el proxímetro en la dirección axial que sirvió para medir los desplazamientos en esa dirección y según sea el caso, revelará ciertas malfunciones.

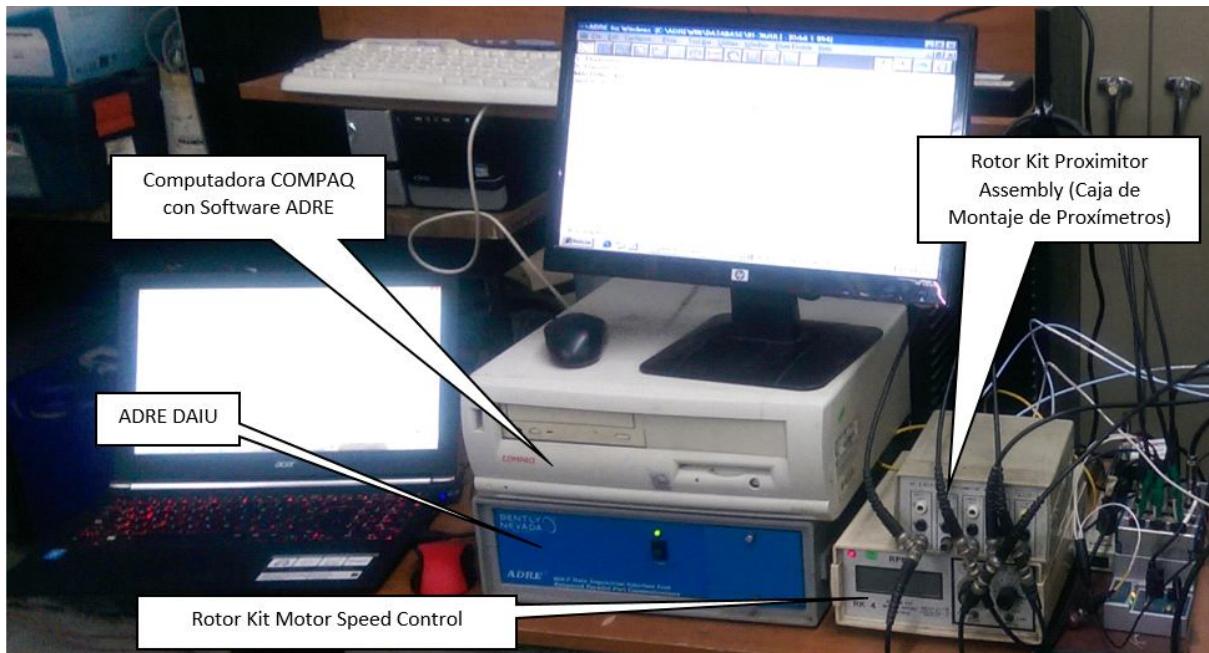


Figura 5-14 Computadora con software ADRE y sistema de Adquisición de Datos ADRE

En la Figura 5-14 se muestra el sistema de adquisición de Datos ADRE y la computadora Compaq con software ADRE. Los transductores de desplazamiento (proxímetros) se conectan a la Caja de Montaje de Proxímetros y ésta es a su vez alimentada de corriente por el “Rotor Kit Motor Speed Control”.

Los cables coaxiales masculinos miniatura fueron conectados a la parte de atrás de la Caja de montaje de proxímetros y por la parte de adelante se midió con el multímetro que los proxímetros estuvieran calibrados a 8 V y se conectaron cables BNC para llevar los datos adquiridos con los proxímetros hacia al sistema de adquisición de datos ADRE y éste se conectó a la computadora Compaq.

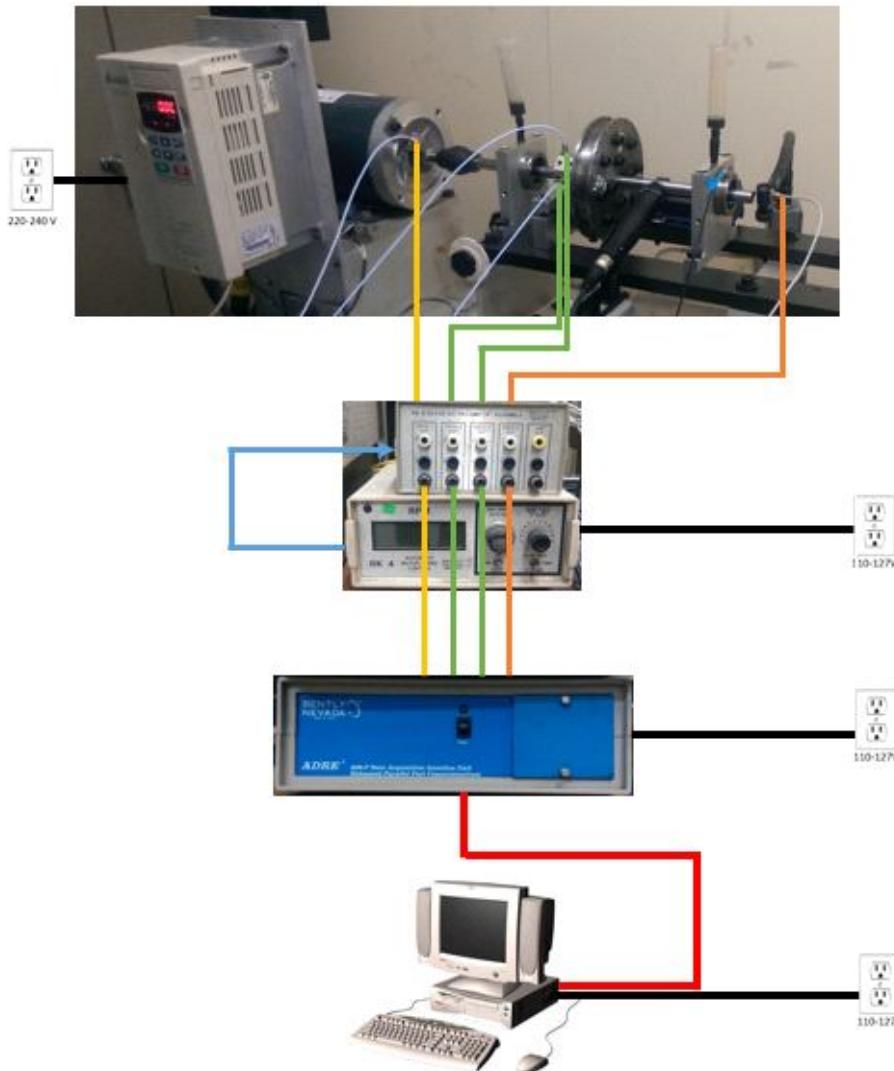


Figura 5-15 Diagrama de Instrumentación

La computadora Compaq por medio del Software “ADRE for Windows” muestra las señales adquiridas por los proxímetros y tratadas por el sistema de adquisición de datos “ADRE” para proyectar la información procesada en el monitor de la computadora Compaq. En la Figura 5-15 se muestra el diagrama de instrumentación que junto con la Tabla 5-2 describen las conexiones que se realizaron.

Tabla 5-2 Leyenda de líneas de Diagrama de Instrumentación

Color	Tipo de Cable
Yellow	Cable de Datos de Keyphasor
Green	Cable de Datos de Proxímetros Radiales
Orange	Cable de Datos de Proxímetro Axial
Blue	Cable de Alimentación de Corriente
Red	Cable de Datos ADRE a Computadora
Black	Cables de Alimentación CA

En la Figura 5-16 se muestra la ubicación de ciertos elementos de la configuración del MFS tales como el motor, cople, disco y Bujes.

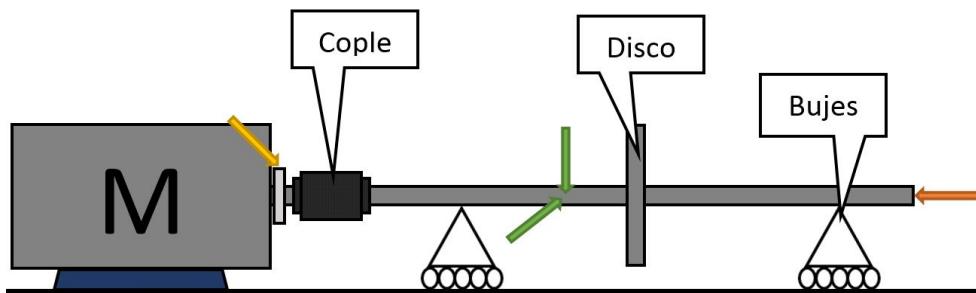


Figura 5-16 Diagrama de Experimento

La Figura 5-16 muestra también como fue la ubicación de los sensores de desplazamiento utilizados; sus configuraciones se describen en la Tabla 5-3.

Tabla 5-3 Configuración de Sensores

Sensor	Tipo
Yellow arrow	Keyphasor
Green arrow down	Proxímetro Dirección Vertical Y
Green arrow right	Proxímetro Dirección Horizontal X
Orange arrow left	Proxímetro Dirección Axial

En la Tabla 5-4 se enlistan algunos elementos del experimento y ciertas características de longitud y masa que se registraron en la configuración que se hizo en el MFS.

Tabla 5-4 Dimensiones y masas en experimentación

Elemento	Valor
Diámetro del Eje	15.875 mm
Diámetro del Disco	160 mm
Distancia entre Apoyos	290 mm
Longitud Eje con Disco	450 mm
Espesor del Disco	28.36 mm
Masa del Disco	3.91 kg
Masa del Eje	0.45 kg
Masa Equivalente Eje con Disco	4.135 kg

Basados en la literatura existente sobre vibraciones y mantenimiento predictivo se reconoce que el análisis espectral es una de las herramientas más útiles para verificar la salud de una máquina, ya que ésta arroja mayor información que cualquier otra gráfica de movimiento acerca del tipo de malfunción que está manifestando una máquina rotatoria.

