



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO

“CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN COJINETES PLANOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH.”

**PAGUAY ALLAUCA WILLINGTON PAUL
SATÁN SATÁN CARLOS ESTUARDO**

TRABAJO DE TITULACIÓN TIPO: PROPUESTAS TECNOLÓGICAS

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

**RIOBAMBA – ECUADOR
2017**

APROBACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-07-20

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparada por:

PAGUAY ALLAUCA WILLINGTON PAUL

Titulado:

**“CONSTRUCCIÓN UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS
DE FALLAS EN COJINETES PLANOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE
VIBRACIONES PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila
DIRECTOR

Ing. Melania Paola Miño Ormaza
ASESOR

APROBACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-07-20

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparada por:

SATÁN SATÁN CARLOS ESTUARDO

Titulado:

**“CONSTRUCCIÓN UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS
DE FALLAS EN COJINETES PLANOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE
VIBRACIONES PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila
DIRECTOR

Ing. Melania Paola Miño Ormaza
ASESOR

EXAMINACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PAGUAY ALLAUCA WILLINGTON PAUL

TRABAJO DE TITULACIÓN: “CONSTRUCCIÓN UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN COJINETES PLANOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2016-06-01

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Heriberto Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR			
Ing. Melania Paola Miño Ormaza ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Heriberto Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SATÁN SATÁN CARLOS ESTUARDO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “CONSTRUCCIÓN UN SIMULADOR PARA EL DIAGNÓSTICO DE MODOS DE FALLAS EN COJINETES PLANOS MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2017-06-01

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Heriberto Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR			
Ing. Melania Paola Miño Ormaza ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Heriberto Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Paguay Allauca Willington Paul

Satán Satán Carlos Estuardo

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Willington Paul Paguay Allauca y Carlos Estuardo Satán Satán, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que proviene de otra fuente están debidamente citadas y referenciadas.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Paguay Allauca Willington Paul

Satán Satán Carlos Estuardo

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación quiero dedicar infinitamente a mi Dios, el ser supremo que me da la fuerza y vida para encaminarme con mi proyecto de vida, por la bendición derramada y permitirme cumplir este sueño anhelado. Agradezco también a mi padres Segundo Arturo y María del Carmen por haberme brindado la mejor herencia, la formación académica de calidad en la ESPOCH, a mis hermanos Braulio, Lourdes y Mónica gracias por su apoyo moral e incondicional, a mi familia y amigos por manifestar el apoyo y estar pendiente de mi persona, gracias a ti tío Enrique (+) que con su bendición el sueño anhelado de ser un excelente profesional se plasmó en la historia de nuestra familia.

Paguay Allauca Willington Paul

Dedico el presente trabajo de titulación a Dios, a mi familia y todas las personas que durante mi formación profesional estuvieron alado por enseñarme y no rendirme jamás que el conocimiento vale más que un cartón colgado en la pared, este triunfo es mas de ustedes que mío.

Carlos Estuardo Satán Satán

AGRADECIMIENTO

Agradezco mi trabajo de titulación al ser supremo y celestial un Dios todopoderoso que gracias a su bendición he podido cumplir esta etapa de mi vida, a la ESPOCH, Escuela de Ingeniería de Mantenimiento y a los excelentes docentes que tiene tan prestigiosa carrera que durante el proceso de formación profesional siempre me extendieron su mano amiga. El agradecimiento sincero a quienes confiaron en mí y ser parte fundamental en la preparación educativa y vida como ser humano, hermanos familia y amigos.

Paguay Allauca Willington Paul

Agradezco mi trabajo de titulación a Dios todopoderoso por darme la vida, la salud y la sabiduría por cumplir esta etapa de mi vida, a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería de Mantenimiento y a mis maestros, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

Carlos Estuardo Satán Satán

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Elementos de guiado y apoyo	4
2.1.1	<i>Función del cojinete</i>	4
2.1.2	<i>Cojinetes de fricción</i>	4
2.1.3	<i>Cojinetes de rodadura</i>	5
2.1.4	<i>Tipos de cojinetes atendiendo a su configuración geométrica</i>	6
2.1.5	<i>Elementos de un cojinete de fricción</i>	7
2.2	Materiales utilizados en cojinetes de fricción.	8
2.2.1	<i>Aleaciones plásticas</i>	9
2.2.2	<i>Aleaciones blandas</i>	9
2.2.3	<i>Aleaciones duras</i>	9
2.2.4	<i>Cargas aplicadas en cojinetes de deslizamiento</i>	11
2.2.5	<i>Fallas ocasionadas en cojinetes planos</i>	11
2.2.6	<i>Ventajas y desventajas de utilizar cojinetes deslizantes</i>	12
2.3	Lubricación en cojinetes de deslizamiento	12
2.3.1	<i>Lubricación</i>	12
2.3.2	<i>Teoría hidrodinámica para cojinetes planos</i>	14
2.3.3	<i>Lubricación durante la fricción hidrodinámica</i>	15
2.3.4	<i>Determinación del flujo de aceite requerido por los cojinetes</i>	17
2.4	Vibración.....	18
2.4.1	<i>Tipos de señales</i>	19
2.4.2	<i>Señales periódicas</i>	19
2.4.3	<i>Señales aleatorias</i>	19
2.5	Elementos de una onda.....	20
2.5.1	<i>Amplitud</i>	20
2.5.2	<i>Fase</i>	21
2.5.3	<i>Período</i>	21
2.5.4	<i>Frecuencia</i>	21
2.6	Magnitudes de una onda.....	21
2.6.1	<i>Desplazamiento</i>	21
2.6.2	<i>Velocidad</i>	22
2.6.3	<i>Aceleración</i>	22
2.7	Diagnóstico de vibraciones en cojinetes planos y chumaceras.....	22
2.7.1	<i>Remolino de aceite</i>	23
2.7.2	<i>Problemas de desgaste/holgura en cojinetes lisos</i>	24
2.7.3	<i>Inestabilidad por latiguo de aceite</i>	24
2.7.3.1	<i>Trama en cascada</i>	25
2.8	Órbitas espectrales	26
2.8.1	<i>Análisis donde se presenta órbitas espectrales</i>	27
2.9	Transductores de vibración	28

2.9.1	<i>Transductor de desplazamiento.</i>	28
2.9.2	<i>Transductor de velocidad.</i>	28
2.9.3	<i>Transductor piezo-eléctrico.</i>	28
3.	SELECCIÓN DE ELEMENTOS Y MONTAJE DEL MÓDULO DE PRUEBAS	
3.1	Representación del módulo de pruebas de cojinetes planos	29
3.2	Análisis de los requerimientos para el módulo de pruebas.	29
3.2.1	<i>Elementos que interviene en la construcción del módulo de pruebas.</i>	30
3.3	Sistemas del banco de pruebas.	30
3.3.1	<i>Sistema de potencia.</i>	30
3.3.2	<i>Sistema de transmisión.</i>	30
3.3.3	<i>Sistema de lubricación.</i>	31
3.3.4	<i>Sistema eléctrico.</i>	31
3.4	Selección del sistema de transmisión.	31
3.4.1	<i>Selección del material para el eje de rotación.</i>	31
3.4.1.1	<i>Determinación del diámetro del árbol.</i>	31
3.4.1.2	<i>Análisis de deflexión.</i>	33
3.4.2	<i>Selección del acople.</i>	39
3.4.3	<i>Selección del rodamiento.</i>	40
3.4.3.1	<i>Cálculo de la vida útil del rodamiento.</i>	41
3.4.4	<i>Selección del cojinete de deslizamiento.</i>	42
3.5	Selección de la chumacera.	44
3.6	Selección de la unidad de potencia	45
3.6.1	<i>Selección del motor.</i>	45
3.7	Selección del sistema de lubricación.	47
3.7.1	<i>Viscosidad del lubricante empleado en cojinetes planos.</i>	47
3.8	Análisis del volante de inercia.	47
3.9	Ensamblaje del módulo de pruebas.	49
3.9.1	<i>Modelación de la base del módulo de pruebas.</i>	49
3.9.2	<i>Montaje del motor eléctrico.</i>	50
3.9.3	<i>Montaje del cojinete deslizante y rodamientos.</i>	51
3.9.4	<i>Montaje del eje, volante y el acople L-050.</i>	51
3.9.5	<i>Montaje del depósito del lubricante.</i>	51
4.	METODOLOGÍA APLICADA PARA LA OBTENCIÓN DE MEDIDAS	
4.1	Introducción	53
4.1.1	<i>Metódica para provocar el fallo concerniente a holgura mecánica.</i>	53
4.1.2	<i>Metódica para provocar el fallo de remolino de aceite.</i>	54
4.1.3	<i>Metódica para el modo de fallo por latiguo de aceite.</i>	56
4.2	Consideraciones a tomar en el análisis de órbitas espectrales.	56
4.2.1	<i>Metódica para obtener una órbita por desbalanceo.</i>	59
4.2.2	<i>Metódica para obtener una órbita por desalineación severa.</i>	59
4.3	Cálculo de la fuerza radial aplicada sobre el eje.	59
4.4	Determinación del flujo de aceite requerido por los cojinetes	60
4.4.1	<i>Lubricante asociado a cojinetes deslizantes.</i>	61
4.5	Método para la toma de mediciones.	62
4.5.1	<i>Equipo empleado en el diagnóstico de vibraciones.</i>	62
4.5.2	<i>DT-2234C digital foto tacómetro.</i>	63
4.5.3	<i>Equipo de termografía.</i>	63

4.5.4	<i>Ubicación de los puntos de medición.....</i>	64
5.	MEDICIÓN, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	
5.1	Medición de holgura mecánica en condiciones normales.....	65
5.1.1	<i>Datos registrados en el espectro de velocidad.</i>	66
5.1.2	<i>Medición con holgura correspondiente a 3,5 milímetros.</i>	66
5.1.3	<i>Discusión de resultados de holgura y desgaste mecánico.....</i>	68
5.2	Inestabilidad por remolino de aceite	68
5.2.1	<i>Medición del remolino de aceite en condiciones normales.</i>	68
5.2.2	<i>Medición aplicada a la carga de 5 Newtons.....</i>	69
5.2.3	<i>Medición aplicada la fuerza radial de 10 Newtons.</i>	70
5.2.4	<i>Discusión de resultados a diferente carga.....</i>	70
5.3	Análisis de cascada	72
5.3.1	<i>Resonancia del eje en el diagrama de cascada.</i>	72
5.3.2	<i>Latiguo de aceite en el diagrama de cascada.</i>	73
5.4	Análisis de órbita espectrales	74
5.4.1	<i>Medición de órbita espectral propio a desbalanceo mecánico.</i>	76
5.4.2	<i>Medición de órbita espectral debido a holgura mecánica.</i>	77
5.4.3	<i>Órbita espectral debido al fenómeno de remolino de aceite.</i>	78
5.4.4	<i>Mediciones para la desalineación severa.</i>	79
5.5	Diagnostico termográfico en cojinetes de desplazamiento.....	80
5.5.1	<i>Análisis termográfico con carga de 5 Newtons.</i>	80
5.5.2	<i>Análisis termográfico con carga de 10 Newtons.</i>	81
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones	82
6.2	Recomendaciones.....	83

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1. Dureza superficial de las familias de materiales.....	9
2. Materiales para cojinetes de fricción.....	10
3. Intervalo de cargas unitaria.....	11
4. Clasificación de fallas en cojinetes.....	12
5. Viscosidad de los aceites para cojinetes de deslizamiento.....	16
6. Propiedades del acero AISI/SAE 1045.....	31
7. Características del acople L-050.....	40
8. Características del rodamiento.....	40
9. Valores admisibles para seleccionar material de cojinetes.....	43
10. Valores de referencia de cojinetes lisos.....	44
11. Características de la chumacera FBJ, UCP 204.....	45
12. Características del motor Weg-22 de ½ HP.....	46
13. Grado de viscosidad ISO dependiendo a la velocidad.....	47
14. Propiedades del material y dimensiones del volante de inercia.....	48
15. Características típicas SAE 20W-50.....	61
16. Cojinete normal con holgura adecuada de 1,5 mm.....	66
17. Asimilación de resultados entre los dos cojinetes.....	67
18. Comparación de resultados en remolino de aceite.....	71
19. Comportamiento de la amplitud vs frecuencia variable.....	74
20. Tabla de severidad a fuerza de 5 y 10 Newtons.....	81

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1. Elementos de apoyo.....	5
2. Cojinetes atendiendo a su forma de trabajo.....	5
3. Cojinetes enteros y partidos.....	6
4. Tipos de cojinete según su configuración geométrica.....	6
5. Cojinete radial de casquillo partido.....	7
6. Ubicación del lubricante entre dos piezas con movimiento relativo.....	13
7. Curva de Stribeck.....	13
8. Cojinete deslizante en condición de lubricación hidrodinámica.....	14
9. Características de la lubricación hidrodinámica.....	15
10. Curva de viscosidad vs Temperatura.....	16
11. Comportamiento del cojinete respecto a la presión.....	17
12. Señal periódica.....	19
13. Señal aleatoria.....	20
14. Magnitud de amplitud.....	20
15. Representación de fase.....	21
16. Comportamiento de onda de desplazamiento.....	21
17. Comportamiento de onda de la velocidad.....	22
18. Comportamiento de onda a la aceleración.....	22
19. Comportamiento del espectro ocasionado por remolino de aceite.....	23
20. Flecha girando fuera del centro de la chumacera.....	24
21. Espectro de holgura y desgaste en cojinetes planos.....	24
22. Mapa espectral de latiguo de aceite.....	25
23. Análisis de órbitas.....	26
24. Forma de onda en el tiempo.....	26
25. Órbita para condición de desequilibrio.....	27
26. Forma de órbita debido al aumento de la desalineación.....	27
27. Representación orbital del remolino de aceite.....	28
28. Módulo de un kit de árbol elástico.....	29
29. Esquema cinemático del módulo de pruebas.....	30
30. Volante de inercia vista isométrica.....	35
31. Diagramas del análisis de deflexión.....	37
32. Diagrama lineal y torsional.....	38
33. Características dimensionales del rodamiento SKF 6201.....	40
34. Especificaciones del cojinete cilíndrico liso.....	44
35. Chumacera FBJ, HCP 204.....	44
36. Motor trifásico de ½ Hp.....	46
37. Estructura de la base del módulo de pruebas.....	50
38. Montaje del motor.....	50
39. Montaje del cojinete.....	51
40. Montaje del eje volante y acople L-050.....	51
41. Ensamblaje final del módulo de pruebas.....	52
42. Dimensiones del cojinete.....	53
43. Espectro de holgura mecánica.....	54
44. Base del cojinete acoplado a un elastómero flexible.....	54
45. Buje concéntrico.....	55
46. Buje con excentricidad.....	55

47.	Vista lateral del sistema de apoyos del módulo de pruebas.....	55
48.	Eje excéntrico provocante del remolino de aceite.	56
49.	Sentido de rotación del motor.....	57
50.	Ubicación de los acelerómetros.....	57
51.	Ubicación del fototacómetro.....	58
52.	Equipo conectado para la obtención de órbitas.	58
53.	Disco de desbalanceo articulado un tornillo.....	59
54.	Contacto directo entre el muñón y el cojinete.....	59
55.	Depósito de aceite.....	60
56.	VIBRAcheck ABG 200.....	63
57.	DT-2234C Digital Foto Tacómetro.....	63
58.	Cámara SATIR E8-GN.....	63
59.	Puntos de medición.....	64
60.	Espectro característico de holgura mecánica sin fallos.	65
61.	Espectro con fallos con holgura excesiva de 3,5 milímetros.....	67
62.	Holgura mecánica (Amplitud vs armónicos).....	68
63.	Espectro característico del remolino de aceite.....	69
64.	Remolino de aceite a 5 Newtons.	69
65.	Espectro característico de remolino de aceite a 10 Newtons.....	70
66.	Gráfica por inestabilidad de remolino de aceite.....	71
67.	Espectro en cascada resonancia del eje.....	72
68.	Diagrama de cascada del latiguo de aceite.	73
69.	Evolución del espectro del latiguo de aceite.....	73
70.	Forma de onda en el plano X-Y.....	74
71.	Órbita de referencia.....	75
72.	Espectro característico de una órbita normal.....	76
73.	Órbita de desbalanceo.....	76
74.	Espectro del desbalance dinámico.....	77
75.	Órbita de holgura mecánica en el cojinete.....	77
76.	Espectro de la holgura mecánica en el cojinete.....	78
77.	Inicio del remolino de aceite.....	78
78.	Órbita de desalineación severa.....	79
79.	Espectro del desalineamiento severo.....	79
80.	Cojinete aplicado fuerza de 5 Newtons.	80
81.	Cojinete trabajando a 15 minutos y una fuerza de 10 Newtons.	81

LISTA DE ABREVIATURAS

SKF	Svenska Kullager Fabriken (Fábrica sueca de rodamientos)
PTFE	POLITETRAFLUOREUTILENO.
PPS	SULFURO DE POLIFENILENO.
PA	POLIAMIDA
PEI	POLIETERIMIDA
FFT	Fast Fourier Transform
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero)
SAE	Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotores).
W	Winter (invierno)
ISO	International Organization for Standardization
AMEF	Análisis de Modo y Efecto de Fallos
RMS	Root Mean Square (Raíz Cuadrada Media).
RPM	Revoluciones por minuto.
HRc	Dureza Rockwell
Mm	milímetros
N	Newtons

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A.** Guía de operación del banco de pruebas.
- Anexo B** Checklist del banco de pruebas
- Anexo C** Guía de laboratorio de holgura mecánica
- Anexo D** Guía del laboratorio inestabilidad por remolino y latiguo de aceite
- Anexo E** Guía de laboratorio para análisis de órbitas espectrales
- Anexo F** AMEF sistema de potencia
- Anexo G** AMEF sistema de lubricación
- Anexo H** AMEF del sistema eléctrico
- Anexo I** Plan de mantenimiento
- Anexo J** Manual de operación y guía de mantenimiento.
- Anexo K** Dimensiones del conjunto de base del simulador

LISTA DE PLANOS

Lámina 1 de 12	Buje concéntrico
Lámina 2 de 12	Buje excéntrico
Lámina 3 de 12	Base principal de apoyo del módulo de pruebas
Lámina 4 de 12	Base de apoyo del cojinete deslizante
Lámina 5 de 12	Base de apoyo para el rodamiento SKF 6201
Lámina 6 de 12	Base del lubricante
Lámina 7 de 12	Árbol rotatorio
Lámina 8 de 12	Cojinete deslizante de bronce (1)
Lámina 9 de 12	Cojinete deslizante de bronce (2)
Lámina 10 de 12	Volante de inercia
Lámina 11 de 12	Listado de ensamblaje del simulador de pruebas
Lámina 12 de 12	Conjunto del simulador de pruebas

RESUMEN

El presente trabajo de titulación tiene como objetivo, la construcción de un simulador que ofrezca modos de fallo en cojinetes de deslizamiento, el propósito es evaluar y diagnosticar los caracteres obtenidos a través de la técnica de análisis de vibraciones y órbitas espectrales. El fin de la construcción de este simulador es evidenciar de forma real y evidente los fallos que se originan a nivel de campo industrial. Así, establecer un criterio técnico al momento de efectuar un mantenimiento. Además, ofrecerá como aporte al conocimiento teórico práctico para los estudiantes de la Carrera de Ingeniería de Mantenimiento. En cualquier industria existe un sinnúmero de fallos que pueden ser diagnosticados y evaluados antes que se produzca la falla funcional. Los fallos que se pueden diagnosticar son: holgura mecánica, inestabilidad por remolino de aceite y latiguo de aceite. Para el análisis correspondiente se proponen diferentes metodologías que se dan a conocer en el desarrollo de este trabajo. Los cojinetes de deslizamiento están asociados al estudio de la lubricación hidrodinámica que es parte fundamental para obtener los ensayos correspondientes. En el análisis se evalúan los espectros de velocidad y desplazamiento, a través del equipo Vibracheck ABG 200. Se determinaron las frecuencias características que hacen referencia a cada fallo, para el análisis de órbitas se dispone de dos acelerómetros orientados a 90° uno con respecto al otro y un fototacómetro, este elemento se conecta al equipo Vibracheck con su respectiva configuración. El módulo que se construyó cumple con las exigencias para el cual fue construido. Las operaciones se llevaron de forma esperada obteniendo resultados funcionales. Para mantener el equipo en óptimas condiciones operativas se recomienda efectuar actividades de mantenimiento indicados en el plan de mantenimiento propuesto.

PALABRAS CLAVE: <MODOS DE FALLO>, <COJINETES DE DESLIZAMIENTO>, <ANÁLISIS DE VIBRACIONES>, <ÓRBITAS ESPECTRALES>, <HOLGURA MECÁNICA>, <INESTABILIDAD POR REMOLINO DE ACEITE>, <LATIGUEO DE ACEITE>, <LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA>, <ENVOLVENTE> <ACELERÓMETROS>.

ABSTRACT

The present research work has as objective the construction of a simulator that offers failure modes in sliding bearings, the purpose is to evaluate and diagnose the characters obtained through the technique of analysis of vibrations and spectral orbits. The purpose of the construction of this simulator is to show in a real and evident way the failures originated at the industrial sector, establishing as contribution to practical theoretical knowledge for the students of the Engineering School of Maintenance. In any industry there are countless of failures that can be diagnosed and evaluated before they become a functional failure, taking into account the present study is focused on sliding bearings. The failures that can be diagnosed are: mechanical clearances, oil swirl instability and oil whipping. For the corresponding analysis, it proposes different methodologies that are present with the development of this work. The sliding bearings are associated with the study of hydrodynamic lubrication that is fundamental to obtain the corresponding tests. In the analysis evaluates the speed, displacement and envelope spectra through the Vibracheck ABG 200 equipment. On the other hand, it determined the characteristic frequencies that refer to each failure; besides for the orbital analysis has two accelerometers oriented at 90° with respect to each other and a phototachometer, which connect to the Vibracheck equipment with their respective configuration, so that the model fulfills with the requirements for which it was designed. The operations were carried out in the way hoped for and obtained functional results. Finally, to maintain the equipment in optimum operating conditions, it recommends carrying out maintenance activities indicated in the proposed maintenance plan.

KEY WORDS: FAUL MODES, SLIDING BEARINGS, VIBRATION ANALYSIS, SPECTRAL ORBITS, MECHANICAL CLEARANCES, OIL SWIRL INSTABILITY, OIL WHIPING, HYDRODYNAMIC LUBRICATION, ENVELOPE SPECTRA, ACCELEROMETERS.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En el presente trabajo de titulación, se construye un simulador de fallas de cojinetes planos, la importancia de la construcción del simulador se fundamenta para que el estudiante pueda reconocer los distintos fallos mediante simulación, para adquirir habilidades y destrezas profesionales.

Sin duda, el desarrollo de nuevas tecnologías ha marcado sensiblemente las nuevas metodologías del mantenimiento. En los últimos años el campo industrial se ha visto bajo la influencia determinante de medios tecnológicos, exigiendo mayor preparación profesional.