5.4 Identificación de Desalineamiento del Eje

El desalineamiento es una malfunción que se puede detectar observando las órbitas y el espectro de vibración del sistema, sabiendo esto, se procedió a buscar pruebas de que el eje estaba desalineado, simulando que el MFS fuese una máquina en una industria y se estuviera monitoreando su vibración mientras funciona a su velocidad de operación, tal como se hace en el mantenimiento predictivo, detectando malfunciones en la máquina por medio de la identificación de determinados patrones de vibración que nos indicarán una malfunción.

Antes de realizar la alineación; se comenzaron a buscar velocidades en las que se manifestara alguno de los tipos de desalineamiento, se encontró que a la velocidad de 2158 rpm se manifestaba un desalineamiento Angular, mismo que se detectó por medio del proxímetro axial, aunque las amplitudes eran muy bajas (Figura 5-17).

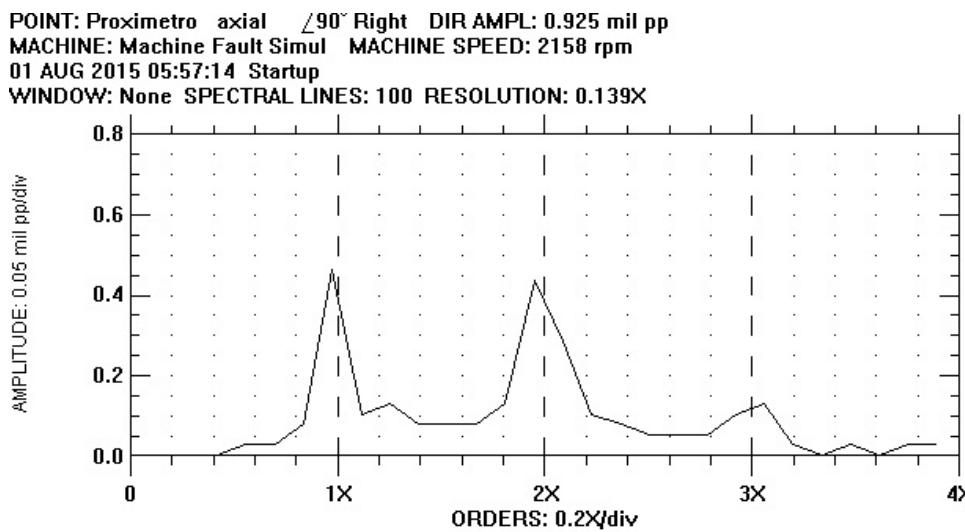


Figura 5-17 Espectro de vibración mostrando desalineamiento angular

Como se observa en la Figura 5-18, también se detectó que a la velocidad de 2158 rpm se manifestaba un desalineamiento paralelo en el proxímetro radial horizontal. Analizando la Figura 5-17 y la Figura 5-18, se detecta por tanto que hay un desalineamiento combinado, a juzgar por el valor de las amplitudes, se atenuaron las amplitudes debido al cople flexible, por lo tanto, si se estuviera en una industria, se tendría que dejar que la máquina siguiera funcionando bajo operación normal, no habría necesidad de empezar a planificar la alineación de la máquina. Ya que según la Figura 4-4; ubica la amplitud de vibración y la velocidad del eje en la zona A.

POINT: Proximetro 1[X] $\angle 0^\circ$ DIR AMPL: 1.11 mil pp
 MACHINE: Machine Fault Simul MACHINE SPEED: 2158 rpm
 01 AUG 2015 05:50:17 Startup
 WINDOW: None SPECTRAL LINES: 100 RESOLUTION: 0.139X

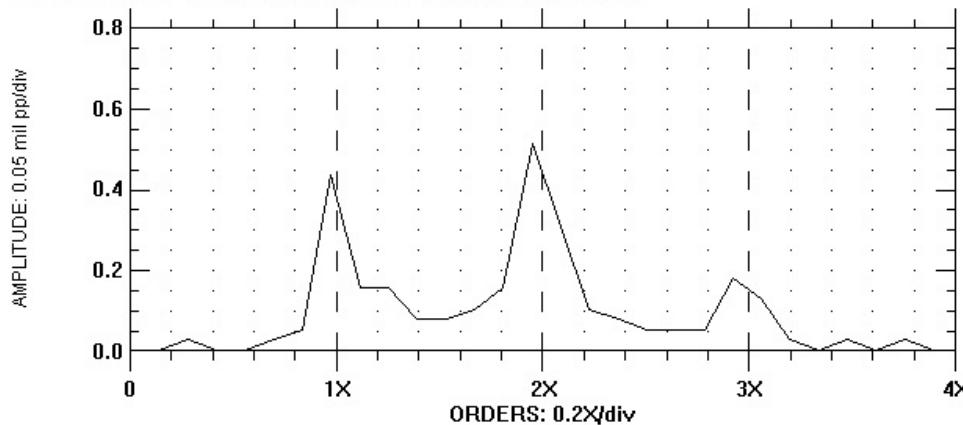


Figura 5-18 Espectro de vibración mostrando desalineamiento paralelo

Revisando las corridas también se encontraron otros síntomas de desalineamiento que se manifestaban a otras velocidades, aunque estos no fueron suficientemente claros, tal como la órbita en forma de “ocho” que se muestra en la Figura 5-19; la cuál puede ser un indicativo de desalineamiento severo.

Y: Proximetro 1[Y] $\angle 0^\circ$ DIR AMPL: 2.11 mil pp
 X: Proximetro 1[X] $\angle 90^\circ$ Right DIR AMPL: 1.64 mil pp
 MACHINE: Machine Fault Simul
 09JUL2015 02:52:54 Startup DIRECT

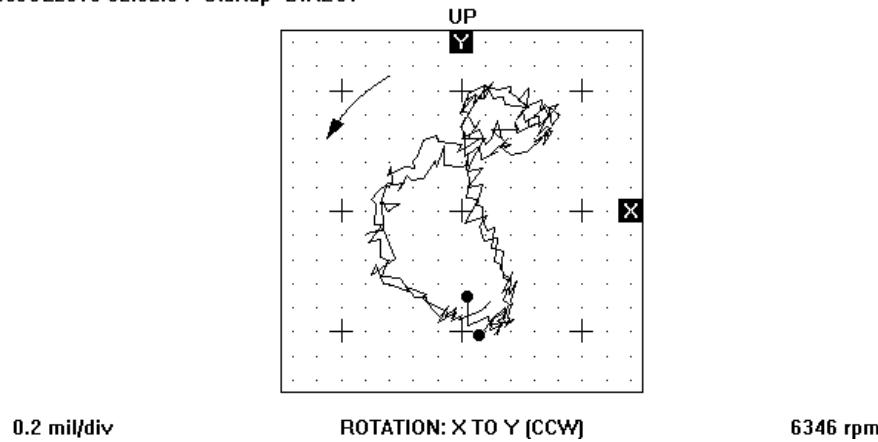


Figura 5-19 Órbita sin filtrar en forma de ocho

Los valores de velocidad y amplitud para esta órbita la ubican apenas por debajo de la Zona B de la Figura 4-4. Sin embargo, como se menciona en distintas fuentes, el tener una órbita sin filtrar puede llevar a errores de diagnóstico, si la órbita filtrada nos mostrara el “ocho” estaría indicando un desalineamiento severo, al ser sin filtrar, se debe a una perturbación transitoria.

5.5 Alineación del Sistema

Al preparar la configuración del MFS para la experimentación, se procedió a alinear el eje, el desalineamiento se corrigió, en la medida de lo permitido, con el sistema de alineación láser “Laser Alignment Systems de Mr. Shims” mismo que se muestra en la Figura 5-20.



Figura 5-20 Sistema de alineación Láser Mr. Shims

El equipo está diseñado para medir el desalineamiento entre dos ejes o flechas, por lo que un cople debe quedar entre las dos unidades, la unidad móvil y la unidad fija, como se muestra en la Figura 5-21.

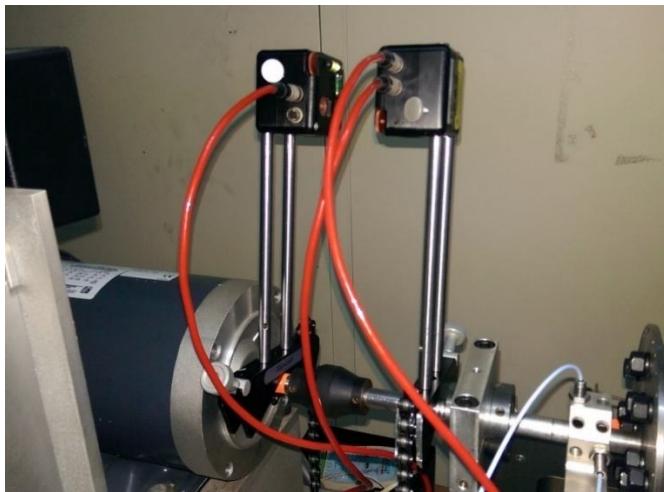


Figura 5-21 Realización de Alineamiento

Una vez que está instalado el láser, el procedimiento que se indica es el siguiente:

- I. Indicar las unidades en las que se desea trabajar.
- II. Indicar las distancias que se muestran en la Figura 5-22.