Entre las distintas técnicas de diagnóstico que posee el mantenimiento basado en la condición, el análisis de vibraciones permite diagnosticar futuras fallas antes de que se originen, consiguiendo anticiparse a la falla al momento en que el equipo o elemento deja de trabajar en condiciones normales de operación, permitiendo establecer un criterio técnico y argumentando para determinar si dicho elemento puede reemplazarse o no; así el tiempo muerto del equipo se minimiza y el tiempo de vida del componente se maximiza, extendiendo además la productividad del sistema operativo.

Con el desarrollo de este trabajo se pretende alcanzar la mayor habilidad, destreza y práctica para evidenciar los modos de fallo en cojinetes planos de manera real y evidente.

1.2 Justificación

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Facultad de Mecánica se procederá a la construcción del simulador de modos de fallas de cojinetes deslizantes, por medio del cual se realizarán análisis de vibraciones para diagnosticar la condición de dichos elementos y experimentar de manera real los fallos que ocurren en la industria.

El simulador de modos de fallas será de gran aporte para el Laboratorio de Diagnóstico Técnico. Los estudiantes conseguirán experimentar y observar la evolución de las fallas en cojinetes planos mediante simulación, estableciendo criterios de mantenimiento respecto a cada falla que se origina.

En la actualidad, el mantenimiento está siendo partícipe esencial dentro del campo industrial, pues se ha convertido en uno de los pilares fundamentales en que descansa toda la actividad operacional, influyendo al crecimiento empresarial en costo y operación.

Como respuesta a la necesidad de diagnosticar el desarrollo de los modos de fallo en cojinetes deslizantes, se han establecido patrones espectrales mediante el estudio de análisis de vibraciones, los mismos que determinarán el desarrollo de las fallas cuando este se encuentre en sus diferentes niveles de severidad.

Se debe señalar que la finalidad del trabajo de titulación es evaluar las señales de vibraciones obtenidas, que son ocasionados por fallos originados; y como aporte al diagnóstico de vibraciones se realizará un análisis enfocado a órbitas espectrales, cuyos resultados ayudarán a identificar la severidad de los fallos que ocurren en los cojinetes de fricción.

Para establecer el cambio de estos patrones espectrales durante la evolución de las fallas, se apoyará en las distintas herramientas del mantenimiento industrial; a través de una intervención oportuna, evaluando sus fallas desde la etapa incipiente hasta alcanzar el mayor nivel de severidad.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Construir un simulador para el diagnóstico de modos de fallas en cojinetes planos mediante el análisis de vibraciones para la Facultad de Mecánica de la ESPOCH.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Analizar los requerimientos necesarios que debe tener el simulador de modos de fallos de cojinetes deslizantes.

Construir el simulador de fallas de cojinetes planos estableciendo criterios de selección de elementos.

Realizar los ensayos correspondientes de acuerdo a los fallos ocasionados por el simulador de pruebas.

Evaluar el comportamiento de los espectros de vibración en sus diferentes niveles de severidad de acuerdo a la norma ISO 10816-1.

Elaborar un manual de mantenimiento utilizando el AMEF para el simulador de fallas de cojinetes de contacto plano.

Elaborar una guía de operación y mantenimiento para el simulador de cojinetes planos.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 Elementos de guiado y apoyo

Para la sujeción de árboles de transmisión, es imprescindible la existencia de apoyos que permitan el movimiento relativo entre dos superficies cilíndricas, fijas en una estructura. De la siguiente revisión bibliográfica (GALMÉS, 2015), se extraen las características que deben cumplir los apoyos:

- Deben ser capaces de soportar cargas estáticas y dinámicas, radiales como axiales, al tiempo que permita el giro de los elementos.
- Debe tener un bajo coeficiente de fricción, para evitar el calentamiento y pérdida de energía por rozamiento.
- Deben tener un desgaste mínimo.

2.1.1 *Función del cojinete.* El objetivo de un cojinete consiste en soportar una carga, y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de máquina. El fin es facilitar el movimiento y reducir el desgaste por intermedio de una película lubricante, con el fin de evitar el contacto de metal con metal. (MOTT, 2006), (PRIETO, y otros, 2007), (GONZÁLEZ, y otros, 2011).

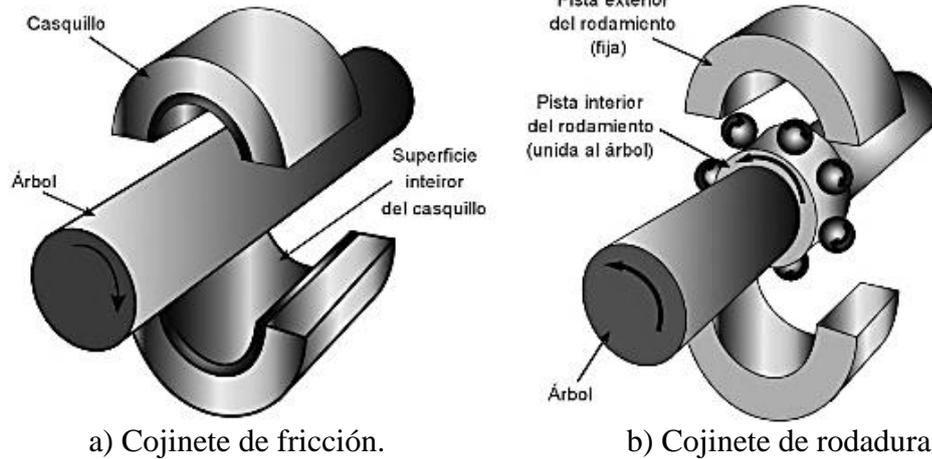
Los cojinetes según su modo de trabajo se clasifican en:

2.1.2 *Cojinetes de fricción.* Consiste en un casquillo que se inserta en la sección de apoyo del árbol giratorio. En la zona de contacto los cojinetes de fricción suelen trabajar con lubricación hidrodinámica que consiste en la inserción de una película de aceite entre el eje y el casquillo. (GALMÉS, 2015).

La superficie interior del casquillo suelen fabricarse de un material más blando en relación al árbol con el fin de minimizar la fricción y el desgaste. (NORIA , y otros, 2016)

2.1.3 *Cojinetes de rodadura.* Los cojinetes de rodadura son elementos de apoyo donde el contacto por fricción se sustituye por una rodadura (GALMÉS, 2015). El elemento rodante suelen ser de bolas, rodillos, cónicos y agujas. El empleo de rodamientos permite mayor velocidad y admite mayor carga radial como axial, sin embargo no es muy propicio cuando soportan choques o sobrecargas. (GONZÁLEZ, y otros, 2011).

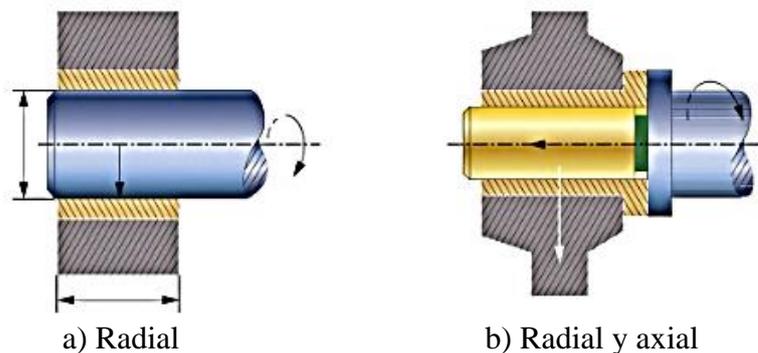
Figura 1. Elementos de apoyo.



(GALMÉS, 2015)

Atendiendo a su forma de trabajo (GONZÁLEZ, y otros, 2011), menciona que los cojinetes pueden ser radiales o axiales, como se indica en la (figura 2).

Figura 2. Cojinetes atendiendo a su forma de trabajo

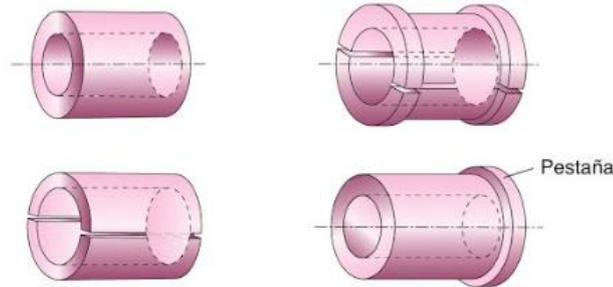


Fuente: (GONZÁLEZ, y otros, 2011)

Según su forma constructiva pueden ser:

- Enteros. Llamado casquillo, compuesto por un cilindro hueco.
- Partidos. Conformados por dos semicasquillos.

Figura 3. Cojinetes enteros y partidos.

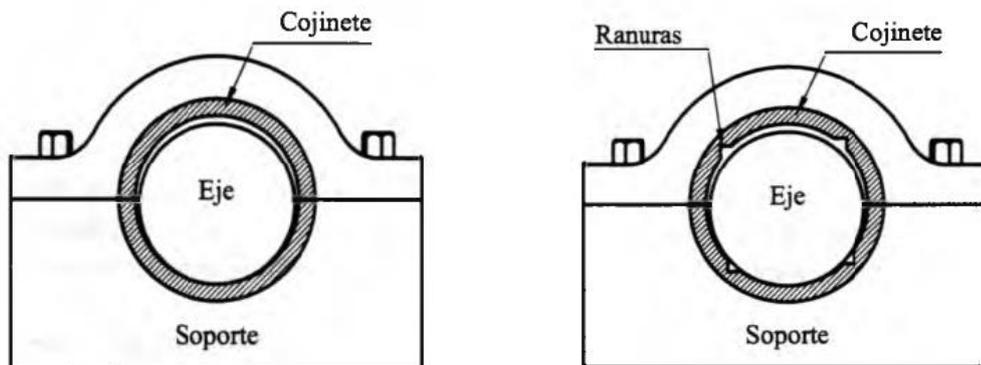


Fuente: (GONZÁLEZ, y otros, 2011)

2.1.4 *Tipos de cojinetes atendiendo a su configuración geométrica.* De la siguiente revisión bibliográfica (SÁNCHEZ, y otros, 2006) clasifica a los cojinetes en cuatro tipos:

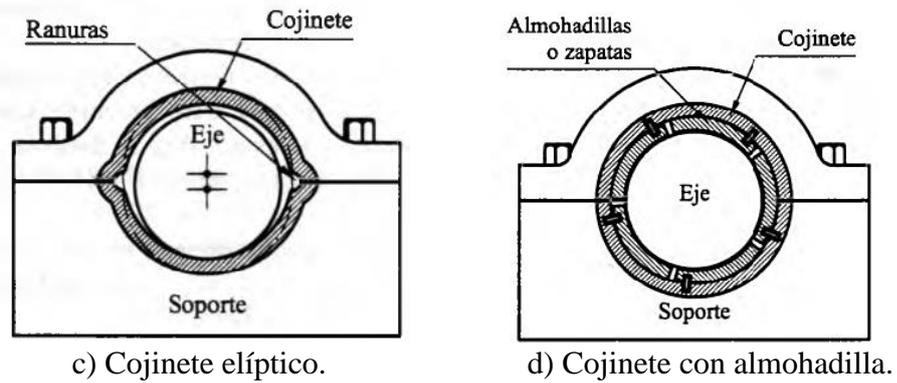
1. Cojinetes plano cilíndrico. En estos tipos de cojinetes las superficies son cilíndricas y no poseen ranuras. (figura 4a).
2. Cojinete ranurado. Tiene una cierta similitud con el cojinete de plano cilíndrico, a este elemento se añade una ranura con el fin de posibilitar la entrada del lubricante. (figura 4b).
3. Cojinete elíptico. Su uso es en turbinas, posee lóbulos en lugar de ranuras y formado por dos centros de circunferencia que no coinciden. (figura 4c)
4. Cojinete estabilizado con almohadillas. Este tipo de cojinete es aquel que logra estabilizarse a través de almohadillas (o zapatas) montadas sobre pivotes (figura 4d), actuando como cojinetes de arco parcial. El lubricante a utilizar será en base a líquido.

Figura 4. Tipos de cojinete según su configuración geométrica.



a) Cojinete plano cilíndrico.

b) Cojinete ranurado en 4 ejes.

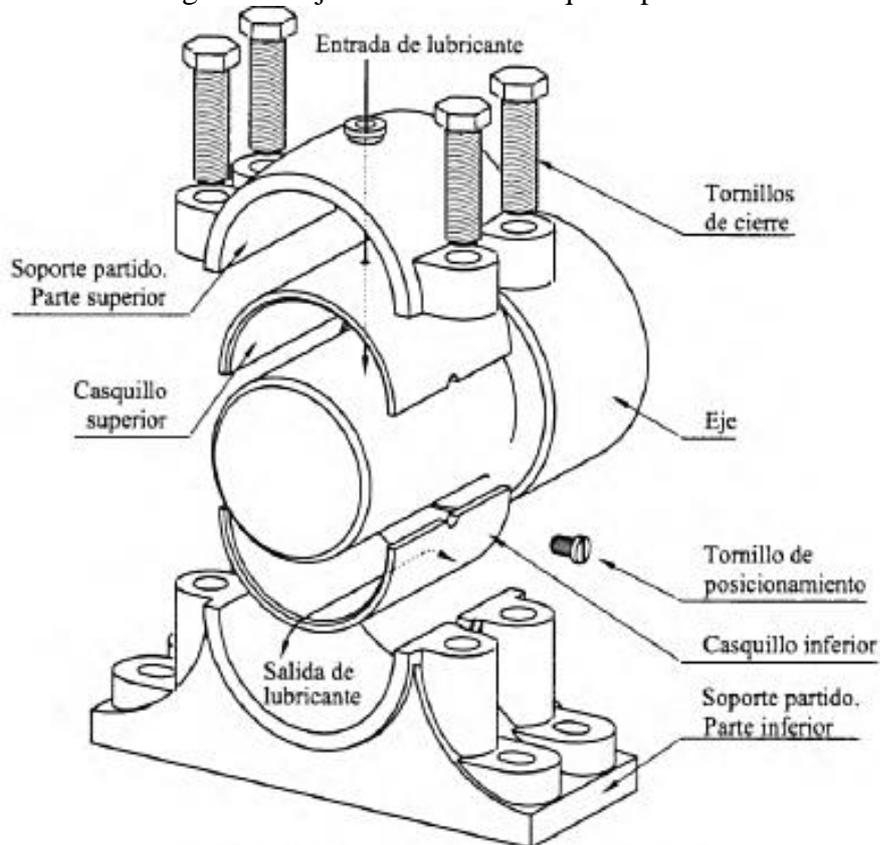


Fuente: (SÁNCHEZ , y otros, 2006)

2.1.5 *Elementos de un cojinete de fricción.* Los cojinetes como mínimo cuentan con un árbol y un soporte, constando una superficie de fricción entre ellos. Con el fin de mejorar la mantenibilidad del conjunto, en los mayores de los casos se utiliza un elemento intermedio denominado cojinete. (SÁNCHEZ , y otros, 2006).

El sistema se monta y desmonta con facilidad; y permite de forma sencilla la limpieza, inspección y sustitución de los componentes defectuosos.

Figura 5. Cojinete radial de casquillo partido



Fuente: (SÁNCHEZ , y otros, 2006)

La (figura 5), indica un cojinete radial hidrodinámico de casquillo partido que se sitúa sobre un soporte partido cerrado por cuatro tornillos. En este caso, el lubricante ingresa por gravedad a la interface árbol casquillo a través de un orificio superior, formando una película lubricante que evita el contacto entre las dos partes.

2.2 Materiales utilizados en cojinetes de fricción.

De acuerdo a la bibliografía analizada, aquellos materiales para la fabricación de cojinetes de fricción, tienen que cumplir con la siguiente lista que describe estas propiedades. (MOTT, 2006), (PRIETO, y otros, 2007).

- Resistencia: Capaz de soportar la carga aplicada y ceder a la estructura de soporte.
- Facilidad de incrustación: Capacidad del material para retener contaminantes.
- Resistencia a la corrosión: Se debe considerar el ambiente del cojinete como es el lubricante, aire, gases, temperatura y partículas suspendidas.
- Deformabilidad. Capacidad de deformarse plásticamente en puntos de presión elevada.
- Resistencia al gripado. Es la resistencia a que se produzca una soldadura entre cojinete y árbol.
- Resistencia a la fatiga.
- Velocidad de operación. Velocidad entre el componente móvil y estacionario.
- Costo: Influye en los costos de procesamiento e instalación.
- Resistencia a temperaturas elevadas.
- Alta conductividad térmica.
- Propiedades antifriccionantes.

- Capacidad de carga.

La selección de materiales para cojinetes deslizantes tiene que ser lo más óptimo posible, de manera que permita el deslizamiento considerando la fricción en menor cadencia, al mismo tiempo que soporta cargas elevadas.

Por ello, los materiales para cojinetes se clasifican de acuerdo a su dureza superficial. (CASTANY, y otros, 2008).

Tabla 1. Dureza superficial de las familias de materiales.

Familia	Dureza [HB]	Familia
Aleaciones plásticas	$H_B < 50$	Aleaciones plásticas
Aleaciones blandas	$50 \leq H_B \leq 100$	Aleaciones blandas
Aleaciones duras	$H_B > 100$	Aleaciones duras

Fuente: (CASTANY, y otros, 2008), (ORLOV, 1985)

Para trabajo de altas velocidades implica la utilización de casquillos de acero revestidos de aleaciones plásticas. En cambio para las aleaciones blandas y duras se aplican para fabricar cojinetes de rozamiento semilíquido y mixto que trabajan a revoluciones moderadas.

2.2.1 *Aleaciones plásticas.* Se llaman materiales auto lubricantes, los plásticos se usan en aplicaciones de cojinetes con características inherentes de baja fricción. Además pueden trabajar en seco, aunque su funcionamiento mejora con lubricante. Poseen buena resistencia al agarre y su facilidad de incrustación suele ser buena. Pero la mayoría de ellos tiene baja resistencia lo que limita su capacidad de carga, a estas aleaciones pertenecen babbitts, bronce de plomo y aleaciones a base de aluminio plásticas, plata. (MOTT, 2006). (ORLOV, 1985)

2.2.2 *Aleaciones blandas.* En las aleaciones blandas se incluyen bronce blandos (de estaño, de estaño y plomo, babbitts, estaño, plomo y zinc). (ORLOV, 1985)

2.2.3 *Aleaciones duras.* Las aleaciones duras suelen ser de bronce con aluminio y/o hierro o hierro fundido. (ORLOV, 1985).

La tabla 2, indica los distintos materiales para cojinete de fricción.

Tabla 2. Materiales para cojinetes de fricción.

Material	Resistencia de tracción (MPa)	Resistencia de cadencia (MPa)	Dureza Brinell [HB]	
Hierro Fundido Dúctil				
ASTM 100-70-03	700	440	275	
ASTM 65-45-12	500	320	205	
Bronces				
SAE 40	260	120	70	
SAE 62	310	150	72	
SAE 64	240	125	72	
SAE 65	290	140	87	
Babbitt				
CLASE 1	89	30	17	
CLASE 2 } Sn	103	42	24,5	
CLASE 3 } Sn	121	46	27	
CLASE 7 } Pb	108	25	22,5	
CLASE 8 } Pb	108	23	20	
Aleaciones y sus aplicaciones.				
Nombre de la aleación	Espesor, pulg	Número SAE	Relación de holgura radial	Capacidad de carga
Bronce al plomo	Sólido	729	500-1000	3,3
Cobre-plomo	0,022	480	500-100	1,9
Aleación de aluminio	Sólido		400-500	3,0
Plata más revestimiento	0,013	17P	600-1000	4,1
Cadmio (1,5% Ni)	0,022	18	400-500	1,3
Metales porosos	Esta clase de cojinetes son especialmente para movimiento de baja velocidad, alternativos u oscilantes. Los bronce al estaño y aluminio pueden trabajar a 260 °C.			
Bronce-estaño				
Hierro				
Aluminio				
Plomo-cobre				
Plásticos	Su ventaja es la resistencia a la corrosión, y cuando trabajan en seco la eliminación de contaminación. La mayoría de plásticos están limitados a funcionar hasta unos 93 °C. Sin embargo el PTFE puede funcionar hasta 260 °C.			
Nylon				
PPS				
PTFE				
PA				
PEI				

Fuente: (MOTT, 2006); (BUDYNAS, y otros, 2008),

El babbitt es un material para cojinetes relativamente suave. Así, disminuye el peligro de daño en los muñones, para estos cojinetes la temperatura ambiente no debe sobrepasar los 55 °C, y su temperatura de trabajo debe mantenerse entre 100 y 200 °C. De la misma

manera se señala que son poco resistentes a la fatiga, la dureza del eje debe ser como mínimo de 25 a 35 HRc. (CASTANY, y otros, 2008)

Los cojinetes en base a bronce soportan cargas del 75% al 200% más que las soportadas por el babbitt, dependiendo de las condiciones de carga y trabajo. Permite además mayor velocidad de operación, así como mayores cargas de golpe. Es ideal para temperaturas ambientales menores de 150 °C si su lubricación es adecuada.

Los cojinetes de hierro fundido son propicios para árboles con movimiento lento que soporten cargas ligeras, ideal para trabajos a temperaturas altas de 530 °C.

2.2.4 *Cargas aplicadas en cojinetes de deslizamiento.* Se facilita la siguiente tabla al momento de elegir cargas unitarias aplicadas a cojinetes de deslizamiento. Puesto que la longitud como el diámetro dependen de la carga unitaria, la siguiente tabla será de gran ayuda al momento de selección. (BUDYNAS, y otros, 2008)

Tabla 3. Intervalo de cargas unitaria

Aplicación	Carga unitaria	
	Psi	MPa
Motores diésel:		
- Cojinetes principales	900-1700	6-12
- Brazo cigüeñal	1150-2300	8-15
- Articulación biela en pistón	2000-2300	14-15
Motores eléctricos	120-250	0,8-1,5
Turbinas de vapor	120-250	0,8-1,5
Reductores de velocidad	120-250	0,8-1,5
Motores de automóvil:		
- Cojinetes principales	600-750	4-5
- Brazo cigüeñal	1700-2300	10-15
Compresores de aire:		
- Cojinetes principales	140-280	1-2
- Brazo cigüeñal	280-500	2-4
Bombas centrifugas	100-180	0,6-1,2

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

2.2.5 *Fallas ocasionadas en cojinetes planos.* Como sucede en todas las partes internas de un equipo, los cojinetes lisos también se desgastan con el uso. La vida útil de

estos elementos es controlable y depende del usuario o del personal que efectúa el mantenimiento. Las fallas en los cojinetes lisos de acuerdo al autor de la fuente, se pueden clasificar en las siguientes categorías:

Tabla 4. Clasificación de fallas en cojinetes.

Desgaste	Por fatiga	4%	Corrosion por vibración	8%
	Abrasivo	20 %	Desalineamiento	14%
	Adhesivo	8%	Montaje defectuoso	5%
	Erosivo	8%		
	Corrosivo	10%	Unión defectuosa entre revestimiento y la estructura del casquete	10 %
	Por sobrecarga	10%		
	Por corrientes dieléctricas	3%		

Fuente: (ALBARRACÍN , 2001)

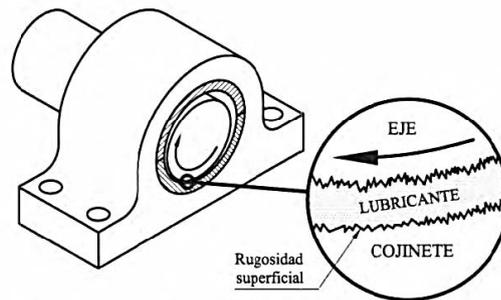
2.2.6 *Ventajas y desventajas de utilizar cojinetes deslizantes.* El empleo de utilizar cojinetes de fricción frente a cojinetes por rodadura se mencionan a continuación:

- El empleo de cojinetes de fricción supone una solución más económica.
- Los cojinetes de fricción no pueden ser utilizados para elevadas revoluciones, a menos que la carga que soporte sea pequeña.
- Suelen ser capaces de soportar fuertes cargas y elevadas velocidades, siempre y cuando se utilice lubricación a presión.
- Pueden ser contruidos en dos partes, facilitando el montaje y desmontaje para el mantenimiento.
- Su forma de trabajo puede ser de forma radial como axial.

2.3 Lubricación en cojinetes de deslizamiento

2.3.1 *Lubricación.* El propósito de la lubricación es la separación de dos superficies con deslizamiento relativo entre sí (figura 6), con ello se intenta el menor rozamiento posible. Para conseguir esto debe existir una película lubricante (gaseosa, líquida o sólida) de espesor suficiente entre las dos superficies en contacto. (WIDMAN, y otros, 2007)

Figura 6. Ubicación del lubricante entre dos piezas con movimiento relativo



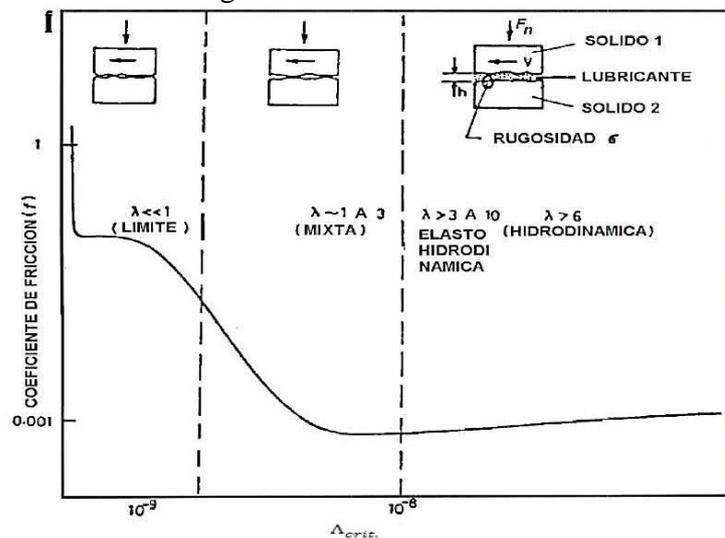
Fuente: (SÁNCHEZ, y otros, 2006)

En dependencia de las características del régimen de trabajo en los cojinetes de deslizamiento, se pueden presentar diferentes estados de fricción, en seco y con lubricante, la fricción con lubricante se clasifica en:

- Fricción Hidrodinámica.
- Fricción Mixta.
- Fricción Límite.
- Fricción Elastohidrodinámica.

La representación gráfica de los estados de fricción, se muestra por medio de la curva de Stribeck, como se muestra en la (figura 7).

Figura 7. Curva de Stribeck



Fuente: (ARIZMENDI, 1987)

De la curva de Stribeck se aprecia el paso de la lubricación mixta a lubricación hidrodinámica, así se produce un valor llamado crítico del parámetro de régimen de lubricación (Λ).

Según apuntes de lubricación (RODRÍGUEZ, Calixto. Pág. 154), menciona que el valor $\Lambda_{crit.}$ se puede determinar por las siguientes recomendaciones:

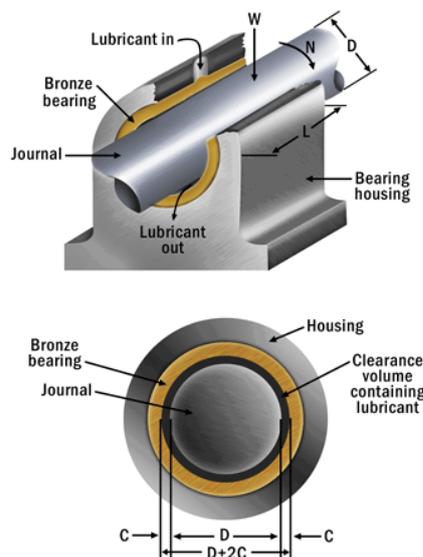
$$\Lambda_{crit.} = (5 \div 6) \cdot 10^{-7} \text{ para cojinetes de deslizamiento de bronce.}$$

$$\Lambda_{crit.} = (4 \div 5) \cdot 10^{-7} \text{ para cojinetes de deslizamiento de Babbitt.}$$

En la zona de fricción hidrodinámica el coeficiente de fricción se incrementa con el aumento de la viscosidad y la velocidad de deslizamiento. En la zona de fricción mixta el incremento de la velocidad hace que disminuya el coeficiente de fricción, mientras que en la zona de lubricación límite la velocidad prácticamente no tiene influencia.

2.3.2 *Teoría hidrodinámica para cojinetes planos.* La teoría actual de la lubricación hidrodinámica se originó en el laboratorio de Beauchamp Inglaterra, Tower quién realizó un agujero de ½ pulgada de diámetro en la parte superior del cojinete para lubricación; en el momento que se dispuso de movimiento, el experimento hizo que el aceite fluya hacia afuera del orificio, se añadió un tapón de corcho en un esfuerzo para evitar la fuga y sobrepasando los niveles de presión. (BUDYNAS, y otros, 2008).

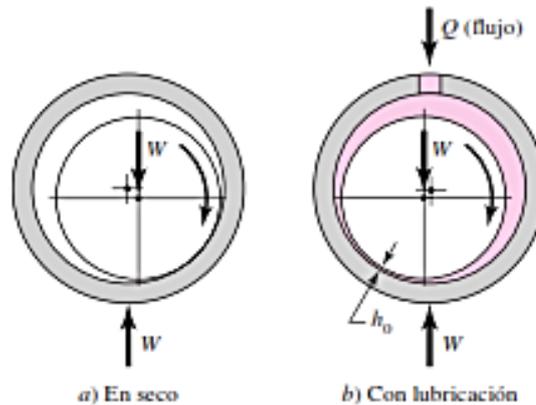
Figura 8. Cojinete deslizante en condición de lubricación hidrodinámica.



Fuente: (NORIA , y otros, 2016)

Una presión positiva se origina en una chumacera lubricado hidrodinámicamente, las superficie del cojinete convergen, y su movimiento relativo como la viscosidad del fluido separa las superficies.

Figura 9. Características de la lubricación hidrodinámica



Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

En la (figura 9b), se observa que el lubricante ingresa por la parte superior del cojinete, la acción del muñón giratorio consiste en bombear el lubricante alrededor del cojinete en dirección de las manecillas del reloj. El lubricante se bombea a un espacio cuneiforme y obliga al muñón a desplazarse al otro lado. Así, se forma un espesor mínimo de la película h_0 .

Donde;

W : carga

Q = caudal

2.3.3 Lubricación durante la fricción hidrodinámica. En la fricción hidrodinámica este régimen se caracteriza por altas velocidades y cargas pequeñas, se debe emplear como lubricante aceites, y a medida que se incrementa la magnitud de la carga, la viscosidad del aceite se debe incrementar. Sin embargo, si se aumenta la velocidad exige una disminución de viscosidad.

Para los cojinetes lisos, los lubricantes que mejor desempeñan son los sintéticos que se caracterizan por tener coeficiente de fricción fluida en promedio entre un 5 y un 20% por

debajo de los aceites minerales. En dependencia de la temperatura de trabajo, el diámetro del árbol y las revoluciones por minuto se presenta la tabla cinco.

Tabla 5. Viscosidad de los aceites para cojinetes de deslizamiento.

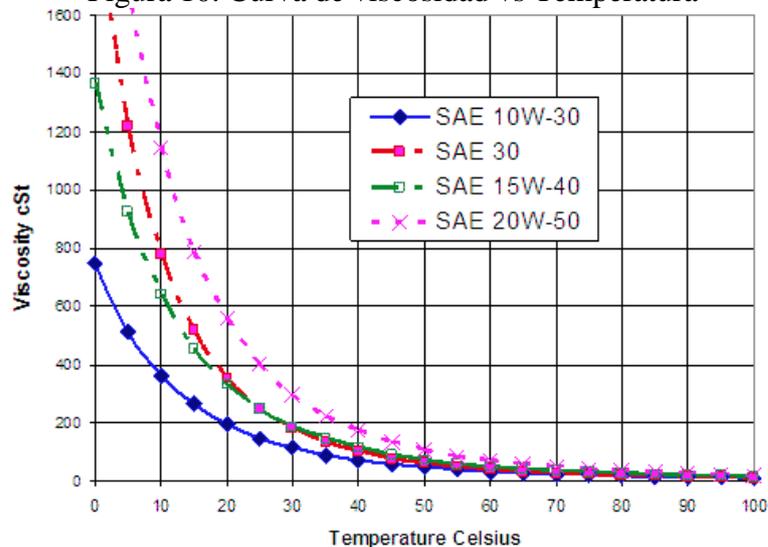
Temp. ° C	Diámetro mm	rpm	Grado ISO. VG
0 hasta 66	< 152	< 500	32
		500 – 1000	32
		>1000	22
	≥ 152	< 500	100
		500 – 1000	68
		>1000	32
67 hasta 94	< 152	< 500	68
		500 – 1000	68
		>1000	32
	≥ 152	< 500	100
		500 – 1000	100
		>1000	38

Fuente: Apuntes de lubricación (RODRÍGUEZ, Calixto. Pág. 155)

Durante la fricción hidrodinámica el desgaste que se produce es insignificante, y su magnitud depende de la frecuencia de arranque y parada de máquinas y equipos.

Asimismo en la (figura 10), se presenta una comparación de los aceites comúnmente utilizados en los motores de los vehículos, así se consigue adquirir una idea más clara acerca de la selección de un lubricante en el régimen hidrodinámico.

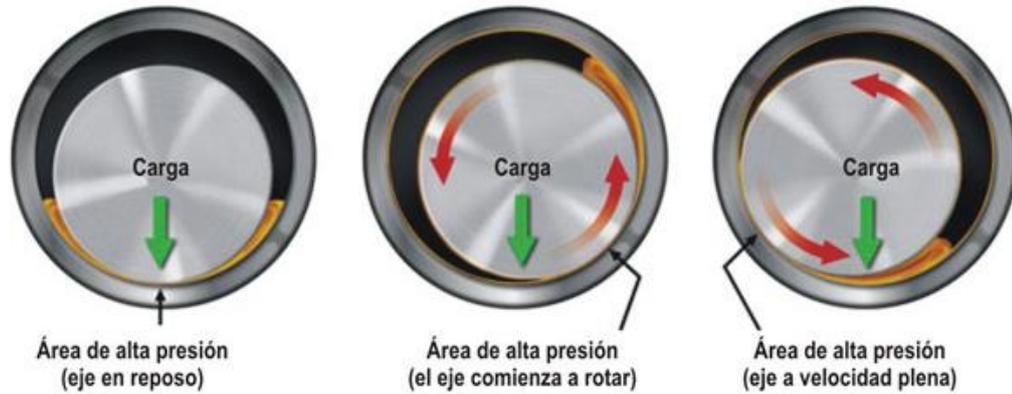
Figura 10. Curva de viscosidad vs Temperatura



Fuente: <http://www.widman.biz/Seleccion/efecto.html>

2.3.4 *Determinación del flujo de aceite requerido por los cojinetes.* Existe tres componentes principales en este tipo de sistemas: la parte fija o cojinete, la parte móvil o el árbol y el lubricante. (NORIA , y otros, 2016)

Figura 11. Comportamiento del cojinete respecto a la presión.



Fuente: (NORIA , y otros, 2016).

Una vez que el cojinete alcanzó una velocidad normal de operación, se logra una lubricación hidrodinámica. En este régimen, las dos superficies están separadas por una película lubricante, los picos que constituyen los grados de asperezas ya no entran en contacto y puede trabajar indefinidamente sin desgaste.

Según, (NORIA , y otros, 2016), menciona que para determinar el caudal de aceite apropiado se ven dos ecuaciones que asegura una cantidad suficiente para soportar la carga en el cojinete.

Galones por minuto

$$Q = 2.93 \times 10^{-9} \left(L + .0043 \left(\frac{W}{D} \right) \right) m D^2 N \quad \text{Ecuación (1).}$$

De la misma manera se muestra la siguiente ecuación que determina el caudal requerido mediante gotas por minuto.

Gotas por minuto

$$Q = 3.32 \times 10^{-3} \left(L + .0043 \left(\frac{W}{D} \right) \right) m D^2 N \quad \text{Ecuación (2).}$$

Donde:

Q= Caudal

D= diámetro del árbol (m)

L= Longitud del cojinete (m)

m= Factor de juego del cojinete

N= Velocidad de rotación (rpm)

W= Carga a soportar (g)

El factor (m) del cojinete se puede obtener calculando la holgura diametral (2C), expuesta a continuación:

$$2C = D. \text{int. cojinete} - D. \text{ext. árbol} \quad \text{Ecuación (3).}$$

Obviamente el juego será más pequeño que el diámetro del árbol (D), por lo que el factor juego del cojinete es:

$$m = 1000 * \left(\frac{2C}{D}\right) \quad \text{Ecuación (4).}$$

Para facilitar los cálculos se multiplica por 1000. (NORIA , y otros, 2016)

El valor de la carga (W) se determinará a través del peso del elemento giratorio dividido para el número de cojinetes. Una vez identificado todos estos valores se determina el caudal necesario con la ecuación (1) ó (2) según se requiera.

2.4 Vibración

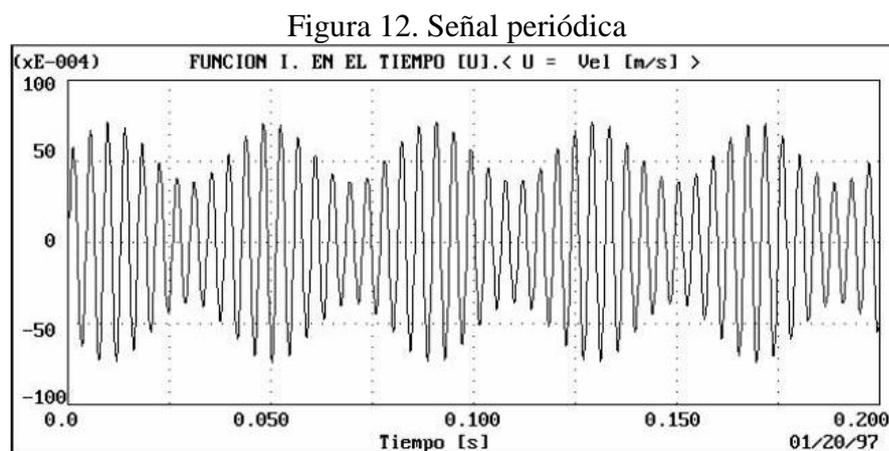
Según la norma ISO 2041: 2009, “Vibraciones y Choques – Vocabulario”, define a la vibración como: “Oscilación mecánica sobre un punto de equilibrio; las oscilaciones pueden ser periódicas o aleatorias”.

Entonces la vibración es aquel movimiento oscilatorio de un cuerpo entorno a su punto de equilibrio, el cual es producido por una fuerza de excitación. Es decir cuando la fuerza que actúa sobre el cuerpo es cero, éste volverá al punto de equilibrio.

2.4.1 *Tipos de señales.* Las señales son respuesta del sistema vibratorio al estar bajo la presencia de una fuerza excitadora, es decir, el sistema vibratorio recibe una señal excitadora de entrada (fuerza) y aloja una señal de respuesta (señal de vibración), que son apreciables en un software de diagnóstico técnico de vibraciones.

Según la norma ISO 2041: 2009, “Vibraciones y Choques – Vocabulario”, clasifica a las señales de vibración como periódicas y aleatorias.

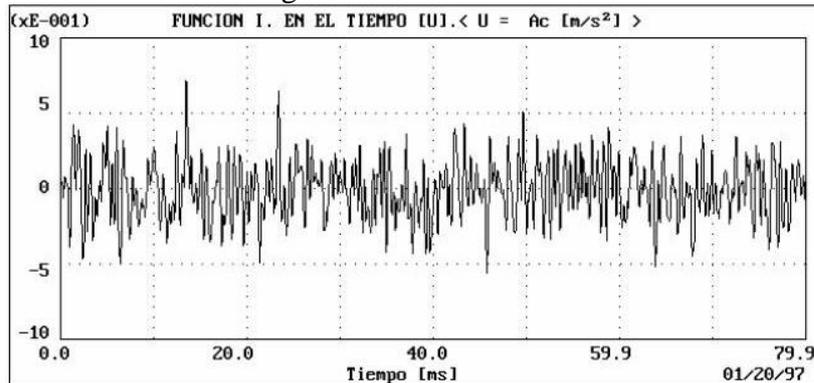
2.4.2 *Señales periódicas.* Tienen formas de ondas con un patrón que se repite a igual distancia en el tiempo, completándose un ciclo de vida en cada intervalo (WHITE, 2010).



2.4.3 *Señales aleatorias.* Son señales muy fluctuantes, sus valores instantáneos futuros son necesarios dando un mayor o menor grado de inseguridad, se pueden describir en términos estadísticos y promediados. Para este caso, hay vibraciones que no tienen una forma de onda o período repetible característico o definido.

“El valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar, para aquellos casos, una recopilación se puede presentar cierta regularidad estadística” (SINGIRESU, 2012). El problema que conducen a dicha señal por lo general es cavitación, contacto entre metal y metal en elementos rodantes y problemas de lubricación.

Figura 13. Señal aleatoria



Fuente: (PALOMINO MARÍN, 2007)

2.5 Elementos de una onda

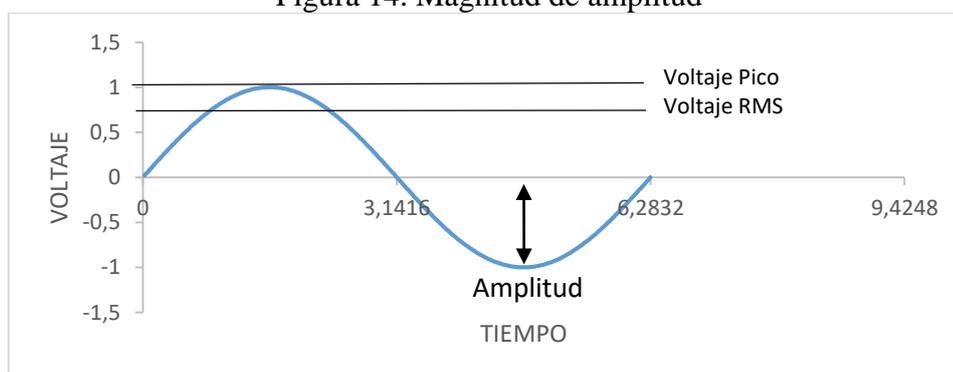
Una onda está compuesto de los siguientes elementos:

2.5.1 *Amplitud.* Se refiere al desplazamiento máximo de un cuerpo vibratorio, a partir de su posición de equilibrio (SINGIRESU, 2012).

- Pico: es la distancia máxima de la onda del punto cero, o del punto de equilibrio.
- Pico a pico: es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva, es decir es exactamente dos veces el valor de pico, ya que la forma de la onda es simétrica.
- Nivel RMS: raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda.

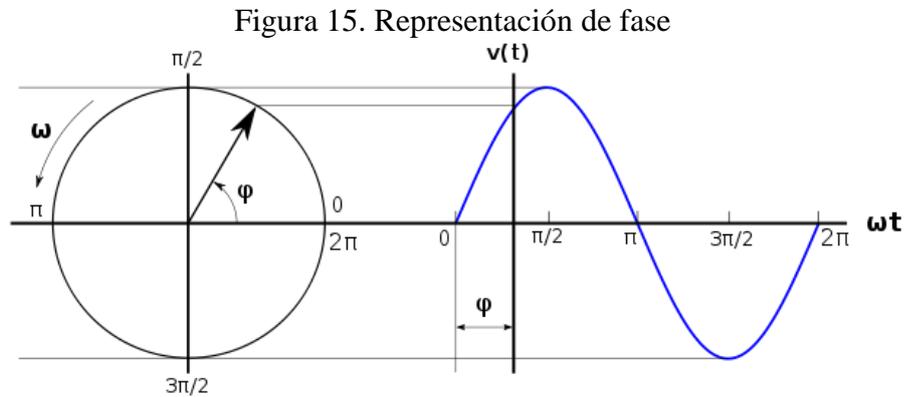
Para mayor apreciación de estos valores, se presenta el siguiente gráfico, en la que se observa claramente las magnitudes correspondientes.

Figura 14. Magnitud de amplitud



Fuente: Autores

2.5.2 *Fase*. Es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas senoidales. Aunque la fase, es una diferencia verdadera del tiempo, siempre se mide en términos de ángulo, en grados o radianes.



Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Corriente_alterna

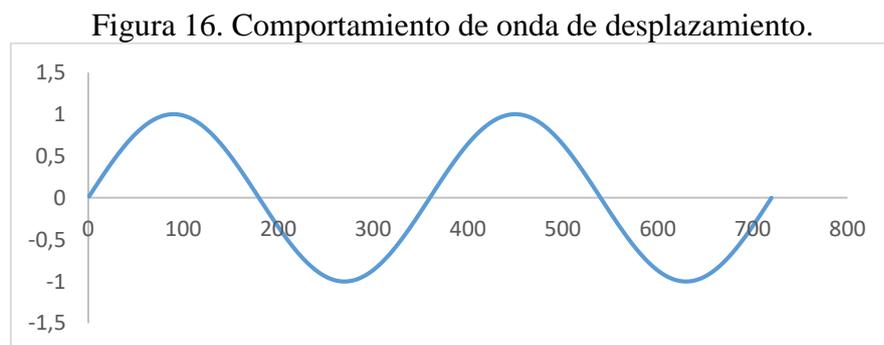
2.5.3 *Período*. El periodo es el tiempo necesario para un ciclo, o para un viaje de ida y vuelta. El período se mide en segundos o milisegundos (WHITE, 2010).

2.5.4 *Frecuencia*. La frecuencia es el número de ciclos que ocurre en un segundo, y sencillamente es el recíproco del período ($F = 1/T$). (WHITE, 2010)

2.6 Magnitudes de una onda

La vibración se expresa en las siguientes magnitudes.