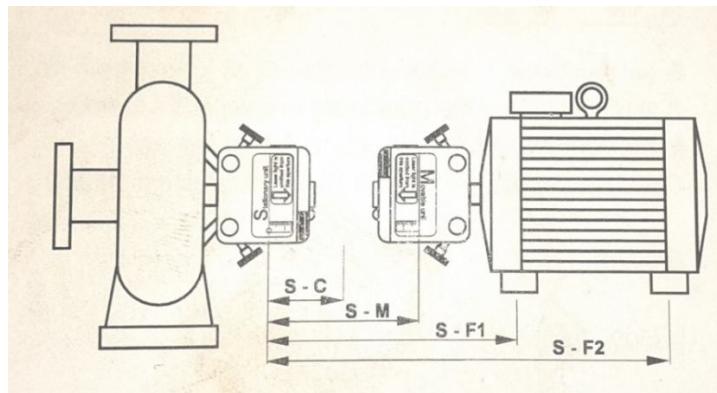


Figura 5-22 Longitudes a Indicar al Sistema de Alineación Láser

En nuestra configuración, los valores fueron los de la Tabla 5-5:

Tabla 5-5 Distancias para alineación

Distancia	Valor
S - C	80 mm
S - M	97 mm
S - F1	195 mm
S - F2	275 mm

- III. Girar el eje en tres posiciones angulares distintas como se indica en la Figura 5-23, cada posición debe tener por lo menos 40° entre ellas, pulsando el botón verde del equipo en cada una de las posiciones para registrar los valores. Vale la pena mencionar que se recomienda dar una separación de 60° entre cada posición, para mejores resultados. En nuestro caso, se realizó con una separación de 60° .

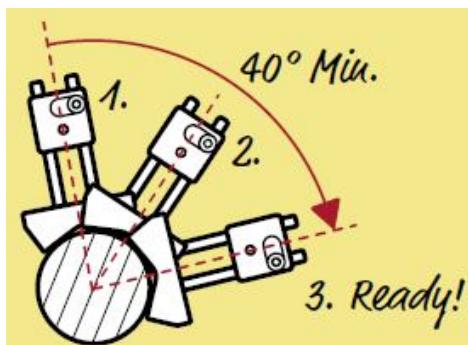


Figura 5-23 Posiciones Angulares del Alineador

- IV. Revisar los resultados en el Display y compararlos con los valores de la Tabla 5-7 para conocer el grado y tipo de desalineamiento, y así aplicar las correcciones en caso de ser necesario. En la Tabla 5-6 y la Figura 5-24 se muestran los valores que obtuvieron antes de alinear.

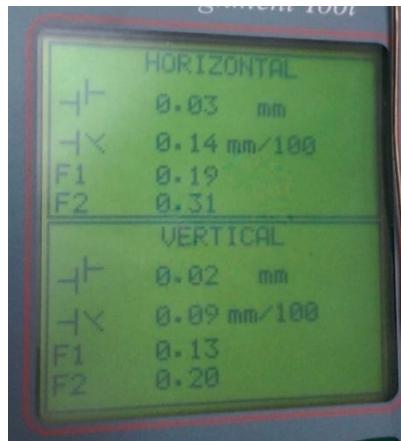


Figura 5-24 Pantalla mostrando datos antes de alinear

Tabla 5-6 Resultados antes de alinear

	Horizontal	Vertical
Desplazamiento	0.03 mm	0.02 mm
Angular	0.14 mm/100	0.09 mm/100

Los resultados se muestran indicando los valores respectivos como lo muestra de la Figura 5-25.

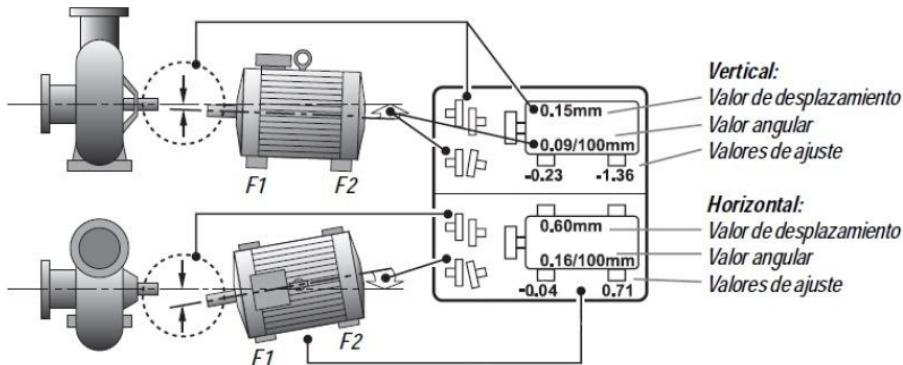


Figura 5-25 Valores mostrados en pantalla y su significado

En la Tabla 5-7 se muestran los valores de alineación adecuados para ciertas velocidades. Posteriormente se procedió a cambiar la altura del motor, nivelando la base de éste para que su eje de salida quedara alineado con el eje con disco del experimento como se muestra en la Figura 5-26. Después de alinear el eje en varias ocasiones y realizar diversas mediciones se obtuvieron los valores de alineación final que se muestran en la Tabla 5-8.

Tabla 5-7 Tolerancias de alineación de ejes

Offset	Excelente		Aceptable		
	rpm	mils	mm	mils	mm
0000-1000	3,0	0,07	5,0	0,13	
1000-2000	2,0	0,05	4,0	0,10	
2000-3000	1,5	0,03	3,0	0,07	
3000-4000	1,0	0,02	2,0	0,04	
4000-5000	0,5	0,01	1,5	0,03	
5000-6000	<0,5	<0,01	<1,5	<0,03	
Error Angular					
rpm	mils/°	mm/100	mils/°	mm/100	
0000-1000	0,6	0,06	1,0	0,10	
1000-2000	0,5	0,05	0,8	0,08	
2000-3000	0,4	0,04	0,7	0,07	
3000-4000	0,3	0,03	0,6	0,06	
4000-5000	0,2	0,02	0,5	0,05	
5000-6000	0,1	0,01	0,4	0,04	

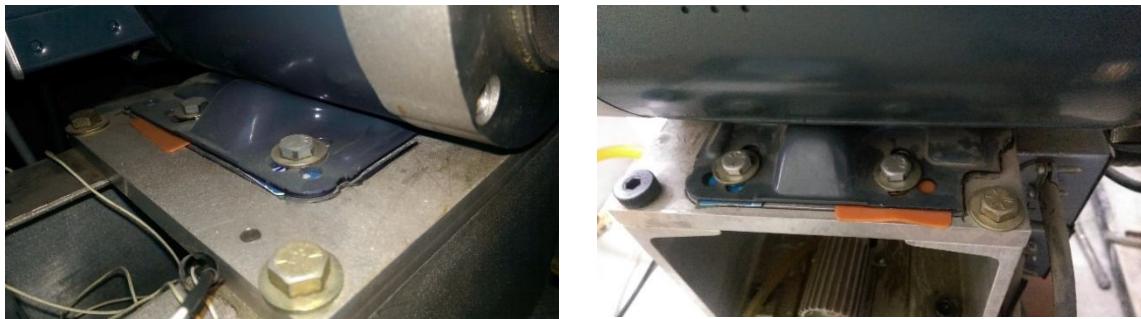


Figura 5-26 Nivelado de base del motor

Tabla 5-8 Resultados después de alinear

Desplazamiento	Horizontal		Vertical	
	0.01 mm	0.01 mm	0.01 mm	0.01 mm
Angular	0.04 mm/100		0.02 mm/100	

El desalineamiento paralelo que se obtuvo después de corregir el desalineamiento que se tenía en un principio, es bueno para llegar a velocidades entre 5000 y 6000 revoluciones por minuto. El desalineamiento angular obtenido es calificado como aceptable para que se llegue a velocidades entre 5000 y 6000 revoluciones por minuto, debido a que se utilizó un cople flexible que absorbe parte de la malfunción, es posible poder operar a velocidades superiores

a las sugeridas por la tabla de tolerancias del sistema de alineación laser. Después de haber alineado la máquina. Se procedió a revisar si se había corregido ese desalineamiento pequeño observado, por lo tanto, se alcanzó la velocidad donde se manifestaba el desalineamiento combinado y se verificó que se había corregido tal malfunción, la gráfica obtenida se muestra en la Figura 5-27.

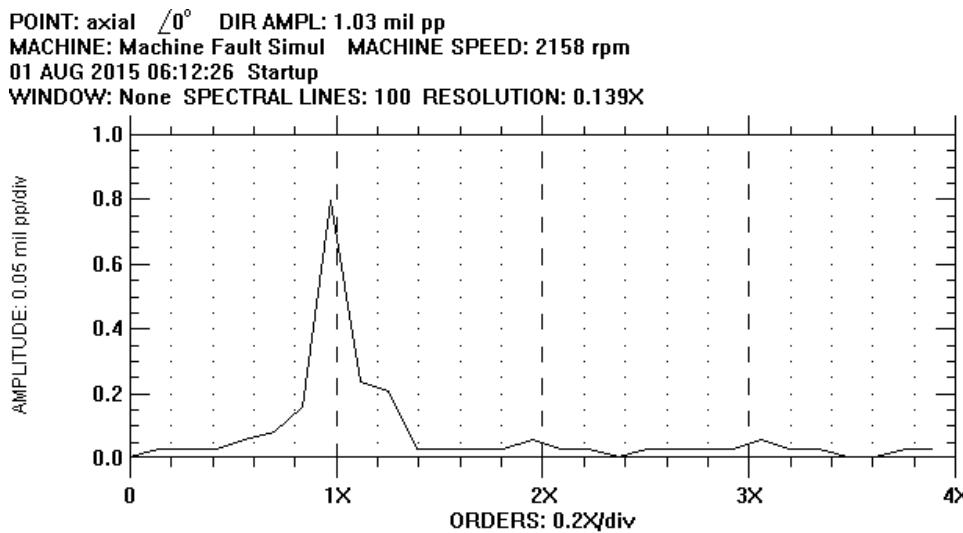


Figura 5-27 Condiciones de línea de base

De esta manera, los valores de este espectro de vibración se convertirían en los valores de referencia (Baseline conditions) de la máquina si se estuviera en la industria.

5.6 Identificación de Desbalance en el Eje

Se realizaron algunas pruebas en el MFS después de haber realizado la alineación del eje, en estas pruebas se esperaba que el eje estuviera desbalanceado, por lo cual se tenía previsto encontrar valores de amplitud altos; con la finalidad de balancear posteriormente. Se hizo una corrida en donde se obtuvieron las gráficas Bode que se muestran a continuación, en las cuales se observan los valores de amplitudes obtenidos.