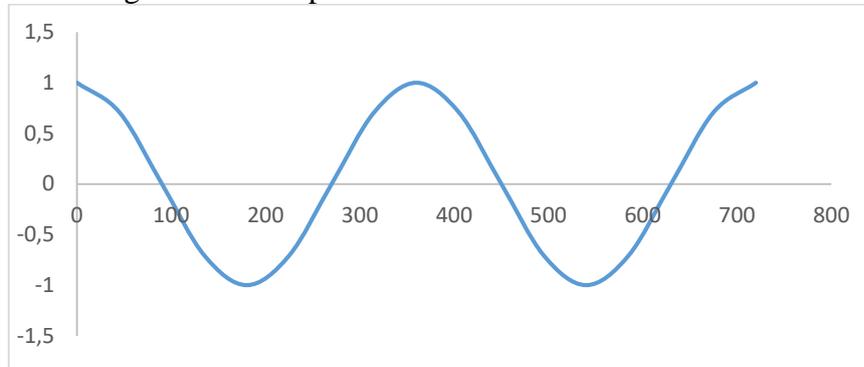
2.6.1 *Desplazamiento*. El desplazamiento es sencillamente la distancia desde una posición de referencia, o punto de equilibrio. Su unidad es la micra ($\mu\text{m}=0.001 \text{ mm}$) en el Sistema Internacional (S.I).



Fuente: Autores.

2.6.2 *Velocidad.* La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento, en el sistema inglés, se mide por lo general en pulgadas por segundo (PPS) y en el S.I en (mm/s).

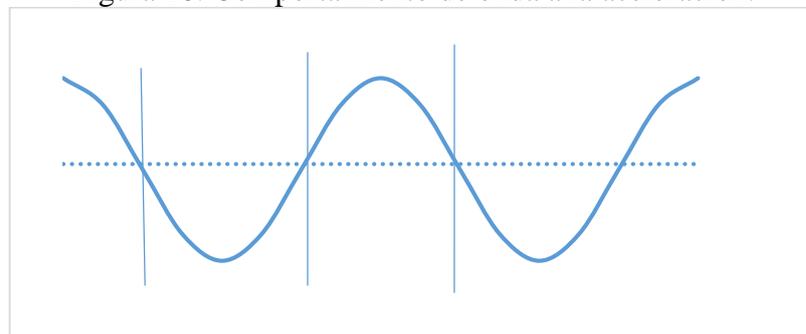
Figura 17. Comportamiento de onda de la velocidad.



Fuente: Autores.

2.6.3 *Aceleración.* Se define como la proporción de cambio en la velocidad, en el sistema inglés se mide en gravedades (g), o sea la aceleración promedio debida a la gravedad de la superficie.

Figura 18. Comportamiento de onda a la aceleración.



Fuente: Autores

2.7 Diagnóstico de vibraciones en cojinetes planos y chumaceras.

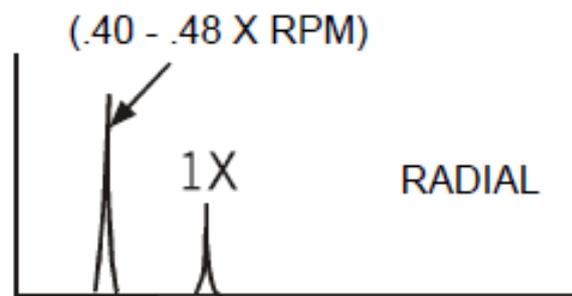
Al realizar un diagnóstico técnico de las chumaceras y cojinetes, estos generan picos espectrales a frecuencias más bajas que el 1X, denominados picos subsíncronos y por arriba de la frecuencia fundamental.

A continuación se da a conocer los fallos que pueden ser diagnosticados en chumaceras y cojinetes deslizantes. (WHITE, 2010)

2.7.1 *Remolino de aceite.* La inestabilidad por remolino de aceite ocurre cuando existe una fuerte vibración presente en 0.40 - 0.48 X, se considera excesivo cuando excede en un 40% la amplitud de los espacio de cojinetes.

El remolino de aceite es una vibración excitada de película de aceite, en que los desvíos en condiciones normales de operación (ángulo y excentricidad) causan que la cuña lubricante empuje al eje dentro del cojinete. (CHARLOTTE, 2005)

Figura 19. Comportamiento del espectro ocasionado por remolino de aceite



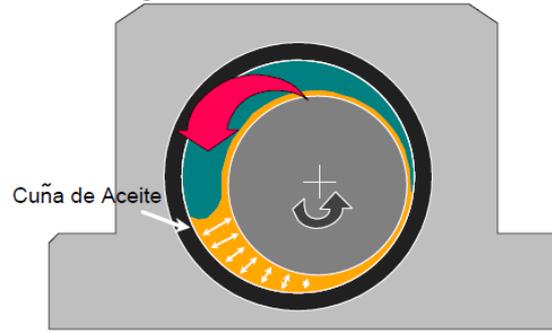
Fuente: (CHARLOTTE, 2005)

Algunas de las causas principales para que se generen estos armónicos, es el juego excesivo entre cojinete y árbol, carga radial ligera que resulta en la acumulación de la película de aceite y obliga al gorrón de migrar en el rodamiento a menos de la mitad de las rpm de giro. (WHITE, 2010). Este fenómeno está presente ya que la película de fluido tiene una capa demasiado insuficiente. El remolino y latiguo de aceite, para cualquier caso, el fenómeno aparece cuando el fluido se encuentra entre dos superficies cilíndricas.

Investigando a través de (BERRY, 2010), este fenómeno ocurre cuando:

- Existen fuerzas dinámicas y de precarga.
- Desgaste excesivo del cojinete.
- Cambio en las propiedades de aceite por cizallamiento.
- Cambio de presión, puede elevarse o disminuir según su temperatura.
- Diseño inadecuado de cojinetes.

Figura 20. Flecha girando fuera del centro de la chumacera



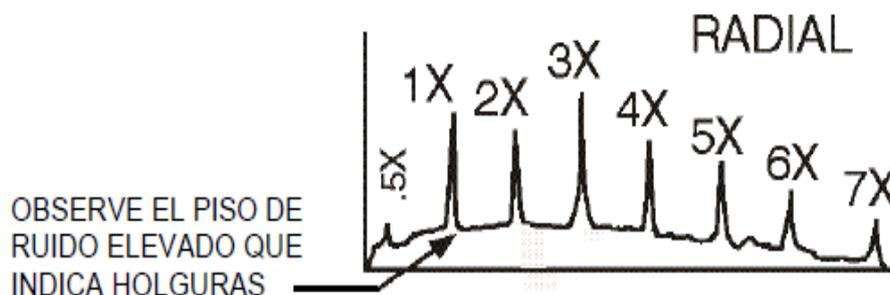
Fuente: (WHITE, 2010)

Como el lubricante rota aproximadamente a un 50% de la velocidad del eje, este se presiona y gira por el área más estrecha, donde el eje es más cercano a la pared de la chumacera. La velocidad del lubricante aumentará en el interior del claro pequeño y disminuirá al abandonar este pequeño claro; aquella aceleración y desaceleración crea una turbulencia en ambos lados del claro.

2.7.2 *Problemas de desgaste/holgura en cojinetes lisos.* El problema principal para que se genere el armónico es debido a la holgura excesiva, las etapas de desgaste en cojinetes se evidencia por la presencia de una serie de armónicos (hasta 10 o 20) de la velocidad de giro. (CHARLOTTE, 2005)

Los cojinetes de contacto planos con holgura excesiva, tendrán mayores niveles de vibración cuando presentan un desalineamiento o desequilibrio.

Figura 21. Espectro de holgura y desgaste en cojinetes planos



Fuente: (CHARLOTTE, 2005)

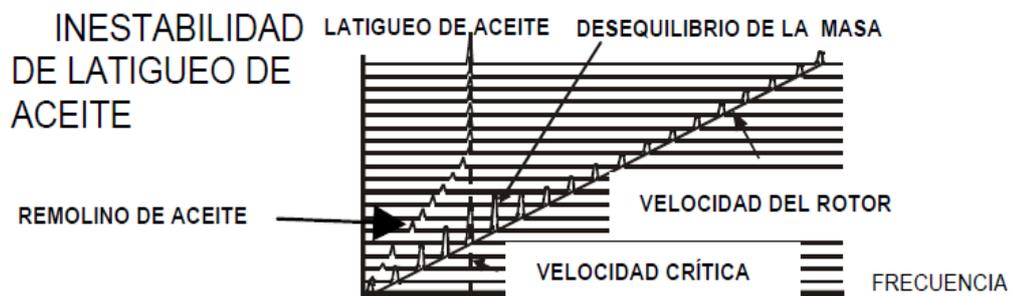
2.7.3 *Inestabilidad por latiguo de aceite.* El latiguo de aceite ocurre cuando la máquina opera en o por arriba de la velocidad crítica del rotor 2X. Las velocidades críticas son velocidades que se excita una frecuencia natural. El latiguo de aceite ocurre cuando

el componente de excitación del remolino de aceite llega a una frecuencia igual a la frecuencia natural de la flecha. Este fenómeno ocurre al arrancar en máquinas con flechas largas. (WHITE, 2010)

En otras palabras se dice que la frecuencia de giro del llamado remolino de aceite, se acerca a la primera frecuencia crítica del eje, mientras que el eje se acerca a su segunda frecuencia crítica creando una condición de resonancia llamada latiguo de aceite. La frecuencia de latiguo de aceite se mantiene constante en la primera frecuencia crítica del eje y disminuye cuando la frecuencia del eje se encuentra por debajo de la segunda frecuencia crítica.

La solución al remolino y latiguo de aceite es cambiar la carga, el tipo de lubricante, la viscosidad del lubricante, el claro radial de la chumacera y la presurización del aceite por el motivo de que el eje no atraviese su zona de inestabilidad.

Figura 22. Mapa espectral de latiguo de aceite.



Fuente: (CHARLOTTE, 2005)

Según (BERRY, 2010), una vez que se produce el torbellino de aceite, inmediatamente es sustituido por el fenómeno de latiguo de aceite. El latiguo de aceite puede ocasionar una vibración destructiva como resultado catastrófico en corto tiempo.

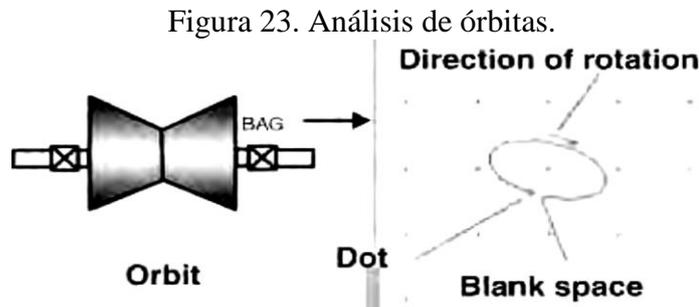
2.7.3.1 *Trama en cascada.* Una gráfica en cascada (figura 22), es una representación de tres parámetros: amplitud, frecuencia y velocidad de la máquina.

Un gráfico FFT (Fast Fourier Transform) de amplitud vs frecuencia se graba a intervalos de velocidad. Después de la recolección de todos los FFT, se encuentra en cascada uno tras otro.

2.8 Órbitas espectrales

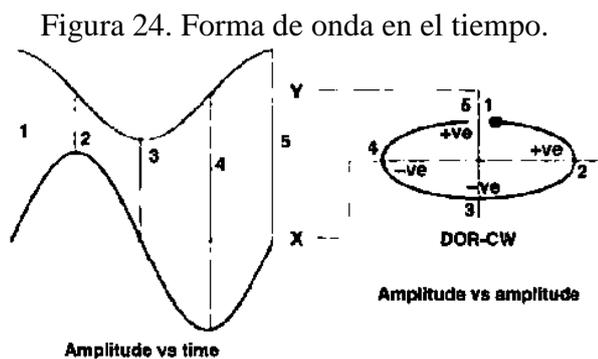
Es determinante conocer los tipos de falla más comunes, y asociarlas al estudio introductorio de este análisis. Entre las causas más comunes se encuentran: el desalineamiento, desbalanceo, soltura mecánica, rozamiento, vibraciones en bandas, vibraciones en engranajes, y distorsión en la carcasa.

Las órbitas son patrones de Lissajous, las señales en dominio del tiempo que se trazan simultáneamente en el plano de coordenadas X-Y de un osciloscopio o un analizador de vibraciones. El análisis de órbitas es la medición de la vibración de cualquier sistema rotativo en un diagrama X-Y. La unidad de medida es el desplazamiento, que es medido directamente utilizando sondas de proximidad. (GIRDHAR, 2004)



Fuente: (GIRDHAR, 2004)

El diagrama de forma de onda, mostrado en la (figura 24), tiene dos ondas sinusoidales, en el eje x-y. El gráfico Y está en la parte superior, y el gráfico X está en la parte inferior. La señal de forma de onda corre de izquierda a derecha, y las amplitudes cambian de negativo a positivo. Los cambios en la forma de onda hacen que la órbita se cree; una órbita está formada por un eje X-Y con cero en el centro. A partir del centro, arriba es positivo y abajo es negativo. La derecha es positiva y la izquierda es negativa.

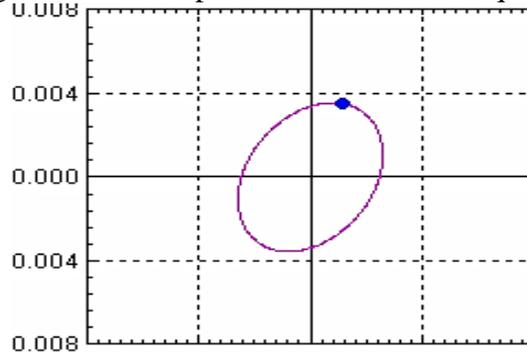


Fuente: (GIRDHAR, 2004)

2.8.1 *Análisis donde se presenta órbitas espectrales.* Las fallas más comunes que se pueden presentar en los equipos rotatorios, y que pueden ser analizadas mediante el diagnóstico de órbitas espectrales se encuentran:

- Desbalance. Debido a que su centro de masa no coincide con su centro geométrico de rotación.

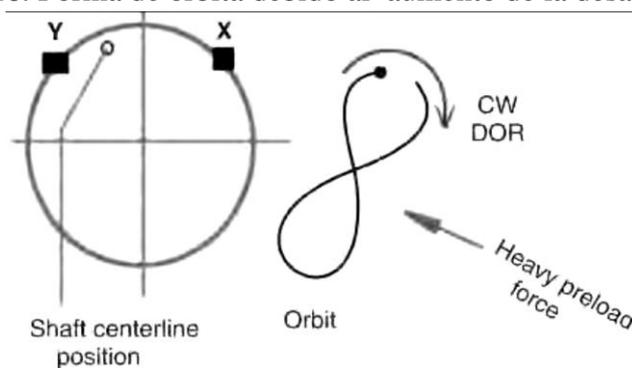
Figura 25. Órbita para condición de desequilibrio



Fuente: <https://www.researchgate.net/publication/228409391>

- Desalineamiento Severo. La precarga radial debida a desalineación, gravedad, fuerzas de fluido y otras causas aumentan en magnitud, la órbita se volverá muy elipsoide. La forma de la órbita se asemeja a un número 8, como indica la (figura 26).

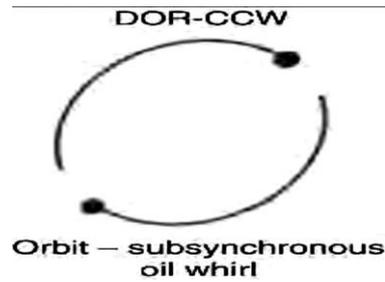
Figura 26. Forma de órbita debido al aumento de la desalineación



Fuente: (GIRDHAR, 2004)

- Remolino de aceite. De acuerdo al inciso 2.7.1; el remolino de aceite ocurre por debajo de la frecuencia fundamental, ocasionando una fuerte vibración presente en 0,40 hasta 0,48 X. En la (figura 27), asimila la forma de onda que hace referencia a este fenómeno.

Figura 27. Representación orbital del remolino de aceite



Fuente: (GIRDHAR, 2004)

2.9 Transductores de vibración

El transductor es el elemento que transforma la vibración mecánica en una señal eléctrica analógica para ser procesada, medida y analizada. (WHITE, 2010).

2.9.1 *Transductor de desplazamiento.* Es el sensor de proximidad también llamado “Sensor de Corriente de Remolino” o, “Transductor de Desplazamiento”. Su operación está basada en un principio magnético que al ser absorbido por el movimiento dinámico del eje, envía una señal de salida la cual es acondicionada (WHITE, 2010), estos transductores se usan mucho en pares, separados por una orientación de 90 grados.

2.9.2 *Transductor de velocidad.* Su principio de funcionamiento está basado en una fuerza electromotriz producido por el movimiento relativo de un imán permanente dentro de las bobinas del sensor.

2.9.3 *Transductor piezo-eléctrico.* Conocido también como acelerómetro, es el que genera una señal proporcional a la aceleración, la deformación del cristal piezoeléctrico es causada por la fuerza aplicada por una masa en dirección de su polarización.

CAPÍTULO III

3. SELECCIÓN DE ELEMENTOS Y MONTAJE DEL MÓDULO DE PRUEBAS.

En este capítulo se dará a conocer todos aquellos requerimientos y elementos necesarios para la construcción del simulador de pruebas de cojinetes planos, posteriormente se realizará los cálculos correspondientes para corroborar la selección de elementos, la modelación para ejemplificar el simulador se realizará en el software SOLIDWORKS.

3.1 Representación del módulo de pruebas de cojinetes planos

La construcción se realizó tomando como referencia el modelo de (HAMBURG, 2009), donde se hace referencia a un kit de árbol elástico (Ver anexo L), con el objeto de que con este equipo se puedan estudiar el comportamiento de un rotor elástico sometido a desequilibrio y resonancia, particularmente es interesante la comparación de las órbitas en el área subcrítica y supercrítica, se acoge esta idea para la construcción del simulador.

Figura 28. Módulo de un kit de árbol elástico



Fuente: (HAMBURG, 2009)

3.2 Análisis de los requerimientos para el módulo de pruebas.

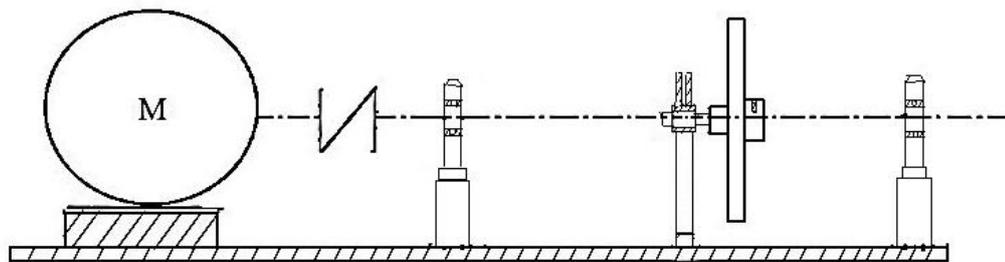
De acuerdo al módulo presentado por (HAMBURG, 2009), los requerimientos necesarios son los siguientes:

- Velocidad de trabajo de 1800 rpm.

- Voltaje 220/380 V de red trifásica.
- Lubricante líquido.
- Trabajo bajo régimen de lubricación hidrodinámica.
- Sistema de lubricación por goteo.
- Carga radial aplicada al cojinete

El esquema cinemático que se ilustra en la (figura 29), ejemplifica la conectividad, enlaces y uniones de los elementos del módulo de pruebas.

Figura 29. Esquema cinemático del módulo de pruebas.



Fuente: Autores

3.2.1 *Elementos que interviene en la construcción del módulo de pruebas.* En función al módulo de kit de árbol elástico y de los requerimientos ya mencionados, se ha considerado los elementos presentados en la sección de planos anexados al trabajo final. (Ver lámina 11, anexada en la sección de planos).

3.3 Sistemas del banco de pruebas.

El simulador de pruebas de cojinetes planos consta de los siguientes sistemas:

3.3.1 *Sistema de potencia.* El sistema de potencia está compuesto por un motor eléctrico con características señaladas más adelante.

3.3.2 *Sistema de transmisión.* El sistema de transmisión está compuesto por un acople flexible, árbol, rodamientos y cojinetes de fricción con sus respectivos apoyos.

3.3.3 *Sistema de lubricación.* Es un sistema de lubricación por gravedad, por lo cual se colocó un depósito de aceite a una altura de 0,70 metros. La superficie de fricción se hallará bajo un baño de lubricación constante (aceite).

3.3.4 *Sistema eléctrico.* El sistema eléctrico está compuesto por elementos de control que permitan el encendido y apagado de manera segura., además de un variador de frecuencia para la manipulación de la velocidad del motor.

3.4 Selección del sistema de transmisión.

3.4.1 *Selección del material para el eje de rotación.* Se ha seleccionado el acero AISI-SAE 1045 debido a la dureza, resistencia de tracción y resistencia de flexión. En la tabla 6, se indica las propiedades que ofrece este material, en estado de suministro:

Tabla 6. Propiedades del acero AISI/SAE 1045

AISI/SAE	Módulo de elasticidad E	Módulo de Rigidez G	Resistencia a la fluencia S_Y	Esfuerzo a la tracción S_U	Elongación (2 in)	Dureza Brinell
	[GPa]	[GPa]	[MPa]	[MPa]	%	[HB]
1045	207	80,8	531	627	12	179

Fuente: (NORTON, 2009).

3.4.1.1 *Determinación del diámetro del árbol.* El valor del diámetro que se va a calcular será aproximado, se propondrá un valor estándar que satisfaga la condición del rotor en voladizo. Para la selección del eje se toma en cuenta el momento de torsión para la transmisión de potencia.

En primer lugar se determina el torque nominal (CARDONA, y otros, 2005)

$$Tn = \frac{60 \cdot P}{2\pi \cdot n} \quad \text{Ecuación (5).}$$

$$Tn = \frac{60 \cdot 373}{2\pi \cdot 1680} \frac{\frac{kgm^2}{s^2}}{\frac{rad}{s}}$$

$$Tn = 2,12 N \cdot m$$

Dónde:

T_n = Torque nominal [$N \cdot m$].

P = Potencia del motor [W] [Joule/s].

n = Velocidad de giro del motor [rpm] [rad/s].

Para el eje circular de sección constante, el momento torsional se calcula a partir de la siguiente ecuación (CARDONA, y otros, 2005).

$$M_T = \frac{\tau_{adm} J}{c} \quad \text{Ecuación (6).}$$

Dónde:

M_T = Momento torsional [$N \cdot m$].

τ_{adm} = Esfuerzo admisible en el eje [Pa].

J = Momento polar de inercia [Newton].

c = radio del eje [mm].

Por resistencia de materiales según (BEER, y otros, 2010), se sabe que el momento polar de inercia para ejes sólidos, está definido por la siguiente ecuación:

$$J = \frac{1}{2} \pi \cdot c^4 \quad \text{Ecuación (7).}$$

Se reemplaza la ecuación 7 en 6:

$$M_T = \frac{\tau_{adm} \cdot 1/2 \pi c^4}{c}$$

$$\tau_{adm} = \frac{2c \cdot M_T}{\pi \cdot c^4}$$

$$\tau_{adm} = \frac{2 \cdot M_T}{\pi \cdot c^3} \quad \text{Ecuación (8).}$$

Tomando en cuenta que $c = \frac{d}{2}$, (d= diámetro del árbol) se reemplaza en la ecuación 8 donde se obtiene la siguiente ecuación:

$$\tau_{adm} = \frac{16 \cdot M_T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ecuación (9).}$$

A continuación se despeja (d):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_T}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \quad \text{Ecuación (10).}$$

Para árboles de acero 1035, 1040 y 1045, en el momento de determinar el diámetro extremo del esfuerzo admisible para ejes de acero la τ_{adm} es de 20-25 MPa; para el cálculo se tomará el valor de $\tau_{adm}=20$ MPa, esto para prevenir riesgos de cálculo. (CARDONA, y otros, 2005)

Se utiliza la $T_{nominal} = 2.12 N \cdot m$; que corresponde a las condiciones de funcionamiento del motor, tomando el valor del momento pico para la mayoría de motores asincrónicos en aproximadamente $2M_T = 4,24 Nm$. De los valores anteriores y reemplazando en la ecuación 10 se tiene:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4,24 \frac{Nm \cdot m^2}{N}}{\pi \cdot 20 \times 10^6}}$$

$$d \geq 0,01025 m = 10,25mm \approx 12 \text{ milímetros}$$

Se elige un árbol de diámetro de 12 mm correspondiente a un escalón mayor, esto debido al peso generado por el volante de inercia que satisface la condición del rotor en voladizo.

3.4.1.2 *Análisis de deflexión.* Basándose en la teoría del esfuerzo cortante máximo, donde preside el diámetro del eje en el que ocurrirá la falla por vez primera, se procede a

realizar los cálculos correspondientes para conocer las fuerzas actuantes sobre el árbol, y representar su deformación en el software MDSolids 3.5.

Es necesario determinar la fuerza distribuida que actúa sobre el eje, debido a su propio peso.

$$F_{eje} = m_{eje} \cdot g \quad \text{Ecuación (11).}$$

$$F_{eje} = V_{eje} \cdot \delta_{AC} \cdot g$$

Expuesta la ecuación correspondiente a la fuerza del eje, se realizan las sustituciones correspondientes.

$$F_{eje} = \left(\frac{\pi d^2 \cdot L}{4} \right) \cdot \delta_{AC} \cdot g \quad \text{Ecuación (12).}$$

$$F_{eje} = \left(\frac{\pi \cdot (0,012m)^2 \cdot 0,6m}{4} \right) \cdot 7870 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje} = 5,238 [N]$$

Donde;

F_{eje} = Fuerza distribuida sobre el eje [N].

m_{eje} = masa del eje [kg].

g = gravedad [m/s^2].

V_{eje} = volumen del eje [m^3].

δ_{AC} = densidad del acero [kg/m^3].

d = diámetro del eje [m].

L = Longitud del eje [m].

Debido a la desalineación que va a existir en el módulo de pruebas, el acople recarga una fuerza complementaria F_a . El momento torsional toma el valor del momento pico para la mayoría de motores asincrónicos, aproximadamente $2M_T$.

$$F_a = (250 \cdot 2M_T)^{1/2} \quad \text{Ecuación (13).}$$

$$F_a = 250 \cdot (4,24)^{1/2}$$

$$F_a = 514,78 \text{ N}$$

Donde;

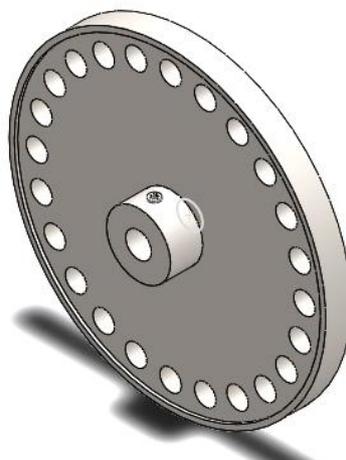
F_a = Fuerza complementaria en el acople [N].

M_T = Momento torsor [N].

A continuación se debe evaluar la fuerza ejercida por la masa del volante, para ello se calcula el peso correspondiente del volante de inercia que consta de 24 agujeros. La (figura 30), muestra la vista isométrica del volante con orificios, donde se colocará la masa calibrada en forma de tornillo.

Las dimensiones del volante de inercia se especifican en la (Ver lámina 6 de 12, anexada en la sección de planos). Los demás datos de peso, volumen y densidad nos proporciona el software solidworks.

Figura 30. Volante de inercia vista isométrica.



Fuente: Autores

Para conocer la masa total actuante en el volante de inercia, se menciona la ecuación 14, añadiendo un tornillo de masa calibrada en uno de sus agujeros.

$$m_T = m_{volante} + m_{tornillo} \quad \text{Ecuación (14).}$$

Los datos de masa del volante y tornillo se obtienen del software SOLIDWORK, las capturas de los datos se adjuntan en la sección de anexo K.

$$m_T = 1,107 \text{ kg} + 0,0117 \text{ kg}$$

$$m_T = 1.1187 \text{ kg}$$

Entonces el peso del volante es:

$$F_w = m_{volante} \times g \quad \text{Ecuación (15).}$$

$$F_w = 1,107 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_w = 10,974 \text{ [N]}$$

Donde;

F_w = Peso del volante [N].

$m_{volante}$ = masa del volante [Kg].

g = fuerza de gravedad [m/s^2].

Dado que el volante de inercia contiene una masa calibrada de la cual se conoce la magnitud y ubicación, se genera una fuerza centrífuga que actúa sobre la misma; esta fuerza se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_C = W^2 \cdot m_t \cdot r \quad \text{Ecuación (16).}$$

Dónde:

F_c = Fuerza centrífuga [N]

W = velocidad del rotor [rad/s]

m_t = masa del tornillo [kg]

r = radio, ubicación del tornillo con respecto al eje [m].

Con los datos ya obtenidos se procede al cálculo correspondiente:

$$F_c = (175,93 \text{ rad/s})^2 \cdot 0,0117 \text{ kg} \cdot 0,0625 \text{ m}$$

$$F_c = 22,63 \text{ N}$$

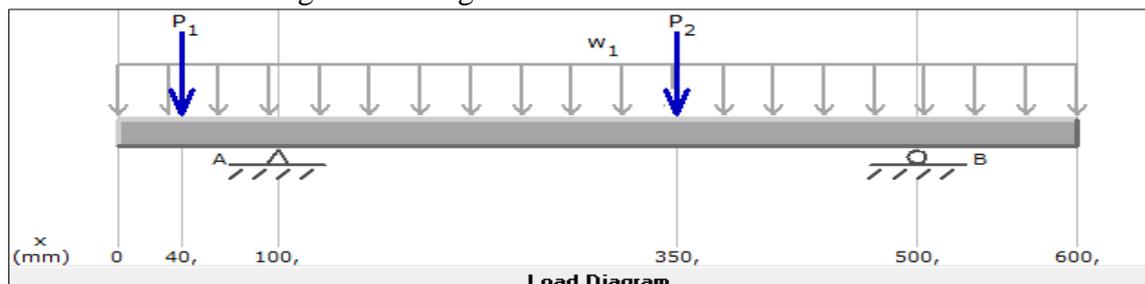
Encontrada la fuerza que se desarrolla en el eje, se realiza los siguientes diagramas con ayuda del software MDSolids 3.5.

Datos procedentes para los diagramas correspondientes:

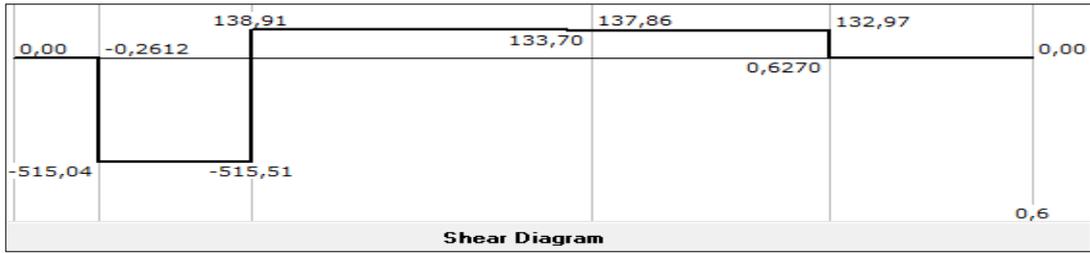
- $P_1 = F_a = 514,78 \text{ [N]}$; (Fuerza de recarga en el acople debido a la desalineación).
- $P_2 = F_w = 10,974 \text{ [N]}$; (Fuerza correspondiente al peso del volante).
- $W_1 = F_{eje} = 5,238 \text{ [Nm]}$; (Fuerza distribuida debido al peso del árbol).

La (figura 31a), ilustra el diagrama de cuerpo libre del eje. La (figura 31b) y (31c), muestran los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector respectivamente.

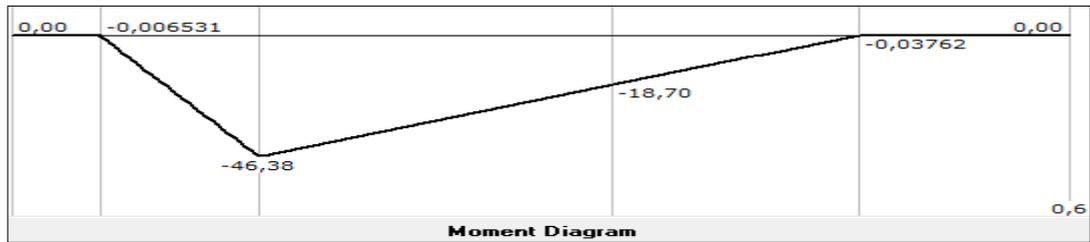
Figura 31. Diagramas del análisis de deflexión.



a) Diagrama de carga



b) Diagrama de esfuerzo cortante

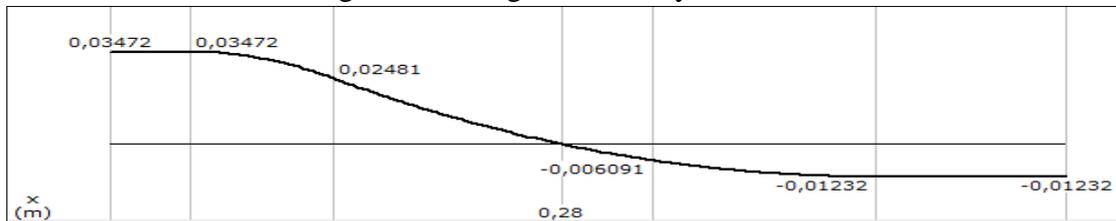


c) Diagrama de momento

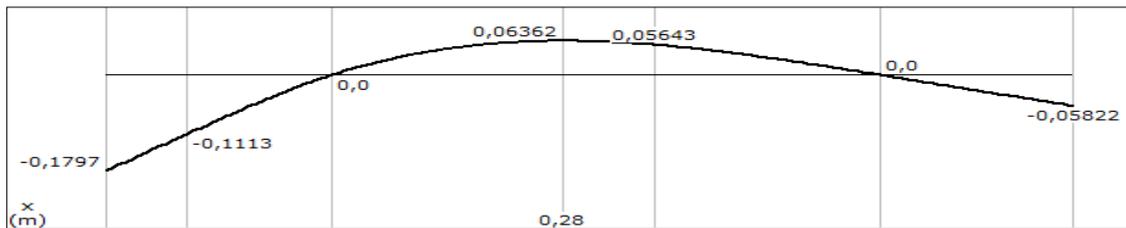
Fuente: Autores

La (figura 32a), indica el diagrama de deformación lineal, de igual manera en la (figura 32b), se muestra la deformación torsional.

Figura 32. Diagrama lineal y torsional



a) Deformación lineal



b) Deformación torsional

Fuente: Autores

Del diagrama de esfuerzo cortante se obtienen las reacciones en los apoyos correspondientes a los rodamientos.

$$R_A = 654.42 \text{ N}$$

$$R_B = 132.34 \text{ N}$$

De la misma manera en el diagrama de momento flector se obtiene su máximo momento entre el acople y el apoyo.

$$M_{max} = 46.38 \text{ Nm}$$

3.4.2 *Selección del acople.* Los acoples son elementos mecánicos que sirven como unión de dos elementos rotatorios para transmitir potencia. Los acoplamientos flexibles son los más empleados para conectar el eje de un motor con uno de salida de potencia. El par nominal es el factor primordial al momento de seleccionar un acople, ya que está en relación a la potencia que se va a transmitir y la velocidad de rotación. (CARDONA, y otros, 2005).

Cálculo del par nominal.

$$P_{nominal} = \frac{7160 P (W)}{n (rpm)}$$

$$P_{nominal} = \frac{7160 * 0,5 (W)}{1680 (rpm)} \frac{\frac{kg \cdot m^2}{s^2}}{\frac{rad}{s}}$$

$$P_{nominal} = 2,1 \text{ N} \cdot m$$

Donde,

Pn= Potencia nominal [N. m].

P= Potencia del motor [W] (J/s).

n= velocidad de giro del motor en [rpm] (rad/s).

Se ha seleccionado un acople flexible Love-Joy L050 por el cálculo que relaciona al par nominal de 2,1 N·m. En la tabla 7, se detallan las características que presentan los diferentes acoples.

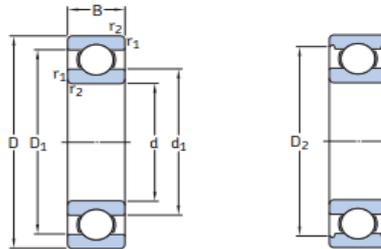
Tabla 7. Características del acople L-050

Ref.	PAR Nm.			KW/100 Rpm		KW potencia transmitida a diferentes velocidades					Momen to de inercia
	E+A	IN-SHEAR	H	E+A	H	NBR					
	NBR	Uretano	Hytrel	NBR	Hytrel	500	700	1000	1500	3000	$Kgcm^2$
L035	0,930			0,004		0,020	0,030	0,040	0,060	0,120	0,01
L050	2,95		5,60	0,031	0,059	0,155	0,30	0,310	0,465	0,930	0,2
L070	4,84		12,8	0,051	0,134	0,255	0,380	0,510	0,765	1,53	0,3
L075	10,1		25,4	0,106	0,267	0,530	0,795	1,06	1,59	3,18	1

Fuente: <http://www.lovejoy-inc.com/l-type.aspx>

3.4.3 *Selección del rodamiento.* Se ha determinado un rodamiento rígido de una hilera de bolas SKF 6201, capaz de soportar cargas radiales, e incluso trabajar a altas velocidades. Para el apoyo y soporte del rodamiento se construye una base de acero con medidas que se ajusten a las dimensiones del rodamiento. Además se toma en cuenta e diámetro del árbol capaz de acoplarse directamente al rodamiento.

Figura 33. Características dimensionales del rodamiento SKF 6201



Fuente: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

El simulador de pruebas requiere dos rodamientos acoplados al eje conductor A continuación se detalla las los datos definidos de los rodamientos extraídos de SKF.

Tabla 8. Características del rodamiento

DIMENSIONES			Carga límite de fatiga [Pu]	Capacidad de carga básica		Masa	Designación
[mm]			[kN]	Dinámica C [kN]	Estática Co [kN]	kg	
d	D	B		C	Co		
12	21	5	0,039	1,74	0,915	0,0063	61801
12	24	6	0,062	2,91	1,46	0,011	61901
12	28	8	0,1	5,4	2,36	0,021	6001
12	30	8	0,1	5,07	2,36	0,026	16101
12	32	10	0,132	7,28	3,1	0,037	6201
12	37	12	0,176	10,01	4,15	0,06	6301

Fuente: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Para justificar la selección del rodamiento se procede a realizar los cálculos correspondientes.

3.4.3.1 *Cálculo de la vida útil del rodamiento.* La vida nominal de un rodamiento viene expresada según la norma ISO 281, y la ecuación representativa para el cálculo se indica a continuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ecuación (17).}$$

Si la velocidad permanece constante, es recomendable calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la siguiente ecuación.

$$L_{10h} = L_{10} \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \text{Ecuación (18).}$$

Donde;

L_{10} = Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) millones de revoluciones.

L_{10h} = Vida nominal (con una confiabilidad del 90%) horas de funcionamiento.

C = Capacidad de carga dinámica básica [kN].

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN].

n = Velocidad de giro (rpm).

p = Exponente de la ecuación de la vida útil:

- para rodamientos de bolas, $p=3$
- para rodamientos de rodillos, $p=10/3$

De la tabla 8 de productos para los rodamientos 6201, $C = 7,28$ kN. Debido a que la carga es puramente radial, $P = Fr = 10$ Newtons mediante torque, además se añade el peso del

volante equivalente a 10,974 Newtons y la carga existente en el acople de 514,78 Newtons, entonces se procede a reemplazar los datos en las ecuaciones (17) y (18) respetivamente:

$$L_{10} = \left(\frac{7,28 \text{ kN}}{0,5357 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 2508,98 \text{ millones de revoluciones}$$

Horas de funcionamiento utilizando:

$$L_{10h} = 2508,98 \left(\frac{10^6}{60 * 1680} \right)$$

$$L_{10h} = 24890,67 \text{ horas de funcionamiento.}$$

3.4.4 *Selección del cojinete de deslizamiento.* La selección del cojinete se realizó tomando como referencia el inciso 2.2, el cual nos entrega una gama de materiales para cojinetes de fricción.

De acuerdo a la bibliografía de (GALMÉS, 2015), el material del cojinete tiene que ser más blando en relación al eje para evitar el desgaste, además porque es más factible en costos cambiar un cojinete en lugar de un árbol (eje).

Conocido el diámetro se procede a determinar la velocidad periférica.

$$v = r \cdot \omega \quad \text{Ecuación (19).}$$

$$v = r \cdot 2\pi f$$

$$v = \frac{d}{2} \cdot 2\pi \frac{n}{60}$$

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot d}{60}$$

Donde;

v = velocidad de deslizamiento del cojinete [m/s].

n = velocidad de giro [rpm].

d = diámetro interno del cojinete [mm].

f = frecuencia [Hz].

w = velocidad angular.

Entonces;

$$v = \frac{1680 \cdot 3,1416 \cdot 0,020}{60} \frac{m}{s}$$
$$v = 1,759m/s$$

Entonces ostentando la bibliografía de (CASTANY, y otros, 2008), se procede a seleccionar el tipo de material.

Tabla 9. Valores admisibles para seleccionar material de cojinetes.

Material	P_{máx} [MPa]	V máx [m/s]	PV_{máx} [MPa·m/s]
Bronce	13,8	8,1	1,75
Cobre- hierro	27,6-55,2	1,1- 0,18	1,23-2,63
Hierro	20,7	2	1,05
Bronce hierro	17,2	4,1	1,23
Alumio	13,8	6,1	1,75

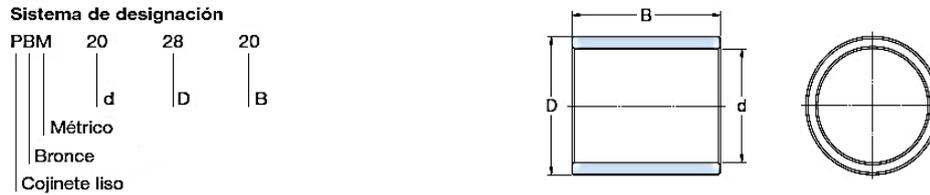
Fuente: (CASTANY, y otros, 2008)

De acuerdo a la velocidad de deslizamiento de 1,759 m/s, se decide elegir el material de bronce y en base a la tabla 2, SAE 64; debido a las características inherentes al tipo de movimiento, capacidad y tipo de carga, velocidad de deslizamiento, temperatura de trabajo, requisitos de lubricación, mantenimiento y resistencia química a ciertos medios.

La vida útil de un cojinete de fricción está dado por factores de carga, velocidad de deslizamiento, temperatura de funcionamiento, rugosidad de la superficie de contacto,

etc. La práctica se desarrollará una o dos veces al año, entonces no es propicio el cálculo de la vida del cojinete de fricción para este estudio. (<http://glycodur.de>)

Figura 34. Especificaciones del cojinete cilíndrico liso.



Fuente: (RICHMOND, 2004)

En la tabla 10 se indica las dimensiones que hace referencia al cojinete antes mencionado.

Tabla 10. Valores de referencia de cojinetes lisos

Designacion	D [mm]	D [mm]	B [mm]
PBM 182530 M1G1	18	25	30
PBM 202820 M1G1	20	28	20
PBM 202830 M1G1	20	28	30

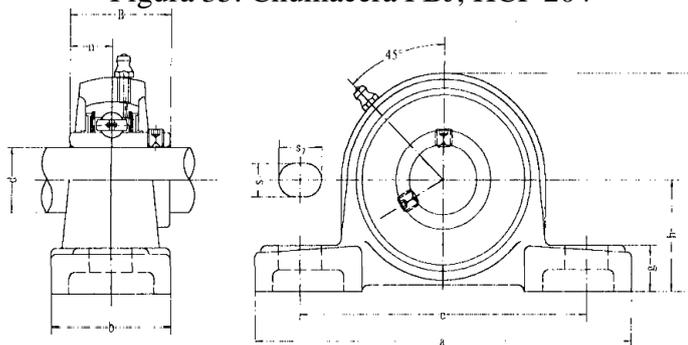
Fuente: (RICHMOND, 2004)

3.5 Selección de la chumacera.

La selección de la chumacera se realizó de acuerdo al diámetro de eje con su respectivo rodamiento. En esta ocasión hemos seleccionado la chumacera de la marca FBJ con designación HCP 204, Este modelo se ha seleccionado ya que cuenta con el propósito que se requiere para la simulación, soporte y apoyo.

La figura 35, muestra las características y dimensiones que debe tener la chumacera.

Figura 35. Chumacera FBJ, HCP 204



Fuente: http://www.albeco.com.pl/data/catalogueb/fbj_catalogue_a.pdf

Para el simulador de pruebas de cojinetes planos se considera dos chumaceras, las mismas que se encuentran ensambladas al eje conductor, cada uno de estos elementos son alienables, evitando la menor desalineación entre chumaceras.

En la tabla 11, se muestra las características y dimensiones de diseño de diferentes chumaceras.

Tabla 11. Características de la chumacera FBJ, UCP 204

Unit N°	Dimensiones del límite (mm)											Medida del tornillo	Bering No.	Housing No.	Masa Kg
	d	H	a	e	b	s1	s2	g	w	Bi	n				
UCP201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC201	P203	0.69
UCP202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC202	P203	0.69
UCP203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC203	P203	0.68
UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	31	12.7	M10	UC204	P204	0.66
UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	34.1	14.3	M10	UC205	P205	0.81
UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	18	84	38.1	15.9	M14	UC206	P206	1.24

Fuente: http://www.albeco.com.pl/data/catalogueb/fbj_catalogue_a.pdf

3.6 Selección de la unidad de potencia

Mencionados los elementos de transmisión se procede a seleccionar la unidad de potencia.