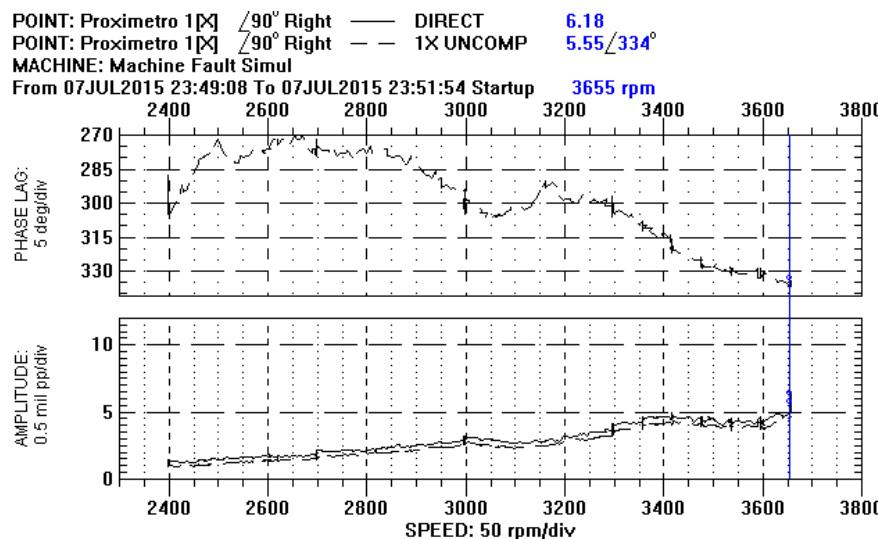


Figura 5-28 Bode de proxímetro en dirección horizontal

En la Figura 5-28 se observa el diagrama de Bode captado por el proxímetro “X” que está ubicado en la dirección radial horizontal y en la Figura 5-29 se observa el mismo diagrama para el proxímetro “Y” que está en la dirección radial vertical por encima del eje.

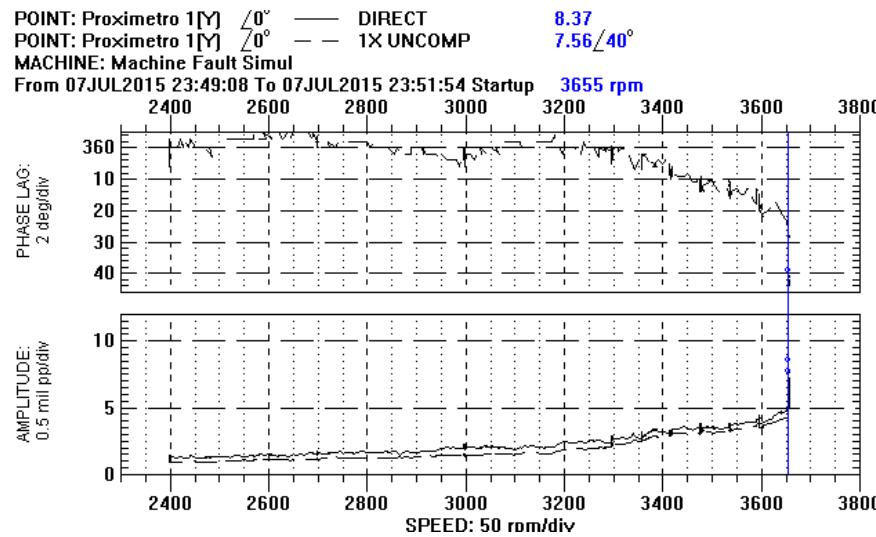


Figura 5-29 Bode de proxímetro en dirección vertical

Se llegó a valores de amplitud de vibración que podían ser peligrosos, por lo tanto, se procedió a analizar las distintas gráficas para poder tener un indicador que nos diera información acerca de la malfunción que provocaba tales valores de amplitud.

Se procedió con el análisis de espectros para identificar las malfunciones de nuestro sistema

POINT: Proximetro 1[X] $\angle 90^\circ$ Right DIR AMPL: 6.26 mil pp
MACHINE: Machine Fault Simul MACHINE SPEED: 3655 rpm
07 JUL 2015 23:51:48 Startup
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 100 RESOLUTION: 0.082X

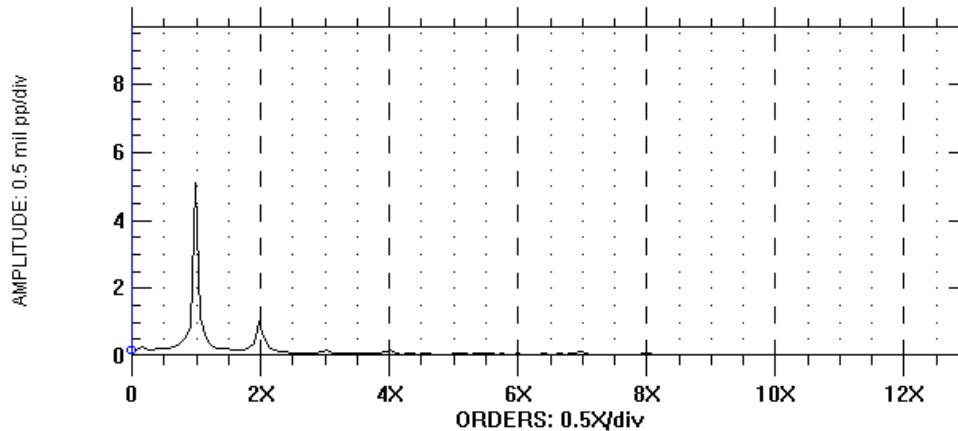


Figura 5-30 Espectro de vibración proxímetro dirección horizontal

En la Figura 5-30 se observa el diagrama de espectro de vibración que captó el proxímetro “X” que está ubicado en la dirección radial horizontal y en la Figura 5-31 se observa el mismo diagrama para el proxímetro “Y” que está en la dirección radial vertical por encima del eje. Ambos diagramas captados a la velocidad de 3655 rpm.

POINT: Proximetro 1[Y] $\angle 0^\circ$ DIR AMPL: 7.62 mil pp
MACHINE: Machine Fault Simul MACHINE SPEED: 3655 rpm
07 JUL 2015 23:51:48 Startup
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 100 RESOLUTION: 0.082X

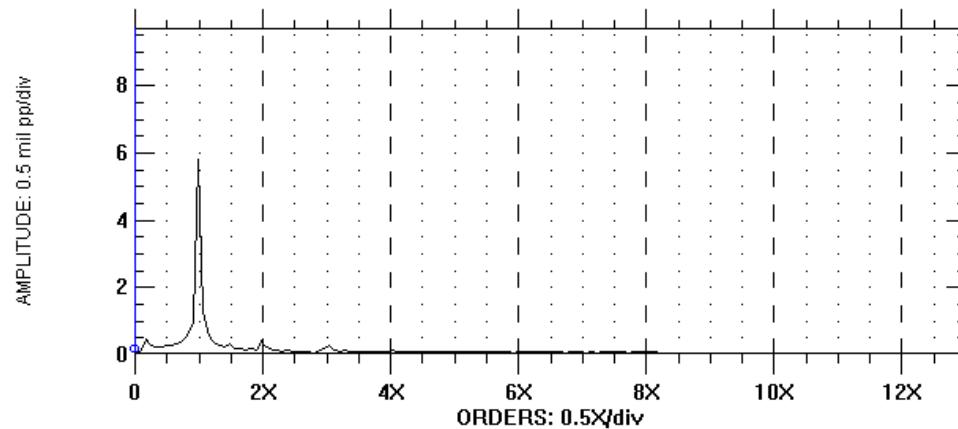


Figura 5-31 Espectro de vibración proxímetro dirección vertical

Haciendo un análisis de la Figura 5-30 y Figura 5-31 se observa que se tienen picos de amplitud altos en la componente 1X, esos picos de magnitud alta indican que el eje está desbalanceado, por lo tanto, si se estuviera en la industria, se estaría planeando una fecha para que se balanceara la máquina.

Y: Proximetro 1[Y] $\angle 0^\circ$ VECTOR: 7.56 mil pp $\angle 40^\circ$
 X: Proximetro 1[X] $\angle 90^\circ$ Right VECTOR: 5.55 mil pp $\angle 334^\circ$
 MACHINE: Machine Fault Simul
 07JUL2015 23:51:38 Startup 1X UNCOMP

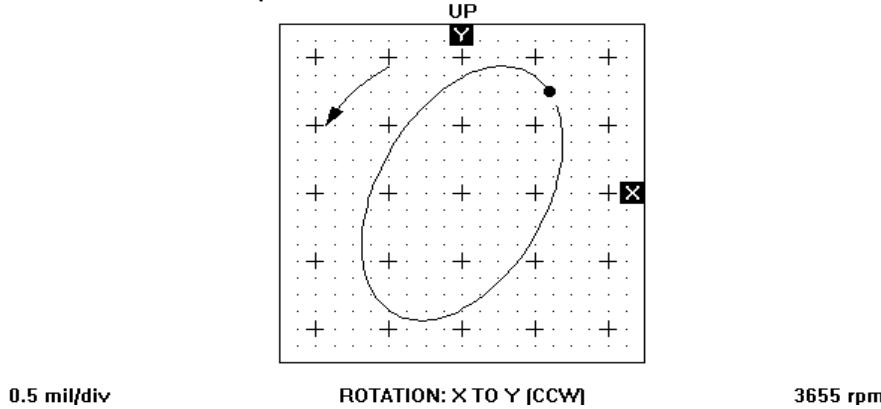


Figura 5-32 Orbita de eje típica de desbalance

En la Figura 5-32 se observa la órbita captada a la velocidad de 3655 rpm, que coincide con los espectros de vibración de la Figura 5-30 y Figura 5-31, la forma ovalada inclinada de la órbita y sus valores de amplitud de vibración refuerzan el diagnóstico de que el eje se encuentra desbalanceado.