3.6.1 *Selección del motor.* Se empleó un motor de 0,37 kW, de acuerdo al modelo de (HAMBURG, 2009) indicado anteriormente, además se tomó en cuenta como factor primordial la baja potencia del motor, pues proporciona un bajo riesgo para la seguridad humana.

De igual forma, se menciona que el motor es del tipo trifásico jaula de ardilla, debido a que este tipo de motores son los más empleados en la industria, lo que posibilita la obtención de resultados más representativos, y de uso generalizado por diversas razones como:

- Bajo costo.
- Bajo mantenimiento.

- Fácil de adquirir
- Alto grado de protección
- Pocos componentes
- Robusto

Figura 36. Motor trifásico de ½ Hp



Fuente: Autores

En la tabla 12, se indica las características de trabajo tomados de la placa de datos del motor.

Tabla 12. Características del motor Weg-22 de ½ HP

Modelo	TE 1FB 0X01
Frecuencia	60 Hz
Factor de potencia	0.69
Velocidad	1680 rpm
Intensidad nominal	2.10 / 1.22 A
Voltaje nominal	220 / 380 V
Potencia	½ HP
Polos	4
Par nominal	2.10 Nm
Velocidad	1680 rpm
Momento de inercia	0.00066 kgm ²

Fuente: Datos de placa del motor

3.7 Selección del sistema de lubricación

3.7.1 *Viscosidad del lubricante empleado en cojinetes planos.* La selección del grado de viscosidad en cojinetes planos se realiza de acuerdo a la tabla 13, que menciona la viscosidad de los aceites para cojinetes planos.

La selección del lubricante se lo realiza en dependencia del grado de viscosidad, velocidad de trabajo (rpm) y temperatura. La siguiente tabla facilita una guía para seleccionar el grado correcto de viscosidad ISO.

Tabla 13. Grado de viscosidad ISO dependiendo a la velocidad.

VELOCIDAD	Rodamiento/temperatura del aceite °C			
[rpm]	0-50	60	75	90
300 a 1500	-	68	100-150	-
1800	32	32-46	68-100	100
3600	32	32	46-68	68-100
10000	32	32	32	32-46

Fuente: (SCOTT, 2003)

Nótese que cuanto más elevada sea la velocidad, la viscosidad del aceite será mucho menor. Por este motivo se selecciona el lubricante que esta entre el rango de 32-46, a una temperatura de 60 °C.

Entre los distintos lubricantes presentados para lubricación hidrodinámica, se decide utilizar el aceite sintético SAE 20W-50.

3.8 Análisis del volante de inercia.

El volante de inercia presente en el módulo de pruebas es de acero laminado en frio AISI SAE 1020. En la tabla 14, se da a conocer las características del material.

Realizamos un breve análisis para el volante de inercia. De esta manera la energía cinética almacenada en un sistema rotativo es expuesta mediante la siguiente ecuación: (NORTON, 2009)

$$Ec = \frac{1}{2} Im \cdot \bar{\omega}^2 \quad \text{Ecuación (20).}$$

Donde;

E_c = Energía cinética [N.m]

I_m = Momento de inercia [$kg \cdot m^2$]

$\bar{\omega}^2$ = velocidad angular media [rad/s]

Tabla 14. Propiedades del material y dimensiones del volante de inercia

PROPIEDADES DEL ACERO AISI SAE 1020 LÁMINADO EN FRÍO				
	Propiedades mecánicas	Limite elástico [N/mm^2]	Límite de tracción [N/mm^2]	Módulo de Poisson
		350	420	0.29
	Propiedades físicas	Densidad [Kg/m^3]	Peso específico [Nm^3]	
		7870	26487	

Fuente: Software SOLIDWORKS

Se conoce la velocidad angular, pero se ignora el valor de momento de inercia, para ello se plantea la siguiente ecuación: (VANEGAS, 2010)

$$I_m = \frac{m}{2} \cdot (r_o^2 + r_i^2) = \frac{\pi \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot (r_o^4 - r_i^4) \cdot s \quad \text{Ecuación (21).}$$

Donde;

r_o = radio exterior del volante [m]

r_i = radio interior del volante [m]

s = espesor del volante [m]

γ = peso específico del material [Nm^3]

Así, se procede a calcular con los datos correspondientes.

$$I_m = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{26487 N/m^3}{9,81 m/s^2} \cdot [(0,074 m)^4 - (0,006 m^4)] \cdot 0,011 m$$

$$I_m = 0,00139 kg \cdot m^2$$

A continuación se procede a calcular la velocidad angular media definida por la siguiente ecuación. (ÁLVAREZ, 2014)

$$\bar{\omega} = \frac{w_{m\acute{a}x} + w_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ecuaci3n (22).}$$

Las revoluciones m3nimas del motor son correspondientes a la tercera parte de la velocidad del motor, teniendo en cuenta que si el valor es menor tender3 a sobrecalentarse.

$$\bar{\omega} = \frac{[1680 + 1/3 (1680)] rpm}{2}$$

$$\bar{\omega} = 1220 rpm = 117,28 rad/s$$

Encontrado los valores del momento de inercia y la velocidad angular promedio, se reemplazan estos valores en la ecuaci3n (20).

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot 0,00139 kg \cdot m^2 \cdot \left(117,28 \frac{rad}{s} \right)^2$$

$$E_c = 9,56 N \cdot m$$

3.9 Ensamblaje del m3dulo de pruebas.

3.9.1 *Modelaci3n de la base del m3dulo de pruebas.* La base est3 constituida por cinco elementos de soporte como son:

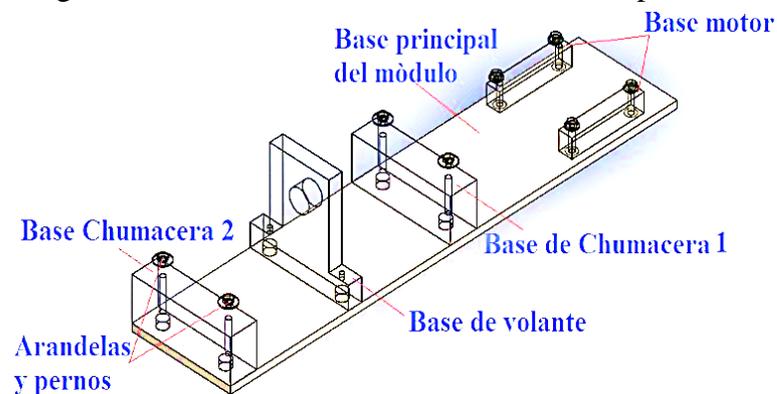
1. Placa principal,
2. Bases del motor,
3. Base de apoyo del cojinete,

4. Bases para rodamiento y;
5. Pernos Allen.

Las características del conjunto de bases del módulo como son, largo, ancho y espesor están expuestas en la sección de planos. La (figura 37), muestra la modelación del conjunto de bases del simulador de pruebas acoplada y sujeta con los pernos Allen.

Todos aquellos elementos que componen el conjunto de bases del simulador, serán de gran ayuda para el apoyo y sujeción de los elementos de transmisión.

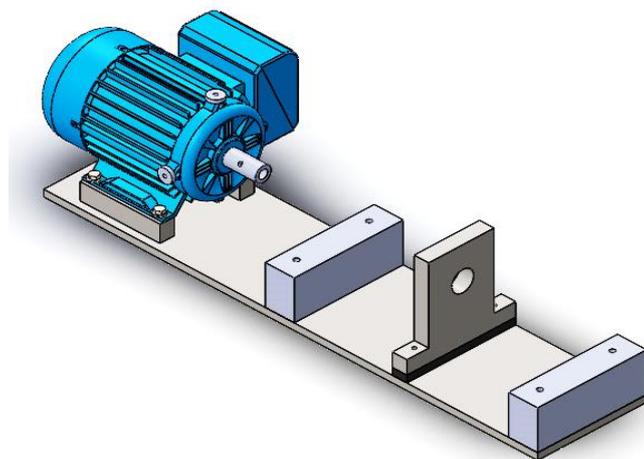
Figura 37. Estructura de la base del módulo de pruebas.



Fuente: Autores

3.9.2 *Montaje del motor eléctrico.* El motor eléctrico está sujeto con 4 pernos Allen, acoplado a dos bases de acero que soportan el peso del motor, conjuntamente acoplado a una base principal sujeta por pernos ALLEN.

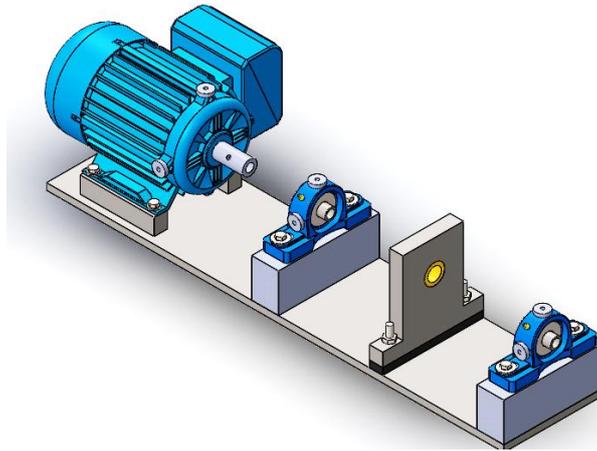
Figura 38. Montaje del motor



Fuente: Autores

3.9.3 *Montaje del cojinete deslizante y rodamientos.* Los rodamientos y cojinete deslizante se acoplará a una base como apoyo de material de acero, conjuntamente sujeta a la placa principal.

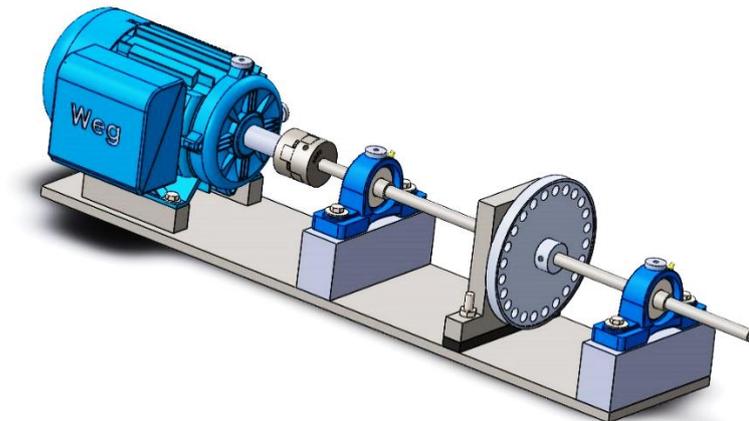
Figura 39. Montaje del cojinete



Fuente: Autores

3.9.4 *Montaje del eje, volante y el acople L-050.* La (figura 40), muestra parte del ensamblado final, además del árbol, volante y acople, se adhiere un elastómero flexible que por aplicación de fuerza y presión, comienza a ceder y contraerse al momento de requerir la carga radial.

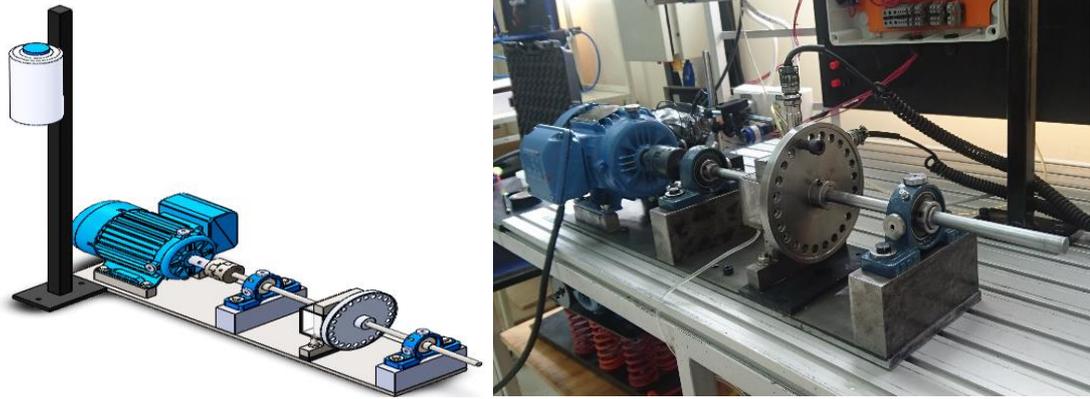
Figura 40. Montaje del eje volante y acople L-050



Fuente: Autores.

3.9.5 *Montaje del depósito del lubricante.* En la (figura 41), se muestra el diseño y ensamblaje final, para la puesta en operación del simulador de pruebas de cojinetes planos.

Figura 41. Ensamblaje final del módulo de pruebas.



Fuente: Autores.

CAPÍTULO IV

4. METODOLOGÍA APLICADA PARA LA OBTENCIÓN DE MEDIDAS

4.1 Introducción

En este capítulo se establece la metodología que se aplicará para la adquisición de espectros de vibración y órbitas espectrales, con la ayuda del simulador de pruebas de cojinetes planos (figura 41), y mediante el equipo vibracheck, se procederá a la toma de datos para evaluar y diagnosticar los espectros originados respecto a cada fallo.

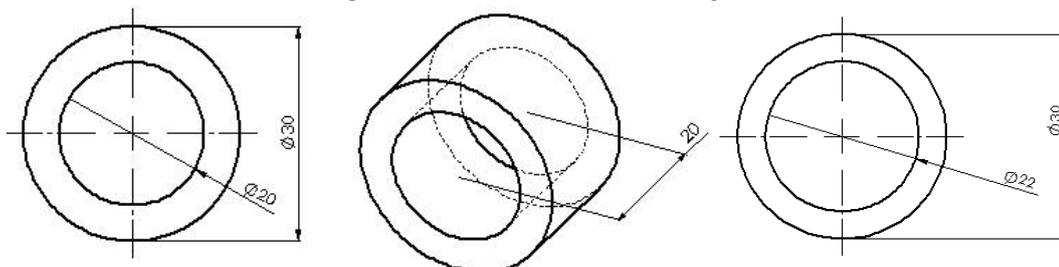
A continuación se presenta los modos de fallo representativos en cojinetes planos:

- Problemas de desgaste/holgura mecánica.
- Inestabilidad por remolino de aceite.
- Inestabilidad por latiguo de aceite.

4.1.1 *Metódica para provocar el fallo concerniente a holgura mecánica.* El método para provocar el fallo propio a holgura mecánica, se basa en construir dos tipos de cojinetes planos que proporcionen diferente holgura entre árbol y cojinete.

El primer cojinete hace referencia al dimensionamiento proporcionado por fabricantes, (ver inciso 3.4.4). A manera de evaluar el espectro obtenido en condiciones normales de operación.

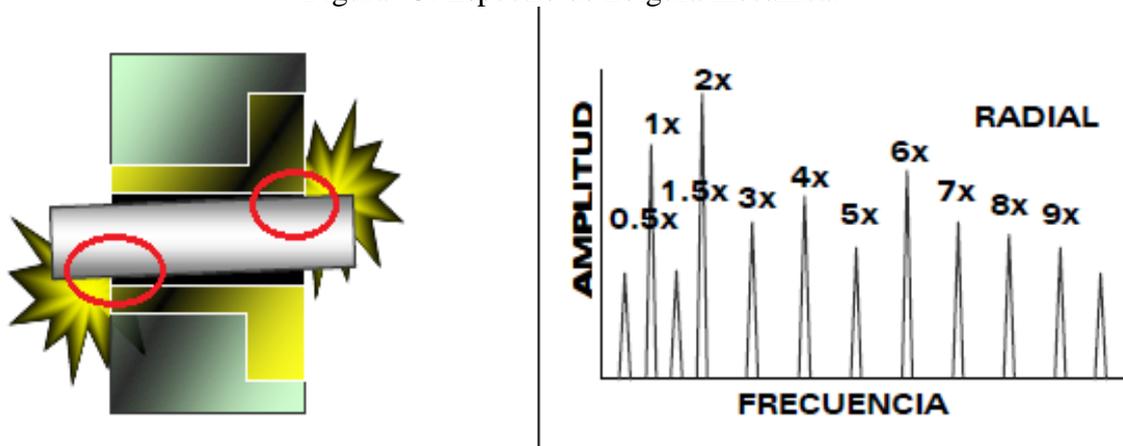
Figura 42. Dimensiones del cojinete



Fuente: Autores

Para demostrar el fallo, se construyó un cojinete de fricción fuera de las condiciones y dimensiones establecidas por fabricantes, con el fin de señalar el comportamiento que tiene al ser diagnosticado. Esta falla genera múltiples armónicos y sub armónicos que van fraccionados desde $\frac{1}{2} X$, $\frac{1}{3} X$, $1.5 X$, $2.5 X$ entre lo más comunes. (A-MAQ S.A., 2005)

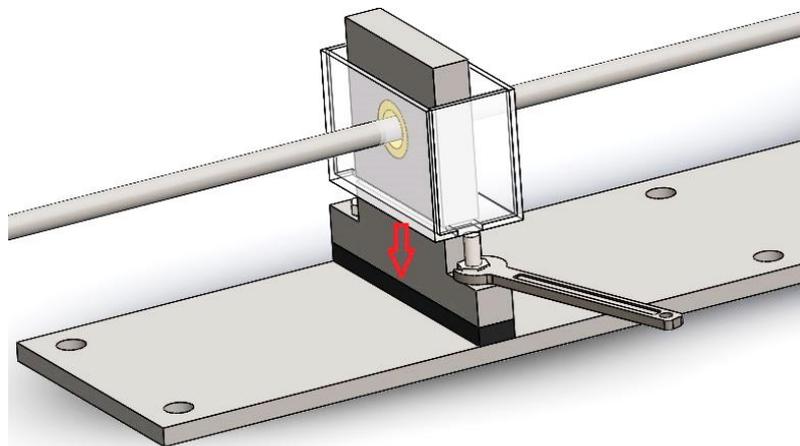
Figura 43. Espectro de holgura mecánica.



Fuente: (A-MAQ S.A., 2005)

4.1.2 *Metódica para provocar el fallo de remolino de aceite.* El método para generar un espectro que compruebe el fenómeno denominado remolino de aceite, se basa en aplicar una fuerza radial ligera en dirección perpendicular al eje, de esta manera provocar carga radial, decidiendo insertar un elastómero flexible entre la placa base y el apoyo del cojinete. De manera que por aplicación de torque se vaya comprimiendo, con el fin de que se produzca un rozamiento ligero entre metal y metal.

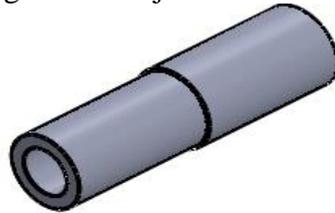
Figura 44. Base del cojinete acoplado a un elastómero flexible



Fuente: Autores

En segunda instancia debe existir una excentricidad entre el eje y cojinete, para ello se decide construir un buje de 18,5 mm, añadiendo una excentricidad de 1mm al diámetro nominal del buje. De esta manera en el momento de giro la película lubricante, en el punto de reposo, trabajo y carga la excentricidad cause un contacto entre metal, (figura 48). Las dimensiones del buje se exponen en la (lámina 1 de 9, de la sección de planos).

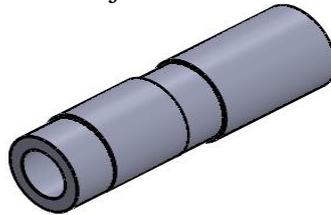
Figura 45. Buje concéntrico.



Fuente: Autores

Se aplica una ligera carga radial, además de combinar la excentricidad y el baño constante de lubricación, que originará el fenómeno denominado torbellino de aceite.

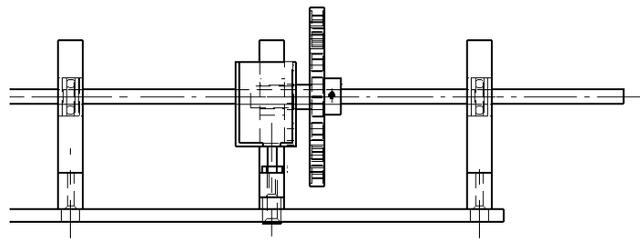
Figura 46. Buje con excentricidad



Fuente: Autores

Lo que se pretende lograr es que el árbol gire con un contacto ligero como indica la (figura 48), por esta razón se construye el buje excéntrico (figura 46) para que así su centro geométrico no coincida con su centro de masa y provoque un ligero contacto entre las dos superficies.

Figura 47. Vista lateral del sistema de apoyos del módulo de pruebas.



Fuente: Autores

El buje excéntrico esta ensamblado concéntricamente al eje de 12 mm.

Figura 48. Eje excéntrico provocante del remolino de aceite.



Fuente: (BERRY, 2010)

4.1.3 *Metódica para el modo de fallo por latiguo de aceite.* El método que corresponde al latiguo de aceite es provocado a través del fenómeno remolino de aceite, de ahí se puede efectuar el análisis enfocado al latiguo de aceite.

El análisis se efectúa por medio de un variador de frecuencia, este fenómeno ocurre al momento de encender y apagar el equipo, por lo que sus mediciones se lo realizarán mediante un variador de frecuencia que fluctúa desde 0 – 60 Hz.

4.2 Consideraciones a tomar en el análisis de órbitas espectrales.

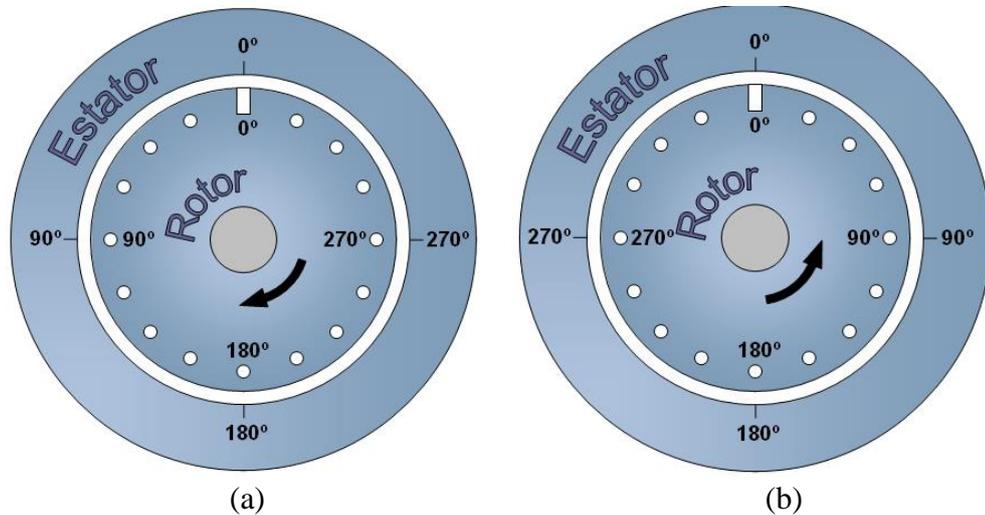
Las órbitas espectrales pueden ser diagnosticadas debido a desalineamiento, desbalanceo, torbellino de aceite y desalineamiento severo.