5.7 Proceso de Balanceo

La velocidad en que las amplitudes resultaron ser de mayor magnitud fue a $3655 \text{ rpm} = 61 \text{ Hz}$ donde éstas llegaron a 7.56 milésimas de pulgada pico a pico en un ángulo de fase de 40° (Tabla 5-9). Por lo tanto, se realizó el proceso de balanceo considerando esos valores.

Tabla 5-9 Datos antes de balanceo

Sin Balancear			
Proxímetro	Velocidad	Amplitud	Fase
X	61Hz	5.55mils	334°
Y		7.56mils	40°

El proceso de balanceo indica que teniendo la vibración original $V_0 = 7.56 \text{ mil}$ y su angulo de fase $\theta_0 = 40^\circ$; se procede a colocar una masa de prueba en una ubicación de manera arbitraria del disco respecto al keyphasor, se decidió poner una masa de prueba $(m_e)_p = 0.5 \text{ gr}$ que se ubicó en donde se había marcado $\alpha_p = 90^\circ$ en el disco y entonces se procedió a realizar otra corrida, cuyos datos se muestran en la Tabla 5-10.

Tabla 5-10 Datos obtenidos con masa de prueba

Masa= 0.5 gr Ubicación= 90°							
Velocidad	Proxímetro	Amplitud	Fase	Velocidad	Proxímetro	Amplitud	Fase
55 Hz	X	3.06 mils	298°	61 Hz	X	3.87 mils	326°
	Y	2.21 mils	2°		Y	3.55 mils	19°

Se muestra la velocidad de 55 Hz porque en ésta comenzaban a crecer las amplitudes de forma gradual en el sistema. De la Tabla 5-10 se obtiene que $V_1 = 3.55$ mils y $\theta_1 = 19^\circ$. Con los datos de la Tabla 5-9 y la Tabla 5-10 se crean dos vectores, cuya resta nos hace obtener el vector V_x y su dirección θ_x . A continuación, se muestra el cálculo:

$$V_x = V_1 - V_0$$

Ec 5.1

Fuerzas en Y:

$$3.55 \sin 19^\circ - 7.56 \sin 40^\circ = -3.70$$

Fuerzas en X:

$$3.55 \cos 19^\circ - 7.56 \cos 40^\circ = -2.43$$

Valor Vector V_x :

$$V_x = \sqrt{(-3.70)^2 + (-2.43)^2} = 4.43 \text{ mils}$$

Valor del Angulo:

$$\theta_x = \tan^{-1} \left(\frac{-3.70 \text{ mils}}{-2.43 \text{ mils}} \right) = 56.68^\circ + 180^\circ = 236.68^\circ$$

Después se obtuvo el valor de la Masa de corrección (m_e)₀:

$$(m_e)_0 = (m_e)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

Ec 5.2

$$(m_e)_0 = 0.5 \text{ gr} \frac{|7.56 \text{ mils}|}{|4.43 \text{ mils}|} = 0.85 \text{ gr}$$

Se calcula el lugar en el disco donde se colocará la masa de corrección:

$$\alpha_0 = \theta_0 - \theta_x + \alpha_p$$

Ec 5.3

$$\alpha_0 = 40^\circ - 236.68^\circ + 90^\circ$$

$$\alpha_0 = 73.32^\circ$$

Por lo tanto, los tres vectores quedan dibujados como lo muestra la Figura 5-33.

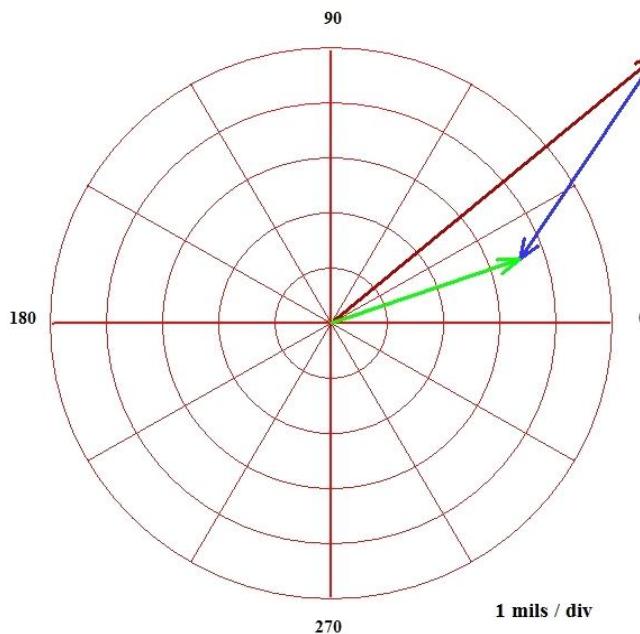


Figura 5-33 Vectores para balanceo

Tabla 5-11 Designación de Colores

Vector	Línea
V_0	—
V_1	—
V_x	—

Debido a que el disco tiene 32 agujeros dispuestos a cada 11.25° , de los cuales solo la mitad de ellos tienen rosca para introducir masas de balanceo, se decidió que la masa se colocaría en el agujero de 67.5° . Otra dificultad que se encontró, fue que no se tenían masas de 0.85 gr exactos, la más cercana a este valor fue una de 0.77 gr, la cual fue utilizada; de esta manera se da por concluido el proceso de balanceo.

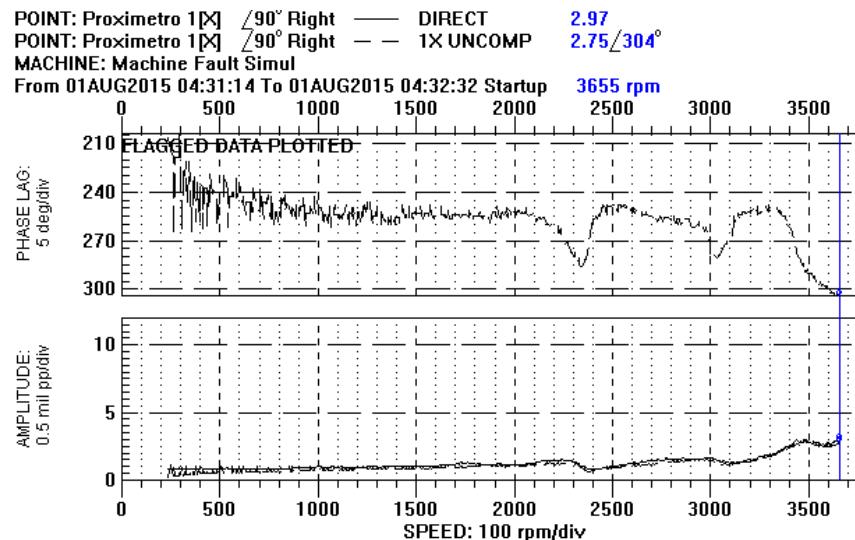


Figura 5-34 Bode de proxímetro en dirección horizontal con eje balanceado

Una vez realizado el balanceo, se realizó una corrida para ver el resultado de nuestro procedimiento. La Figura 5-34 muestra el diagrama de Bode obtenido por el proxímetro ubicado en la dirección horizontal del eje balanceado, llegando también a las 3655 rpm, se observa que disminuyeron los valores de amplitud respecto al diagrama de la Figura 5-28 en donde estaba desbalanceado el eje. En la Figura 5-35 se muestra el diagrama de Bode obtenido por el proxímetro ubicado en la dirección vertical del eje balanceado, se observa que disminuyó la magnitud de las amplitudes respecto al eje cuando aún no estaba balanceado.

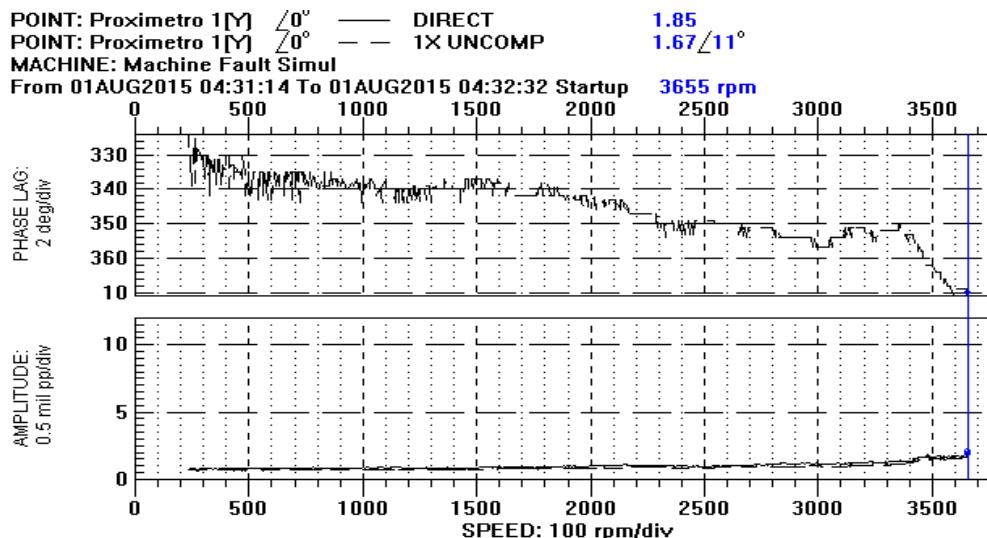
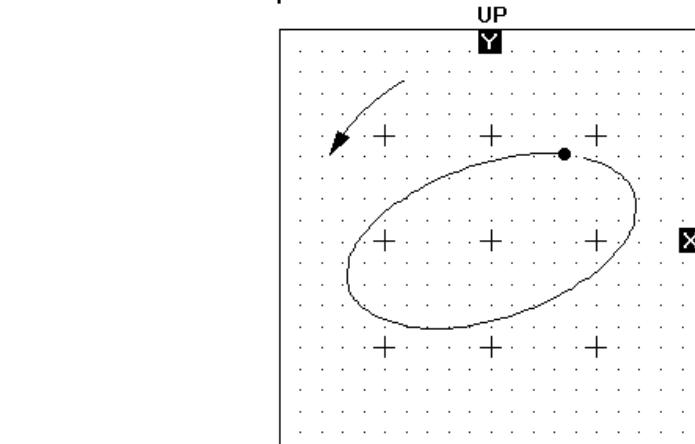


Figura 5-35 Bode de proxímetro en dirección vertical con eje balanceado

En la Figura 5-36 se observa la nueva órbita a la velocidad de 3655 rpm con el eje ya balanceado, sigue teniendo una forma ovalada pero sus amplitudes son más bajas, lo que nos indica que existe un desbalance residual que siempre está presente, Y por ende se corrigió el desbalance que provocaba grandes amplitudes anteriormente.