Una órbita se genera por la combinación de dos señales vibratorias, que son captados por dos sensores en nuestro caso los acelerómetros, ubicados ortogonalmente a 90° en vertical y horizontal. Ver (figura 50).

- Como primer punto se debe verificar el sentido de rotación del rotor, en nuestro caso el giro es en sentido horario, se debe tener en cuenta estos ángulos al momento

de configuración en el software MAINTraq, y la forma de cómo ubicar los acelerómetros.

Figura 49. Sentido de rotación del motor.



Fuente: Autores

La (figura 49a), muestra la rotación en sentido horario del motor, en tanto la (figura 49b), hace referencia a una inversión de giro, tomando en cuenta los ángulos que se presentan para la respectiva configuración en el software.

- Se muestra la forma correcta de colocar los acelerómetros ortogonalmente a 90° uno respecto al otro.

Figura 50. Ubicación de los acelerómetros.



Fuente: Autores.

- Como siguiente paso se procede a conectar el fototacómetro al equipo VIBRACHECK

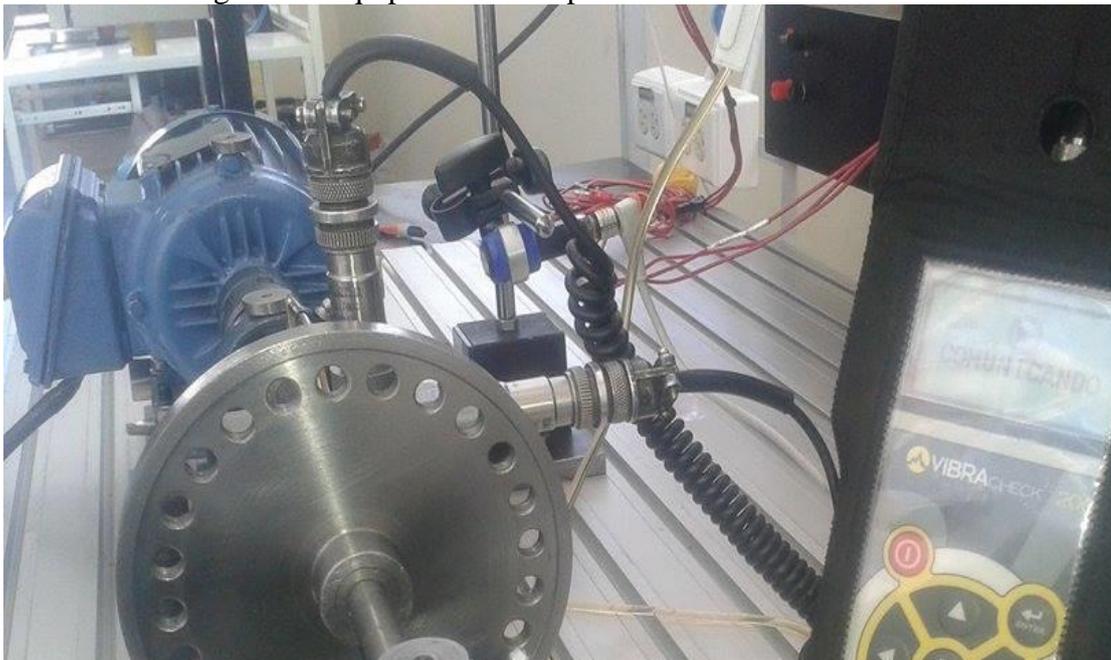
Figura 51. Ubicación del fototacómetro.



Fuente: Autores

- A continuación se exhiben todos los elementos debidamente ubicados para el análisis de órbitas espectrales. Se debe tomar en cuenta que el sistema debe estar en constante lubricación. La configuración del software se aprecia en el (ANEXO E)

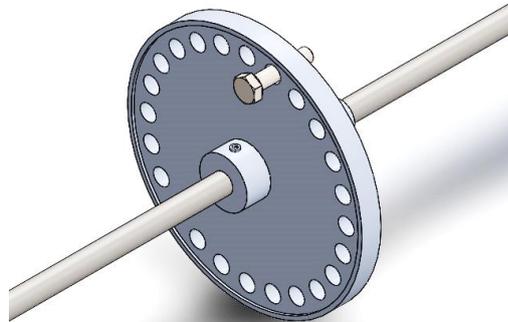
Figura 52. Equipo conectado para la obtención de órbitas.



Fuente: Autores.

4.2.1 *Metódica para obtener una órbita por desbalanceo.* Para generar una órbita por desbalanceo, se construye un volante de inercia con agujeros alrededor de su radio para colocar una masa calibrada en forma de tornillo.

Figura 53. Disco de desbalanceo articulado un tornillo

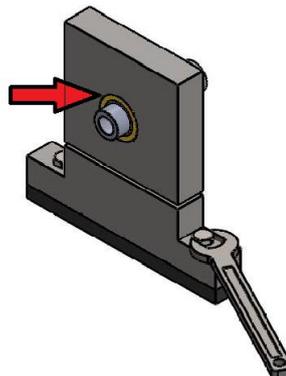


Fuente: Autores

El desbalance es la fuente de vibración más común en sistemas rotativos. Se menciona que para que exista desbalanceo, el centro de masa no coincide con su centro geométrico de rotación.

4.2.2 *Metódica para obtener una órbita por desalineación severa.* Es básicamente un desalineamiento en mayor grado. Este efecto se da cuando existe una carga radial excesiva, además de que existe contacto directo entre el árbol y el cojinete.

Figura 54. Contacto directo entre el muñón y el cojinete



Fuente: Autores

4.3 Cálculo de la fuerza radial aplicada sobre el eje.

Es necesario conocer la fuerza radial necesaria para conseguir el fallo correspondiente al remolino de aceite, cabe mencionar que la fuerza que se va a aplicar debe ser ligera por recomendaciones, a continuación se pone en consideración la fuerza máxima.

Como primera carga a soportar es el peso del volante y eje, estos datos fueron calculados previamente (ver inciso 3.4.1.2).

$$F_{\text{volante}} = 11,507 \text{ [N]}$$

Por medio de un torquímetro se aprecia que la carga máxima que se puede aplicar es de 1 lb·ft, por lo que ya se evidencia un contacto ligero entre eje y cojinete.

La ecuación del torque viene definida por:

$$T = F \times d \quad \text{Ecuación (23).}$$

Donde;

F= fuerza aplicada

D= Distancia

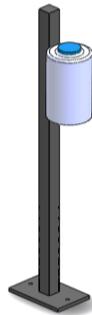
$$F = \frac{1,355 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,135 \text{ m}}$$

$$F = 10 \text{ Newtons}$$

4.4 Determinación del flujo de aceite requerido por los cojinetes

Dentro del sistema que compone el módulo de pruebas existe un banco de lubricación por medio de goteo, necesario para lubricar eje y cojinete.

Figura 55. Depósito de aceite.



Fuente: Autores

El caudal necesario se calcula a partir de la ecuación (2) expuesta en el capítulo II; los demás datos son procedentes de cálculos anteriores. Para referencia de la fórmula propuesta ver inciso 2.3.4 (BERRY, 2010).

La lubricación es por medio de goteo a una altura de 0,70 metros que a su vez desciende por medio de un polímero.

$$Q = 3.32 \times 10^{-3} \left(L + .0043 \left(\frac{W}{D} \right) \right) m D^2 N$$

$$Q = 3.32 \times 10^{-3} \left(0,787 + 0.0043 \left(\frac{2,248}{0,787} \right) \right) 6,38 \cdot 0,787^2 \cdot 1680 \text{ rpm}$$

$$Q = 18 \text{ gotas por minuto}$$

Para este caso se toma el diámetro del buje concéntrico que va ensamblado al árbol. Para obtener los datos, (ver inciso 4.1.1), y los planos en la sección de planos (lámina 1 de 9) que representa las dimensiones del buje.

4.4.1 *Lubricante asociado a cojinetes deslizantes.* De acuerdo al inciso 2.3.3, expuesto en el capítulo II, el lubricante que cumple con los parámetros nombrados anteriormente se decide seleccionar el aceite SAE 20W-50, respondiendo a la velocidad de trabajo al cual va estar expuesto, conjuntamente con el grado de viscosidad.

Tabla 15. Características típicas SAE 20W-50.

Prueba	Método	Unidad	SAE 20W-50
Viscosidad a 100°C	ASTM D-445	cSt	18.09
Viscosidad a 40°C	ASTM D-445	cSt	159.1
Índice de viscosidad	ASTM D-2270		126
Viscosidad CCS a -15°C	ASTM D-5293	cP máx.	9,500
Viscosidad de bombeo a -20°C	ASTM D-4684	cP máx.	60,000
Punto de escurrimiento	ASTM D-97	C máx.	-33
Densidad relativa a 15°C	ASTM D-4052		0.884

Fuente: <http://grupoprolusa.com/pdf/castrol-gtx-20w-50.pdf>

Las propiedades que ofrece este aceite son:

- Reducir los depósitos producidos por las altas temperaturas.
- Dispersa los sedimentos depositados a bajas temperaturas.
- Neutraliza los ácidos, combate la oxidación y asegura una larga vida al motor.
- Excelente protección contra el desgaste.
- Estabilidad térmica.
- Máxima limpieza del motor.

4.5 Método para la toma de mediciones.

Para la toma de datos de vibración se debe seguir los siguientes pasos:

- Proveerse de elementos de seguridad antes de manipular los equipos. Ver anexo J.
- Seleccionar los elementos correspondientes para provocar el modo de fallo correspondiente con sus respectivos equipos.
- Anclar el módulo de pruebas a la mesa perfilada de trabajo marca FESTO.
- Acoplar la base de lubricación junto al módulo de pruebas.
- Conectar el equipo de medición Vibracheck ABG 200.
- Configurar el software para proceder a la toma de mediciones. Ver anexo C.
- En el caso del análisis de órbitas abastecerse de dos acelerómetros y fototacómetro.

4.5.1 *Equipo empleado en el diagnóstico de vibraciones.* En el análisis de vibraciones se utiliza el equipo VIBRAcheck ABG 200 de dos canales, con lo cual, se consigue medir la vibración en magnitudes de desplazamiento, velocidad, y aceleración en rangos de frecuencias configurables. El diagnóstico se lo realizará a través del software MAINTraQ.

Figura 56. VIBRAcheck ABG 200



Fuente: Autores

4.5.2 *DT-2234C digital foto tacómetro.* El fototacómetro nos permite medir el número las revoluciones con la que trabaja nuestro equipo.

Figura 57. DT-2234C Digital Foto Tacómetro



Fuente: Autores

4.5.3 *Equipo de termografía.* El equipo empleado para el análisis es la cámara termográfica SATIR E8 – GN, las inspecciones de termografía infrarroja se analizarán mediante el software SATIREPORT, su principal característica es realizar el análisis de temperatura con los datos de la imagen térmica.

Figura 58. Cámara SATIR E8-GN

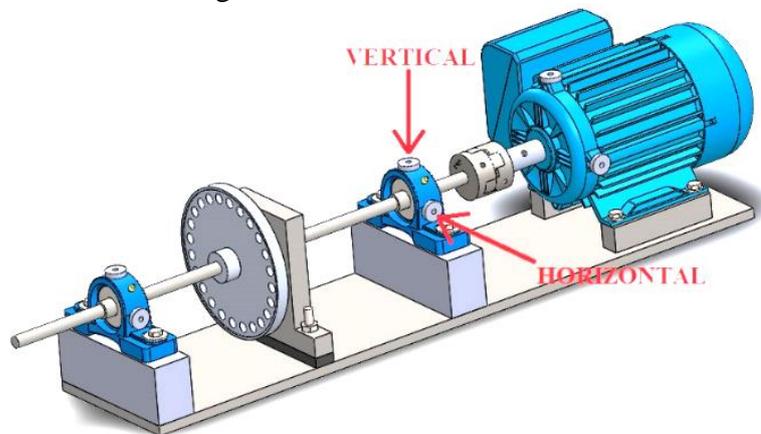


Fuente: Catálogo Satir E8 series

Al realizar un diagnóstico de termografía se pretende visualizar el comportamiento de la temperatura con respecto al fallo originado. El cojinete y eje están sometidos a rozamiento, falta de lubricante y desgaste, lo que provoca un incremento de temperatura en sus demás elementos.

4.5.4 *Ubicación de los puntos de medición.* En la (figura 59), se indica el esquema del módulo y la ubicación correcta de los puntos de medición de acuerdo a la norma (ISO10816-1,1995).

Figura 59. Puntos de medición



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. MEDICIÓN, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

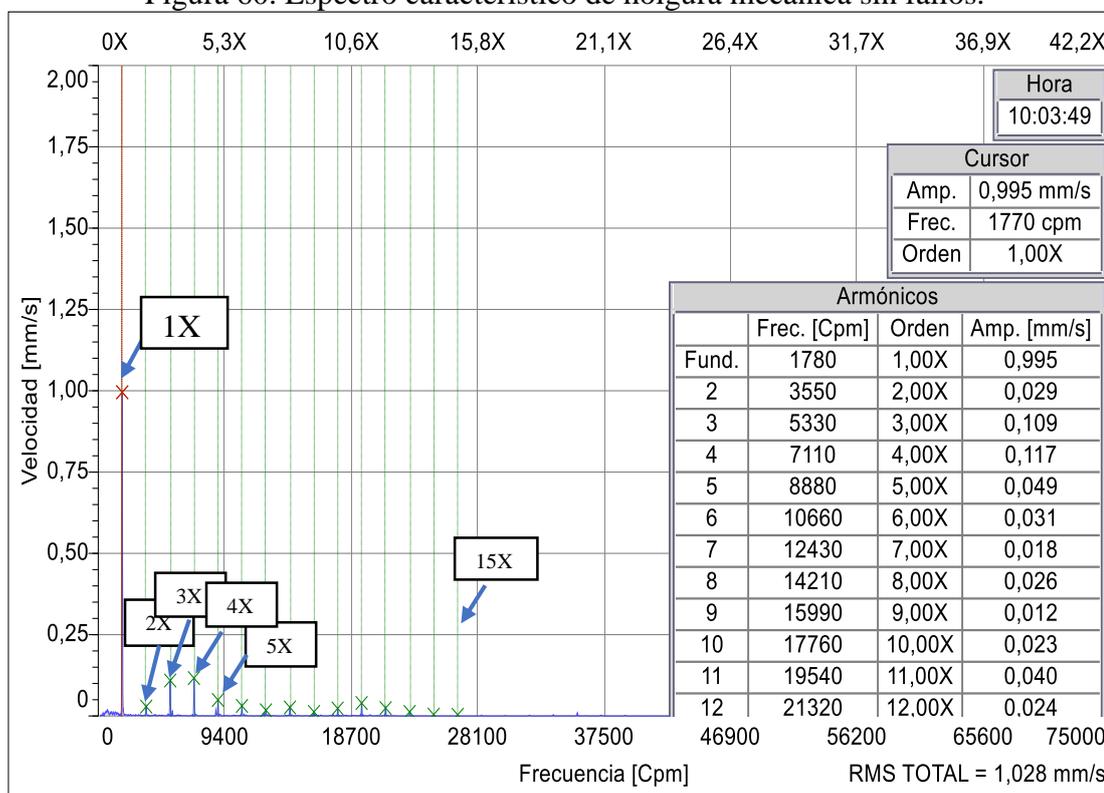
Todos aquellos espectros y tablas que se muestran a continuación corresponden a los ensayos realizados en el simulador de pruebas, además se debe considerar que al módulo se acopló un volante de inercia para generar órbitas espectrales por desbalanceo.

La metodología presentada para cada modo de fallo se detalló en el capítulo IV.

5.1 Medición de holgura mecánica en condiciones normales.

Para tener una idea más clara, como punto de partida se obtiene un espectro característico sin falla (figura 60), de ello se han registrado valores en el espectro de velocidad, así se puede comparar con las demás mediciones y experimentar sus cambios a medida que se produce la falla característica. El cojinete seleccionado para este ensayo es el de diámetro interno de 20 milímetros. (Ver lámina 8; anexada en la sección de planos).

Figura 60. Espectro característico de holgura mecánica sin fallos.



Fuente: Autores

Observaciones: El espectro presenta una serie de armónicos predominando el armónico 1X que hace referencia al giro del motor, evidentemente existe holgura mecánica por lo analizado en el inciso 2.7.2, se aprecia que la sucesión de picos de los armónicos no figura una elevada amplitud. Según la norma ISO 10816-1 el equipo es de clase I, por lo que el valor global de velocidad de vibración rms de 1,028 mm/s recae en la zona B (Ver anexo M). Este valor rms se debe a un desbalanceo residual.

5.1.1 *Datos registrados en el espectro de velocidad.* La serie de armónicos que se observa en la (figura 60), están dentro del intervalo de 1X-15X, analizadas las cartas de CHARLOTTE, los datos se registran al multiplicar el valor que corresponde al giro del motor equivalente a 1780 rpm por los intervalos de 1X-10X, de esta manera confirmar que los datos que se extrae del espectro son similares a los calculados.

Tabla 16. Cojinete normal con holgura adecuada de 1,5 mm

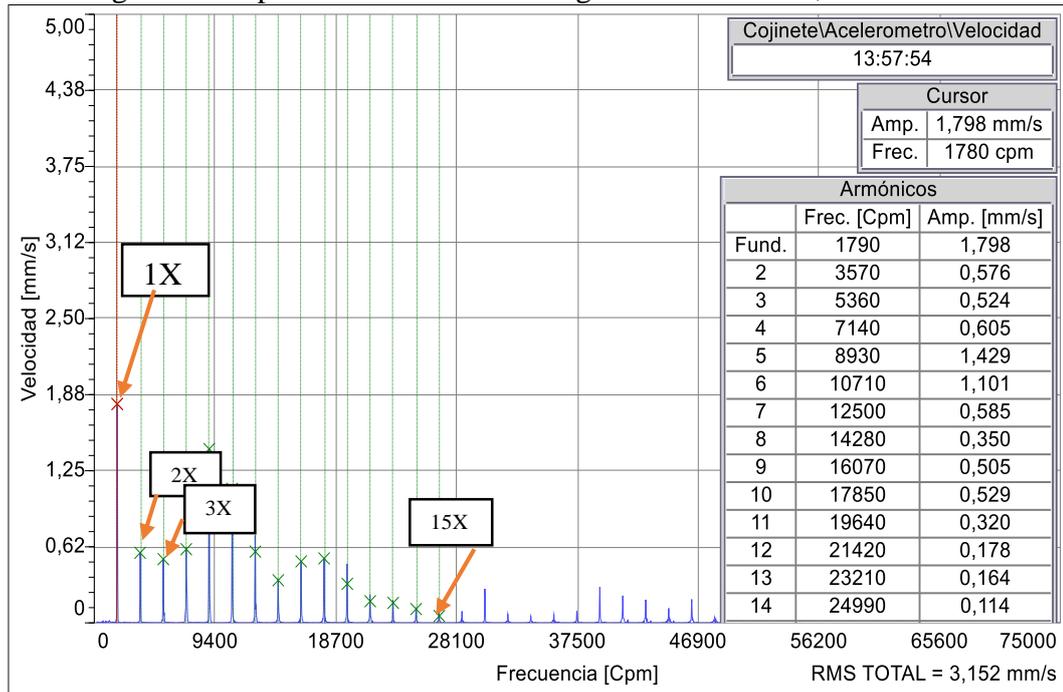
Velocidad angular eje del motor W1 [rpm]	Calculados	Del espectro	0,995
	1780	1780	
1X giro del motor [Hz]	30		
2X	3540	3550	0,029
3X	5340	5330	0,109
4X	7120	7110	0,117
5X	8900	8880	0,049
6X	10680	10660	0,031
7X	12460	12430	0,018
8X	14240	14210	0,026
9X	16020	15990	0,012
10X	17800	17760	0,023
RMS TOTAL			1,028

Fuente: Autores

Observaciones. Se nota claramente que los datos calculados tienen cierta similitud con los valores que muestra el espectro característico. Sus amplitudes no se extienden en gran tamaño por lo que se define que la holgura entre eje y cojinete es la adecuada.

5.1.2 *Medición con holgura correspondiente a 3,5 milímetros.* Una vez realizada la medición con el cojinete idóneo se procede a sustituirlo por el cojinete de diámetro interno de 22 mm. (Ver lámina 9 anexada en la sección de planos). Este cojinete hace que exista un juego de 3,5 mm entre eje y cojinete. El espectro de vibración de velocidad se indica en la (figura 61).

Figura 61. Espectro con fallos con holgura excesiva de 3,5 milímetros.



Fuente: Autores

Observaciones: Claramente se observa un incremento de amplitud en cada uno de los armónicos. De igual manera la velocidad rms global se incrementa a 3,152 m/s, según la norma ISO 10816-1 el equipo es de clase I, cae en la zona C, indicando que su severidad es insatisfactoria (Ver anexo M). Esto debido a que el juego radial entre el eje y cojinete es mayor en comparación con el primer ensayo.

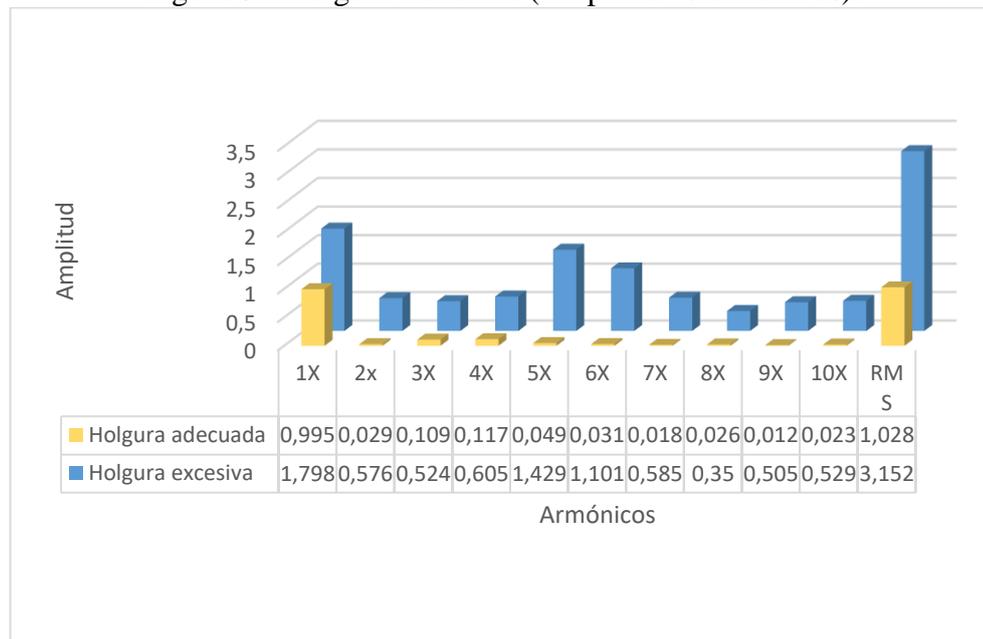
Tabla 17. Asimilación de resultados entre los dos cojinetes.