Y: Proxímetro 1[Y] 0° VECTOR: 1.67 mil pp/ 11°
 X: Proxímetro 1[X] 90° Right VECTOR: 2.75 mil pp/ 304°
 MACHINE: Machine Fault Simul
 01AUG2015 04:32:27 Startup 1X UNCOMP



0.2 mil/div

ROTATION: X TO Y [CCW]

3655 rpm

Figura 5-36 Orbita de rotor balanceado

Los resultados del balanceo se muestran en la Tabla 5-12.

Tabla 5-12 Datos con eje balanceado

Masa= 0.77 gr Ubicación= 67.5°							
Velocidad	Proxímetro	Amplitud	Fase	Velocidad	Proxímetro	Amplitud	Fase
55 Hz	X	1.72 mils	253°	61 Hz	X	2.75 mils	304°
	Y	1.08 mils	357°		Y	1.67 mils	11°

De este modo, si se estuviera en la industria, se establecería el disparo de la máquina en cuanto los valores entraran en la Zona D. Se decidió aumentar la velocidad del eje y observar en qué velocidad empezaban a crecer las amplitudes, para determinar el rango en el que era seguro operar el sistema. La Figura 5-37 y La Figura 5-38 muestran los diagramas Bode de los proxímetros en la dirección horizontal y vertical de la prueba.

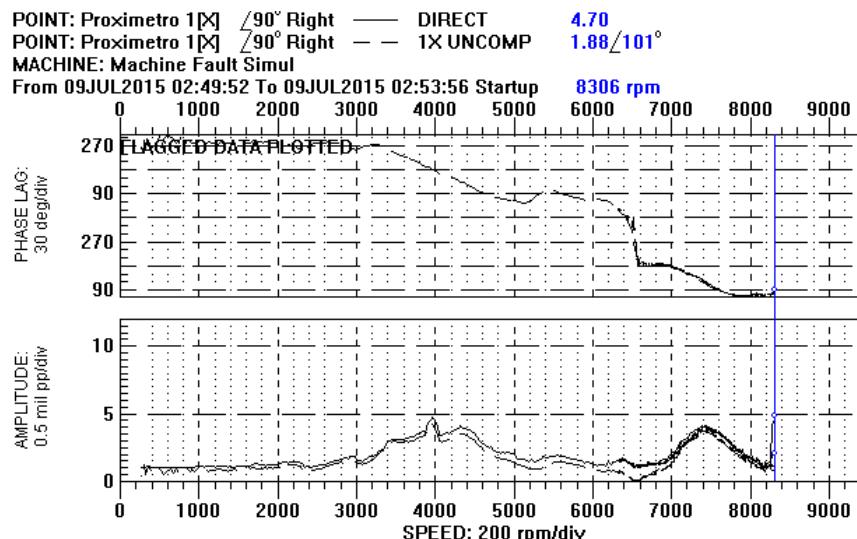


Figura 5-37 Diagrama Bode eje alineado y balanceado 8306 rpm dirección horizontal

Se observa que el valor de amplitud y velocidad de la Figura 5-37 entraban en la Zona C de la Figura 4-4 y la Figura 5-38 estaba casi entrando en la Zona D, lo que hubiera significado un riesgo tanto para la máquina como para los operadores.

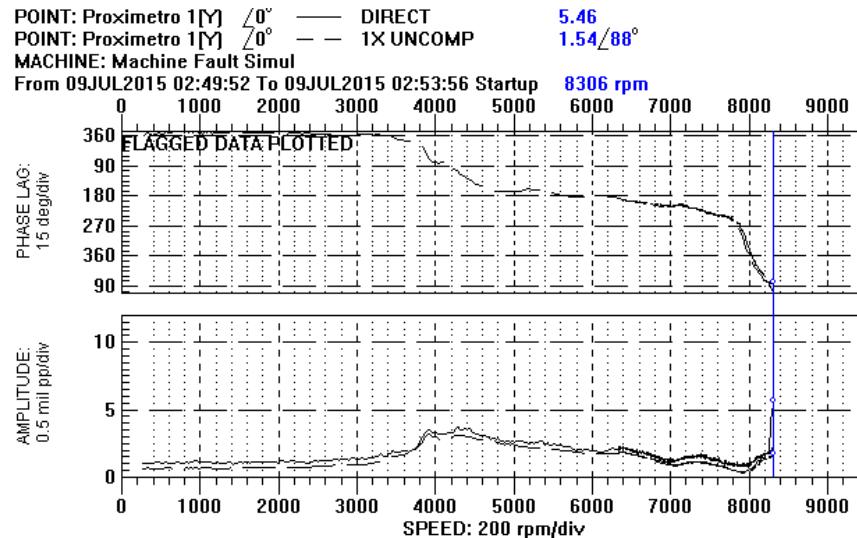


Figura 5-38 Diagrama Bode eje alineado y balanceado 8306 rpm dirección vertical

También se aprecia que el valor que se había calculado que sería la frecuencia natural (88 Hz) ésta alejado del que se aprecia en las gráficas que sería 66 Hz (3964 rpm), esto se debe a que el cálculo solo aplica a ejes apoyados en baleros y nuestro eje estaba apoyado en bujes, también el cople flexible y los pedazos del eje que sobresalían después de los soportes tuvieron influencia.

5.8 Comparación de Valores Antes y Despues del Alineamiento

A continuación, se muestran las tablas con los valores antes y después del proceso de alineación, en las que se indica la zona en la que se encuentra la magnitud de vibración de acuerdo a la tabla de la norma ISO 7919-3:2009 de valores recomendados para desplazamiento relativo máximo.

Tabla 5-13 Amplitud directa axial

Máquina con Desalineamiento Angular						
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Zona
5-17	Axial	36	2158	0.925	23.495	A

En la Tabla 5-13 se aprecia que los valores de amplitud no son grandes y que se hallan dentro de la Zona A, sin embargo, lo relevante fue el espectro de vibración que nos indica un leve desalineamiento angular.

Tabla 5-14 Amplitud directa proxímetro radial horizontal

Máquina con Desalineamiento Paralelo						
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Zona
5-18	X	36	2158	1.11	28.194	A

En la Tabla 5-14 se observa que los valores son estables, aun cuando no se ha realizado la alineación del eje, se decidió analizar los valores de amplitud debido a que la gráfica de espectro de vibración mostraba la existencia de desalineamiento paralelo.

Tabla 5-15 Amplitud directa axial eje alineado

Máquina Alineada						
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Zona
5-27	Axial	36	2158	1.03	26.162	A

En la Tabla 5-15 se muestran los valores de amplitud del eje en la dirección axial, cuando éste ya había sido alineado, se observa que las amplitudes crecieron en un 11.35 % respecto al eje desalineado. Sin embargo, la gráfica de espectro de vibración muestra que ya no está desalineado el eje.

5.9 Comparación de Valores Antes y Despues del Balanceo

A continuación, se muestran las tablas con los valores antes y después del proceso de balanceo, en las que se indica la zona en la que se encuentra la magnitud de vibración de acuerdo a la tabla de la norma ISO 7919-3:2009 de valores recomendados para desplazamiento relativo máximo.

Tabla 5-16 Eje sin balancear a 55 Hz

Sin Balancear							
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Fase	Zona
5-28	X	55	3300	3.60	91.44	304°	B
5-29	Y			2.26	57.40	0°	A

En la Tabla 5-16 se muestran los valores de amplitud a la velocidad de 55 Hz y se observa que en la dirección horizontal se está en la zona B, en la Tabla 5-17 se muestran los valores para la velocidad 61 Hz donde los valores de amplitud comenzaban a ser muy grandes, por lo tanto, se decidió detener el motor para no arriesgar el equipo.

Tabla 5-17 Eje sin balancear a 61 Hz

Sin Balancear							
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Fase	Zona
5-28	X	61	3660	5.55	140.97	334°	B
5-29	Y			7.56	192.02	40°	C

En la Tabla 5-18 y Tabla 5-19 se muestra la velocidad de 55 Hz y 61 Hz respectivamente, después de que ya se había realizado el balanceo del eje, se aprecia que en ambas tablas los valores de amplitud para las velocidades señaladas se encuentran dentro de la Zona A.

Tabla 5-18 Eje balanceado a velocidad 55 Hz

Balanceado							
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Fase	Zona
5-34	X	55	3300	1.72	43.68	253°	A
5-35	Y			1.08	64.8	357°	A

Tabla 5-19 Eje balanceado a velocidad 61 Hz

Balanceado							
Figura	Proxímetro	Velocidad (Hz)	Velocidad (rpm)	Amplitud (mils)	Amplitud (μm)	Fase	Zona
5-34	X	61	3660	2.75	69.85	304°	A
5-35	Y			1.67	42.42	11°	A

A continuación se muestra una comparación de los valores antes y después del balanceo:

Tabla 5-20 Comparación de Valores 55 Hz

Proxímetro	Velocidad (rpm)	Antes de Balanceo		Después de Balanceo	
		Amplitud (μm)	Zona	Amplitud (μm)	Zona
X	3300	91.44	B	43.68	A
Y		57.40	A	64.8	A

En la Tabla 5-20 se muestran los valores de amplitud de vibración obtenidos antes y después del balanceo en la velocidad de 3300 rpm, donde se muestra que los valores se estabilizaron en la Zona A, después de realizado el balanceo.

Tabla 5-21 Comparación de Valores 61 Hz

Proxímetro	Velocidad (rpm)	Antes de Balanceo		Después de Balanceo	
		Amplitud (μm)	Zona	Amplitud (μm)	Zona
X	3660	140.97	B	69.85	A
Y		192.02	C	42.42	A

En la Tabla 5-21 se muestran los valores de amplitud de vibración para la velocidad 3360 rpm antes y después del balanceo, se observa que los valores que antes estaban en zonas no convenientes, se corrigieron de manera positiva, para de esta manera, estar en la Zona A.

CONCLUSIONES

Con base en la investigación que se desarrolló se obtuvieron las siguientes conclusiones:

Se lograron aplicar los principios del mantenimiento predictivo al eje, para de este modo, detectar los signos de las malfunciones, probando que se encontró desbalance y desalineamiento, tal como se realizaría en la industria si estuviese monitoreando las señales de vibración de una máquina rotatoria. Asimismo, también se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- El mantenimiento predictivo no es aplicable a todas las máquinas de una industria, sino sólo a aquellas máquinas críticas donde se puede justificar la inversión económica.
- Hay diversos caminos para implementar el mantenimiento predictivo en una industria, La metodología propuesta reúne los mejores puntos de la bibliografía consultada.
- El mantenimiento es muy importante y su correcta realización lo es aún más, ya que de este depende no sólo que la máquina funcione bien sino también influye en que no se originen descomposturas que afectarán económicamente e impedirá que se den accidentes catastróficos provocados por descomposturas que pueden dejar inutilizable una empresa y perderse vidas humanas.
- La capacitación y certificación en las técnicas de mantenimiento tiene gran relevancia para adquirir los conocimientos para manejar los equipos de monitoreo de la condición y saber interpretar los resultados.
- Una metodología para implantar un programa de monitoreo de condición es necesaria para hacer mantenimiento predictivo de forma adecuada.
- El tener un cople flexible hace que tanto el desalineamiento como el desbalance no se manifieste con la claridad que lo harían si el cople fuese rígido.

TRABAJOS FUTUROS

Al concluir este proyecto de investigación, se proponen algunas recomendaciones para trabajos futuros que se dictan a continuación:

- Monitorear el estado de vibraciones de una máquina en la industria, capturando así mediciones reales de desalineamiento y/o desbalance.
- Aplicar la metodología propuesta a una máquina real en una empresa del ramo industrial.
- Dedicar el mismo trabajo enfocado a otro tipo de malfuncionamientos
- Diseñar un programa que detecte los niveles de alarma y parada, y que dé avisos a los operadores de forma concisa.
- Enfocarse a otra u otras de las técnicas de mantenimiento predictivo que se manejaron en este trabajo.
- Realizar el mismo sistema para experimentación con cople rígido y usando baleros como soportes.
- Medir al menos en dos zonas con proxímetros verticales y horizontales para obtener modos de vibración del eje.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Balanchandran, B., Magrab, E. B. (2006). Vibraciones. México: Cengage Learning.
- [2] Burton, R. (1958). Vibration and Impact. Estados Unidos: Addison-Weasley.
- [3] Rao, S. S. (2012). Vibraciones Mecánicas, México: Pearson Educación.
- [4] Mosquera, G., Piedra Díaz, M. de la V., Armas Cardona, R. A. (2001). Las Vibraciones Mecánicas y su Aplicación al Mantenimiento Predictivo. Venezuela: CDCH.
- [5] Rao, J. S. (2011). History of Rotating Machinery Dynamics. Alemania: Springer.
- [6] Stodola, A. (1927). Steam and Gas Turbines, Estados Unidos: McGraw-Hill.
- [7] Föppl, O. (1919). *Zeitschrift der VDI*, p. 866.
- [8] Ehrich, F.F. (1992). Handbook of Rotor Dynamics. Estados Unidos: McGraw-Hill.
- [9] Lee, Y.S., (1998). Modeling and Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Ball Bearing Systems, (Tesis de Doctorado), KAIST, Corea.
- [10] Avalos Gauna, J., (2011). Análisis y Validación por Volumen Finito de los Coeficientes Rotodinámicos de Rigidez de una Chumacera Corta Con y Sin Presurización. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [11] (1994). Diagnóstico de Problemas de Vibración en Maquinaria. (Manual). TMV Instrumentación S. A. de C. V. México
- [12] Manney, D., (2012). The Father of Vibration Analysis: Art Crawford, [en línea]. Estados Unidos, Recuperado el 6 de Marzo de 2014 a las 12:50pm de <http://www.lselectric.com/the-father-of-vibration-analysis-art-crawford/>
- [13] Nelson, F. C., (2007). Rotor Dynamics without Equations. *Internacional Journal of COMADEM*, 10 (3), 2-10.
- [14] Montiel Varela, G., (2011). Validación Numérica del Amortiguamiento Crítico para el Tercer Modo de Vibración. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México
- [15] Rao, J.S., Sreenivas, R., (2003). Dynamic Analysis of Misaligned Rotor Systems, Advances in Vibration Engineering. *Journal of Vibration Institute of India*, 2 (2), p. 128.
- [16] Fernández Tavitas, D. A., Nieto González, J. P., (2014). Detección de Barras Rotas en Motores de Inducción Utilizando SMCA (Square Motor Current Signature Analysis). *Research in Computing Science*, 73, 193-202.
- [17] Palomino Marín, E. (2004). Acerca del Diagnóstico Vibroeléctrico de los Motores de Inducción: Experiencias del CEIM-CUJAE, *III Congreso Cubano de Ingeniería de Mantenimiento*, 8(3), 1-11.
- [18] White, G. (2010). Introducción al Análisis de Vibraciones. Estados Unidos: Azima DLI.

- [19] Pacheco Lara, J. L., (2011). Diseño de Detalle: Instrumentación y Experimentación de Sistema Chumacera Híbrida. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [20] Fallas más comunes que producen vibración: Desalineamiento, Vibratec, [en línea]. Guayaquil, Ecuador, Recuperado el 21 de Octubre de 2014 a las 5:45pm de http://www.vibratec.net/pages/tecnico_deslineamiento.html
- [21] Fallas más comunes que producen vibración: Desbalance, Vibratec, [en línea]. Guayaquil, Ecuador, Recuperado el 26 de Febrero de 2014 a las 5:45pm de http://www.vibratec.net/pages/tecnico_desbalance.html
- [22] Gómez Mancilla, J. C., Sinou, J-J., Nosov, V. R., Thouverez, F., Zambrano, A., (2004). The Influence of Crack-imbalance Orientation and Orbital Evolution for and Extend Cracked Jeffcott Rotor. *Comptes Rendus Mécanique*. 332. 955-962.
- [23] Gómez Mancilla, J. C., Zambrano Reyes, A. (2005). A Local Resonance of Crack-imbalance Orientation and Orbital Evolution to Detect Rotor Cracks: Part 1, Numerical Analysis. *Orlando: International Modal Analysis*.
- [24] Zambrano Reyes, A., et al., La influencia de la Orientación de la Grieta y Desbalance y la Evolución Orbital para un Rotor Jeffcott Extendido Fisurado. 8º Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas. 2004.
- [25] Gómez Mancilla, J. C., Machorro López, J. M. (2005). Local Resonance of Crack-Imbalance Orientation and Orbital Evolution to Detect Mid-span Rotor Cracks. Part 2. Experimental Validation. *Orlando: International Modal Analysis*.
- [26] Machorro López, J. M., (2005). Experimentación y Validación de Modelos Dinámicos para Detectar Fisuras en Ejes Rotatorios en Maquinaria en Operación. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [27] Gómez Mancilla, J. C., Nossov, V. R. (2002). Perturbed Pressure Field Solution for Misaligned Short Journal Bearings. *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. Honolulu, Hawaii*.
- [28] Altmann, C., El Análisis de Aceite como Herramienta del Mantenimiento Proactivo en Flotas de Maquinaria Pesada, [en línea]. Uruguay, Recuperado el 23 de Septiembre de 2014 de <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/0607lubricacion.pdf>
- [29] Mantenimiento Predictivo: Análisis de Lubricantes, [en línea]. Madrid. España. Recuperado el 23 de Septiembre de 2014 de <http://www.preditec.com/mantenimiento-predictivo/analisis-de-lubricantes/>
- [30] Olarte C., W., Botero A., M., (2011). La Detección de Ultrasonido: Una Técnica Empleada en el Mantenimiento Predictivo. *Scientia Et Technica*, XVII (47), 230-233.
- [31] Mantenimiento Predictivo: Ultrasonidos Aplicados al Mantenimiento Predictivo, [en línea]. Madrid. España. Recuperado el 24 de Septiembre de 2014 de <http://www.preditec.com/mantenimiento-predictivo/ultrasonidos/>
- [32] (2014). Formación de Personal para Mantenimiento Predictivo. Modulo I: Termografía Infrarroja. (Manual). CFE. México.

- [33] García Garrido, S., (2013). Inspección Boroscópica en Turbinas de Gas, [en línea]. España, Recuperado el 4 de Febrero de 2015 de <http://www.santiagogarciajarrido.com/index.php/contacto>
- [34] (2007). Guía Técnica: Procedimiento de Inspección Periódica de Eficiencia Energética para Calderas. (Guía Técnica). Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. España.
- [35] Huertos Castellano, D., (2011). Mantenimiento Predictivo de Turbinas de Gas. (Tesis). Universidad Carlos III de Madrid. España.
- [36] Técnicas Predictivas, [en línea]. Madrid, España, Recuperado el 4 de Febrero de 2015 de: http://opex-energy.com/ciclos/tecnicas_predictivas_CTCC.html
- [37] (2009). Radiografía Industrial, [en línea]. Estado de México, México, Recuperado el 6 de Febrero de 2015 de http://www.citi.com.mx/radiografia_industrial.asp
- [38] Radiografía Industrial, [en línea]. Nuevo León, México, Recuperado el 6 de Febrero de 2015 de http://sieend.com.mx/servicios_radiografia_ventajas.html
- [39] Coronado Hortal, V., Introducción a los Exámenes no Destructivos (Presentación Inédita). LAPEM, México.
- [40] ISO 13373-1:2002, Condition Monitoring and Diagnostics of Machines - Vibration Condition Monitoring - Part 1: General Procedures
- [41] ISO 13373-2:2005, Condition Monitoring and Diagnostics of Machines - Vibration Condition Monitoring - Part 2: Processing, Analysis and Presentation of Vibration Data
- [42] Moubray, J. (2004). Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad, Estados Unidos: Aladon.
- [43] (2014). Análisis Dinámico para Certificación Nivel 1 de Acuerdo a ISO 18436-2. (Manual). CFE. México.
- [44] (2011). Diplomado en Análisis Dinámico Módulo II. (Manual). CFE. México.
- [45] Jordan, M. A. (1993). What are orbit plots, anyway?. *Orbit*, 200, 8-15.
- [46] Sinha, J. K., Lees, A. W., Friswell, M. I. (2004). Estimating unbalance and misalignment of a flexible rotating machine from a single run-down. *Journal of Sound and Vibration*, 272 (3-5), 967-989.
- [47] Patel, T. H., Darpe, A. K. (2009). Vibration response of a misaligned rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 325, 609-628.
- [48] Applied Vibration Analysis. (Manual), SpectraQuest, Inc. Estados Unidos.
- [49] ISO 13372:2004, Condition monitoring and diagnostics of machines- Vocabulary
- [50] ISO 17359:2003, Condition monitoring and diagnostics of machines-General Guidelines
- [51] Friswell, M. I., Penny, J. E. T., Garvey, S. D., Lee, A. W. (2010). Dynamics of Rotating Machines, Estados Unidos: Cambridge.

- [52] Genta, G. (2005). Dynamics of Rotating Systems, Estados Unidos: Springer.
- [53] Machorro Lopez J. M., Adams D.E., Gómez Mancilla J.C., Gul, K. (2009). Identification of Damaged Shafts Using Active-Sensing Simulation and Experimentation. *Journal of Sound and Vibration*, 327 (3-5), 368–390.
- [54] Gómez Mancilla, J. C., Kubiak, J. (1984). Inspecciones Boroscopicas Y Evaluación De La Vida Útil De Rotores De Turbinas. *BOLETIN TÉCNICO DEL IIE*. 8 (6), 304-312.
- [55] Gómez Mancilla, J. C., Castillo Ginori M. A., Marín Herrera, A. (2006). Diagnóstico Basado en Análisis Rotodinámico de un Turbocompresor en Refinería, Reunión de Máquinas y Equipos Eléctricos, *Consejo Internacional de Grandes Redes Eléctricas CIGRE-Mexico*.
- [56] Gomez Mancilla, J. C., Nosov, V. R. (2002). Cojinetes Desalineados: Características, Diagnóstico Y Campo De Presión Distorsionado, *XXIII Taller Internacional De Calderas Recipientes A Presion*, Temas Afines Y Exposición Industrial, Academia de Ingeniería, AMIME, SOMIM, Monterrey.
- [57] Meda Campaña J. A., Gómez Mancilla J. C., Castillo Toledo B. (2012). Exact Output Regulation For Nonlinear Systems Described By Takagi-Sugeno Fuzzy Models. *Transactions On Fuzzy Systems*, 20 (2), 235-247.
- [58] Nosov, V., Arreola, D. E., Gómez Mancilla, J. C., Meda Campaña, J. A. (2013). Stability Threshold Velocity For A Hybrid Short Journal Bearing With The Injection Ports In The Symmetric Points. *Journal Of Scientific Research Reports*, 2 (1), 74-92.
- [59] Gomez Mancilla, J. C. (2014). Monitoring for Predictive Maintenance based on Non-linear Time Series Analyses, *XIV Latinamerican Turbomachinery Congress & Exhibition*, CONACyT- CIATEQ, Queretaro, México.
- [60] Gomez Mancilla, J. C., Palacios Pineda, L. M., Meda Campaña J. A. (2015). Fast Algorithm To Estimate The Jeffcott Cracked Rotor Nonlinear Stiffness Variation And Corresponding Dynamics. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*.
- [61] Gomez Mancilla, J. C., Palacios Pineda, L. M., Nosov, V. (2015). Software Package Evaluation For Lyapunov Exponent And Others Features Of Signals Evaluating The Condition Monitoring Performance On Nonlinear Dynamic Systems. *Journal of Energy and Power Engineering*, 9 (5), 443-451.
- [62] Hernández Cortés, T., Meda Campaña, J. A., Páramo Carranza, L. A., Gómez Mancilla, J. C. (2015). A Simplified Output Regulator For A Class Of Takagi-Sugeno Fuzzy Models. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015.
- [63] García Illescas, R., Gómez Mancilla J. C., Bregant L. (2015)., Experimental And Numerical Analysis Of Transversal Open Cracked Shafts Considering Beam Slenderness And Crack Depth, En Ceccarelli, M. (coord.), Mechanisms and Machine Science, Alemania. Springer.
- [64] Rojas Alegría, C. F., (2010). Problema de Regulación Difusa Exacta para Sistemas Mecatrónicos No Lineales. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME Zacatenco. México.

- [65] Antonio García, A., (2006). Investigación Analítica y Numérica de las Propiedades Dinámicas de Chumaceras Hidrodinámicas Con y Sin Desalineamiento. (Tesis de Doctorado). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [66] Heinz Pérez, H. E. G., (2009). Análisis de Balanceo de Máquinas en Tándem Conectados con al menos un Cople y Validación Experimental. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [67] Machorro López, J. M., (2009). Desarrollo de Técnicas de Diagnóstico de Rotores Fisurados sólo Monitoreando y Analizando su Dinámica. (Tesis de Doctorado). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [68] Zambrano Reyes, A., (2005). Estudio Numérico-Analítico de la Respuesta Vibratoria de Ejes Fisurados. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [69] Ramírez Vargas, I., (2007). Teoría de Chumaceras Presurizadas con Puertos Puntuales: Caso de la Chumacera Corta. (Tesis de Doctorado). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México.
- [70] García Illescas, R., Pérez R., N. (2007). Análisis de la falla y malfuncionamiento de una turbina hidráulica de 15 MW. *Boletín IIE*, Abr-Jun, 39-45.
- [71] Ishida, Y., Yamamoto, T. (2012). Linear and Nonlinear Rotordynamics, Gran Bretaña: Wiley-VCH.
- [72] ISO 1940-1:2003, Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances.
- [73] (1999). Machinery Fault Simulator – Magnum, [en línea]. Virginia. Estados Unidos, Recuperado el 28 de Septiembre de 2015 de <http://spectraquest.com/machinery-fault-simulator/details/mfs-mg/>
- [74] (2007). User Operating Manual for Machinery Fault Simulator™ Magnum. (Manual). Spectra Quest, Inc. Estados Unidos
- [75] (2000). ADRE® for Windows® / DAIU, [en línea]. Nevada. Estados Unidos, Recuperado el 30 de Septiembre de 2015 de http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/oc/cn/downloads/141577.pdf
- [76] <http://mexico.ni.com/>, [en línea]. México, Recuperado el 15 de Octubre de 2015
- [77] ISO 7919-3: 2009 Mechanical Vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 3: Coupled industrial machines
- [78] Nosov, V., Meda Campaña, J. A., Gomez Mancilla, J. C., Escobedo Alva, J. O., Hernández García, R. (2015). Stability Analysis For Autonomous Dynamical Switched Systems Through Non-Conventional Lyapunov Functions. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015.
- [79] Nembhard, A. D., Sinha, J. K., Yunusa-Kaltungo, A. (2015). Experimental observations in the shaft orbits of relatively flexible machines with different rotor related faults. *Measurement*, 75, 320-337.

- [80] Gómez Mancilla, J. C., Nosov, V., Palacios Pineda, L. M., Zamora Gutiérrez, F., A. C., Gómez Navarro. (2014). Exponente de Lyapunov y Otras Características No Lineales de Señales Dinámicas Aplicadas a Evaluar el Monitoreo del Estado de Una Máquina Cuando Ocurren Malfunciones, *7mo Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, CIIES 2014*, México D.F.
- [81] García Illescas, R., Gómez Mancilla J. C., Programa “Método Energético para Calcular las Frecuencias Naturales y Modos de Vibración en Ejes Fisurados” en Matlab.
- [82] Murphy & Pérez, Fundación, Programa de Cómputo para Balanceo en Uno y Dos Planos en Matlab, 2015.
- [83] Torres Cedillo, S. G., (2010). Experimentación en Laboratorio y Análisis del Comportamiento del Sistema Chumacera Híbrida Presurizada con Control Activo. (Tesis de Maestría). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México
- [84] Mobius Institute, Recuperado el 20 de Enero de 2016 a las 4:30pm de <http://www.mobiusinstitute.com/site2/default.asp>
- [85] Palacios Pineda, L. M., (2015). Diagnóstico y Prognosis en Problemas Dinámico/Estructurales Ocurridos en Componentes de Turbomaquinaria de Alto Desempeño. (Tesis de Doctorado). IPN SEPI ESIME ZACATENCO. México