Velocidad angular eje del motor	Holgura de 1,5 mm		Holgura de 3,5 mm	
	[rpm]	Amplitud [mm/s]	[rpm]	Amplitud [mm/s]
1X	1780	0,995	1790	1,798
2x	3540	0,029	3570	0,576
3X	5340	0,109	5360	0,524
4X	7120	0,117	7140	0,605
5X	8900	0,049	8930	1,429
6X	10680	0,031	10710	1,101
7X	12460	0,018	12500	0,585
8X	14240	0,026	14280	0,350
9X	16020	0,012	16070	0,505
10X	17800	0,023	17850	0,529
RMS TOTAL		1,028		3,152

Fuente: Autores

5.1.3 *Discusión de resultados de holgura y desgaste mecánico.* En la (figura 62), se observa una variación de amplitud en cada uno de los armónicos en dependencia de cada cojinete de fricción. Esta diferencia de amplitudes se produce debido al incremento de holgura al cambiar de cojinete de fricción; por lo tanto el valor rms de velocidad de vibración también se incrementó. Como conclusión se puede decir que el juego entre el árbol y el cojinete de fricción debe ser lo más pequeño posible para evitar el incremento de amplitud de vibración.

Figura 62. Holgura mecánica (Amplitud vs armónicos).



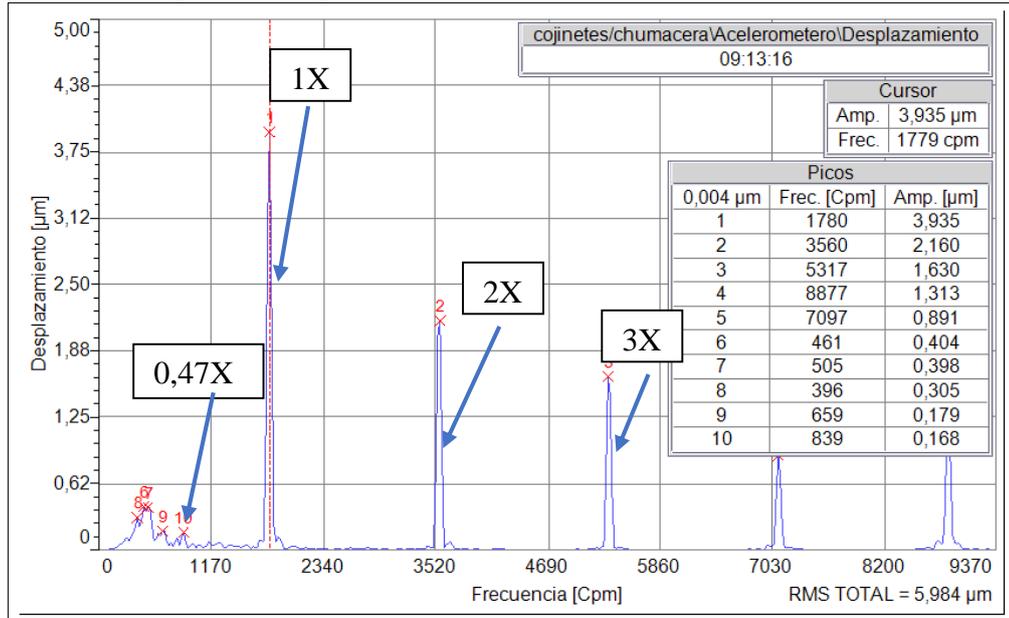
Fuente: Autores

5.2 Inestabilidad por remolino de aceite

Para este caso se debe producir un armónico característico entre 0,40X-0,48X. Se aplica la metodología del inciso 4.1.2, para evidenciar el espectro referente a este fenómeno. A continuación se muestra el espectro mencionado, donde se presencia en mínima amplitud el armónico que corresponde al remolino de aceite.

5.2.1 *Medición del remolino de aceite en condiciones normales.* Se aplicó ligeramente una carga radial alrededor de 2 Newtons. Además se colocó un buje concéntrico (Ver lámina 1 de la sección de planos), se partió de un espectro característico para dar a conocer el comportamiento que existe al aplicar una fuerza de hasta 10 Newtons. El espectro de vibración se observa en la (figura 63).

Figura 63. Espectro característico del remolino de aceite.

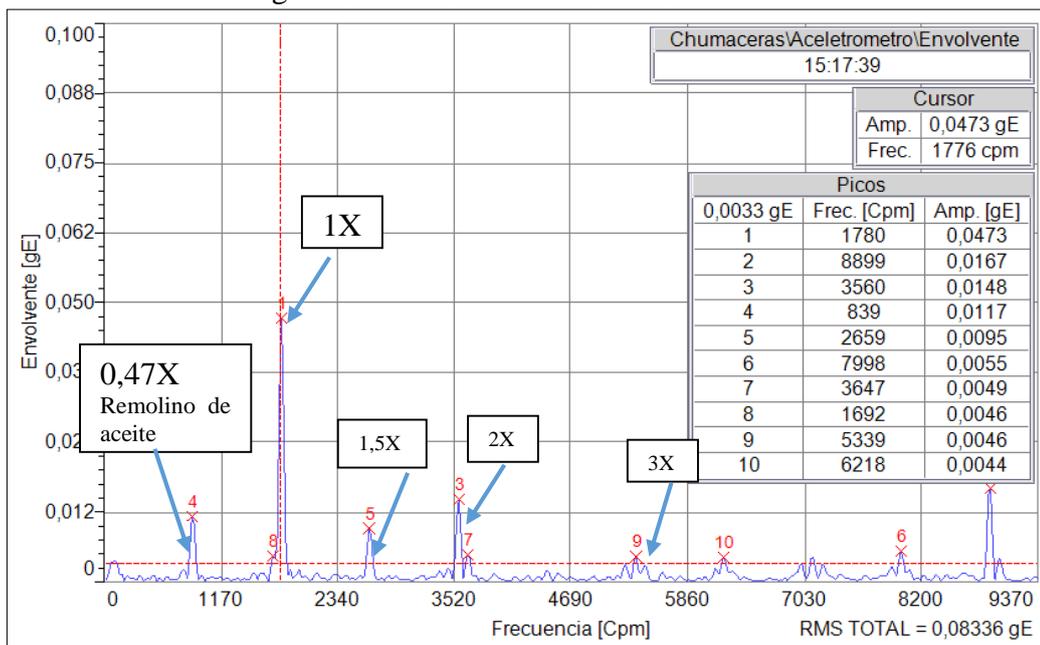


Fuente: Autores

Observaciones: Se observa la presencia de sub armónicos, el pico número 10 del espectro indica el fenómeno de remolino de aceite a una frecuencia de 0,47 X.

5.2.2 *Medición aplicada a la carga de 5 Newtons.* Se aplica un valor de fuerza radial de 5 Newtons para presenciar la evolución del armónico a 0,47X. La (figura 64) indica la variación de la amplitud en comparación con el espectro que se muestra en la (figura 63).

Figura 64. Remolino de aceite a 5 Newtons.

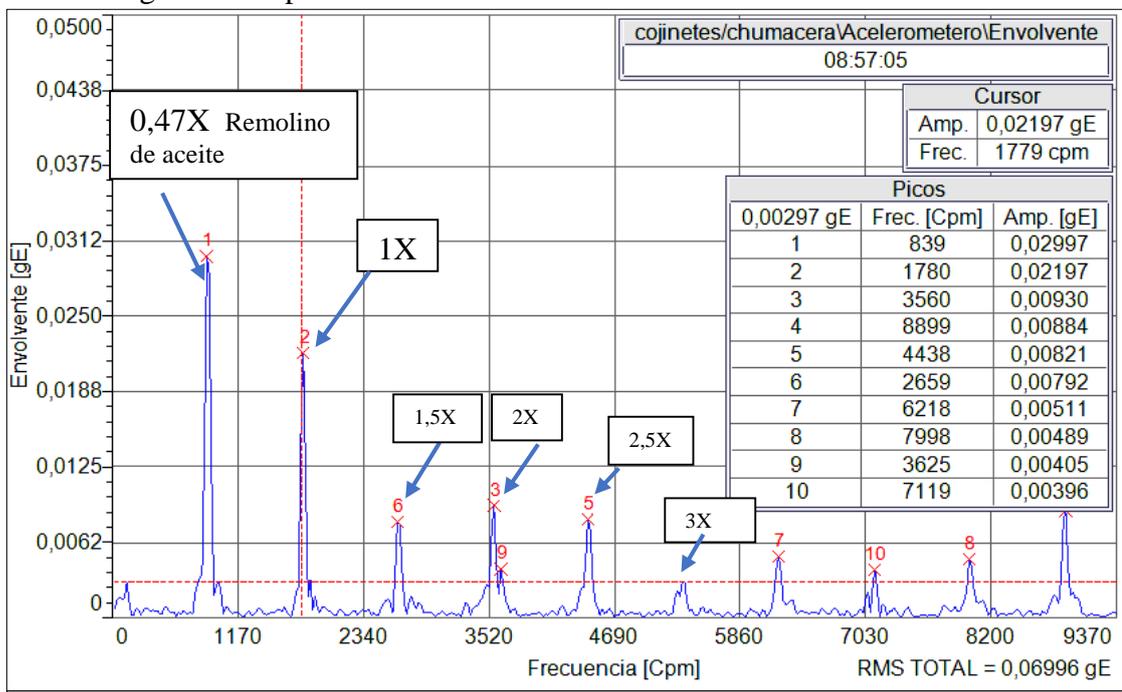


Fuente: Autores.

Observaciones: Se aprecia un armónico al costado izquierdo del fundamental 1X, con frecuencia de 0,47X; en donde se observa un incremento de la amplitud a medida que se incrementa la fuerza radial.

5.2.3 *Medición aplicada la fuerza radial de 10 Newtons.* En la (figura 65), se observa que al aplicar una carga radial mayor a la anterior la amplitud del armónico 0,47X tiende a elevarse. Es necesario recordar que aquella carga radial que se aplicó, solamente es con la finalidad de exponer el fallo para observar el crecimiento de amplitud.

Figura 65. Espectro característico de remolino de aceite a 10 Newtons.



Fuente: Autores

Observaciones: En el espectro se presencia un solo armónico sobresaliente que corresponde a 0,47X, su amplitud ya es considerable y sus consecuencias fueron en gran magnitud en cuanto al desgaste del eje y rayones.

En síntesis para crear una lubricación a presión se beneficia del giro del motor y el juego existente entre eje y cojinete, el lubricante ingresado entre las superficies hace que el giro del motor cree un gradiente de presión en la zona de contacto.

5.2.4 *Discusión de resultados a diferente carga.* Se observa la variación que existe al aplicar una carga radial sobre el cojinete, su amplitud aumenta a medida que se

incrementa la carga radial, en este caso es necesario mencionar que la carga radial que se puede ejercer es menor a 10 Newtons, si esta carga sobrepasa el eje comenzará a pandearse e influirá en mediciones no deseadas; y en el mayor de los casos, daños en los elementos constitutivos del equipo.

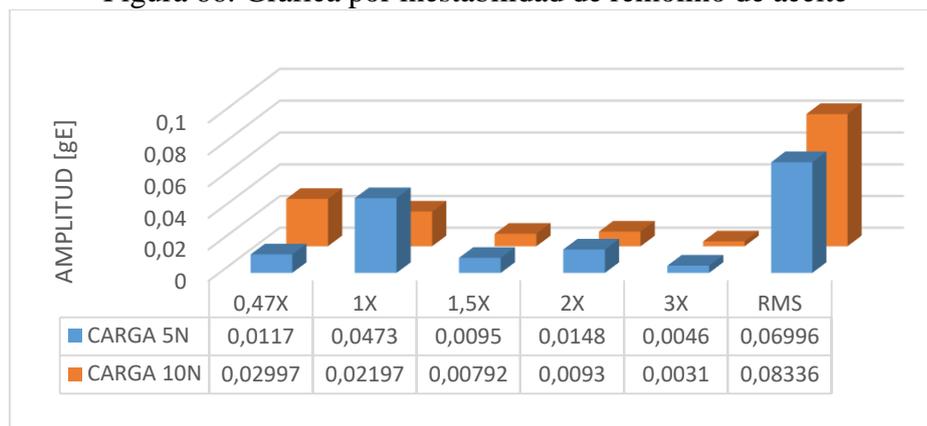
Tabla 18. Comparación de resultados en remolino de aceite.

Remolino de aceite a 5[N]			Remolino de aceite a 10[N]	
Velocidad angular eje del motor W1 (RPM)	(RPM)	Amplitud [gE]	(RPM)	Amplitud [gE]
	1776		1779	
1X giro del motor (Hz)	30		30	
0,47X	839	0,0117	839	0,02997
1X	1776	0,0473	1779	0,02197
1,5X	2659	0,0095	2659	0,00792
2X	3560	0,0148	3560	0,0093
3X	5339	0,0046	5339	0,0031
RMS TOTAL	0,08336 gE		0,06996 gE	

Fuente: Autores

Los demás armónicos que se exponen representan holgura mecánica, pero al momento de colocar el buje excéntrico y sujeto a la carga radial con un baño constante de lubricación, se localiza un armónico que hace referencia al remolino de aceite en 0,47X.

Figura 66. Gráfica por inestabilidad de remolino de aceite



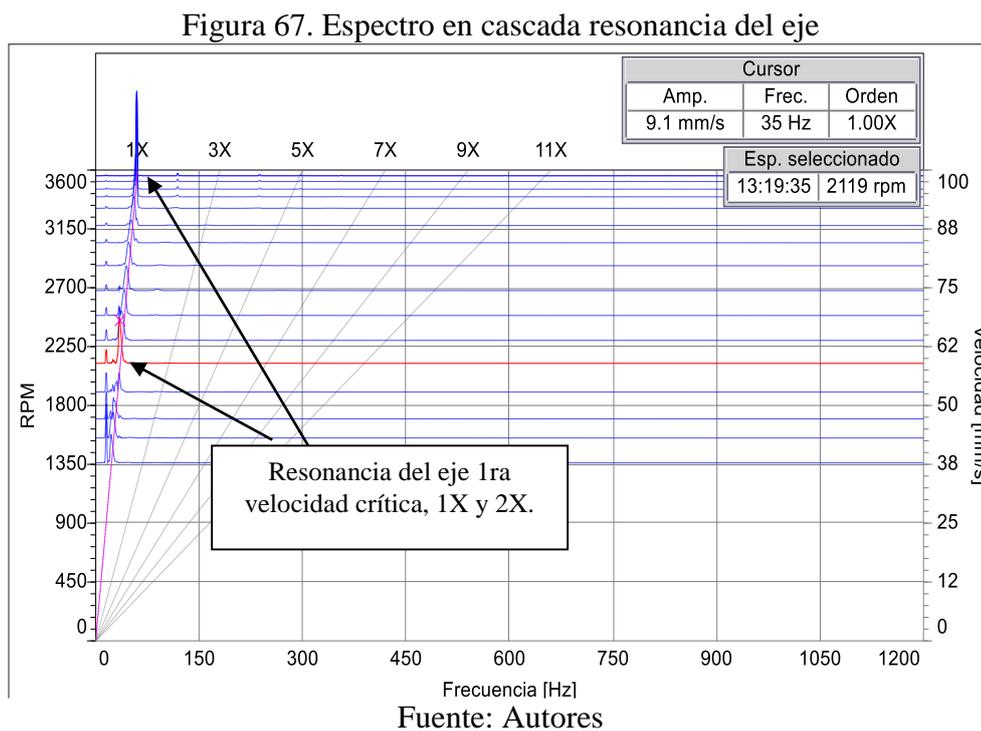
Fuente: Autores

Observaciones: En efecto este fallo está relacionado con la carga radial sobre el cojinete de fricción, a manera que el armónico referente a 0,47X, comienza a incrementar en amplitud a medida que se exige mayor carga radial.

5.3 Análisis de cascada

Es una representación gráfica del espectro frecuencial de una máquina en función de la frecuencia de funcionamiento. Se captura un espectro de vibración a intervalos fijos de la velocidad de rotación tras lo cual se representan consecutivamente en cascada. Son diversas las técnicas que normalmente se utilizan para calcular las frecuencias de resonancia de un sistema, se requieren de un software especial como el MAINTraq. En el diagrama de cascada se representan gráficos tridimensionales, de los espectros obtenidos a intervalos de tiempo y velocidad durante el arranque y parada de la máquina.

5.3.1 *Resonancia del eje en el diagrama de cascada.* En este tipo de análisis es común observar a qué frecuencia el eje entra en resonancia a través del diagrama de espectros en cascada (figura 67); asimismo de este modo conocer la frecuencia natural del eje.

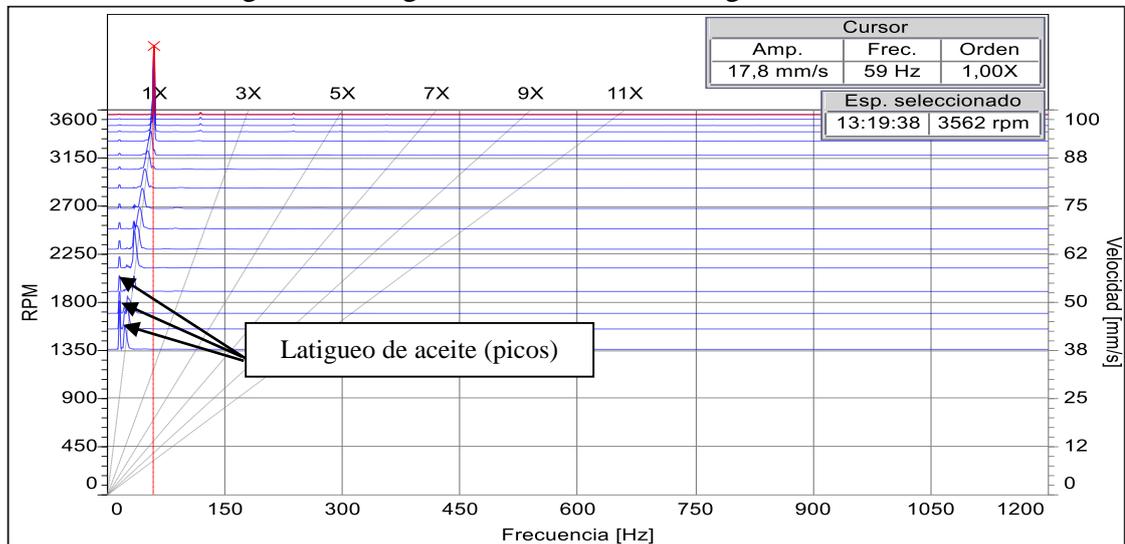


Para observar el fenómeno de latiguo de aceite, el giro del motor debe estar más allá del doble de la velocidad crítica del eje correspondiente a 35 Hz; el eje se encuentra en resonancia, de esta manera se indica que la frecuencia natural de nuestro eje giratorio es de 16,5 Hz. La amplitud de las frecuencias forzadas, como 1X rpm, debería aumentar progresivamente con la velocidad. Las velocidades críticas se identifican observando que la amplitud de la vibración aumenta considerablemente al pasar por ellas.

5.3.2 *Latiguo de aceite en el diagrama de cascada.* El latiguo se presenta a partir del remolino de aceite; para lograr que se produzca este fenómeno debe preexistir el doble de la velocidad de rotación, por lo que se utilizó un motor de 60Hz de frecuencia de giro, ya que la velocidad crítica del eje es de 16,5 Hz.

El latiguo de aceite se produce en equipos que contienen cojinetes lisos, debido a la falta de lubricación o por su mala selección, además de existir la fricción y desgaste entre cojinete y el eje rodante, que provocará la rotura de la película hidrodinámica y se da lugar al régimen de lubricación límite.

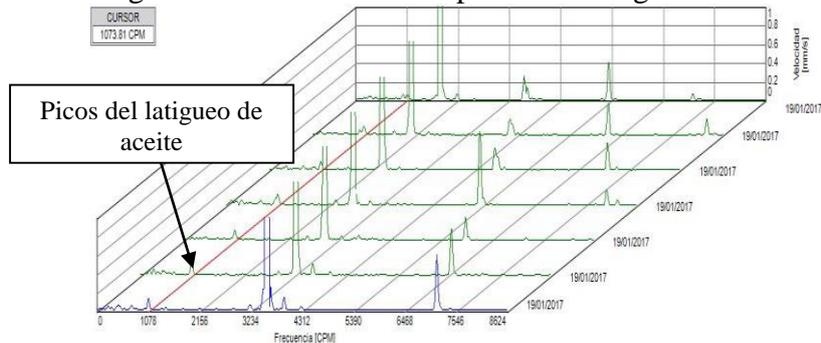
Figura 68. Diagrama de cascada del latiguo de aceite.



Fuente: Autores

En el armónico del latiguo de aceite, mientras se incrementa la velocidad del motor por medio de un variador de frecuencia de 30-60 Hz, se observa que la amplitud que es la única que varía. (Para apreciar los armónicos pertinentes se realizó un zoom al espectro).

Figura 69. Evolución del espectro del latiguo de aceite



Fuente: Autores

La (figura 69), de igual manera indica la evolución del espectro del latiguo de aceite a 17 Hz, su frecuencia se mantiene constante a diferentes velocidades del motor de 30 Hz-60 Hz con un intervalo de 5 Hz.

Tabla 19. Comportamiento de la amplitud vs frecuencia variable.

Diferentes velocidades del motor [Hz]	Velocidad del latiguo de aceite [Hz]	Amplitud del latiguo de aceite [mm/s]
30	17,897	0,061
35	17,897	0,095
40	17,897	0,093
45	17,897	0,123
50	17,897	0,112
55	17,897	0,138
60	17,897	0,128

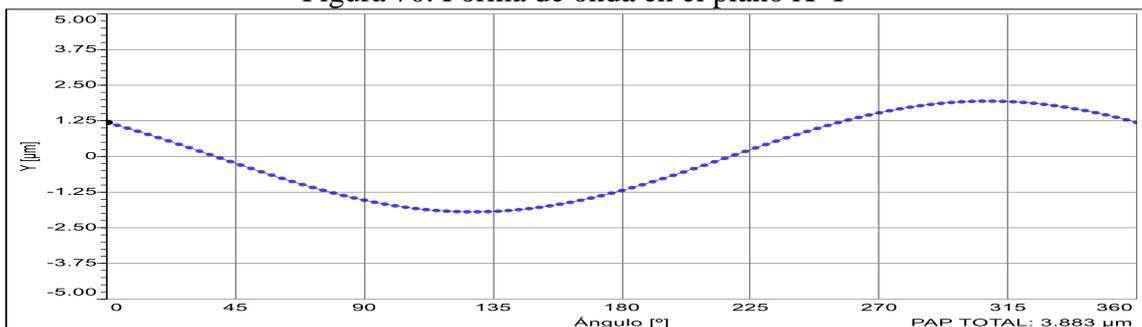
Fuente: Autores

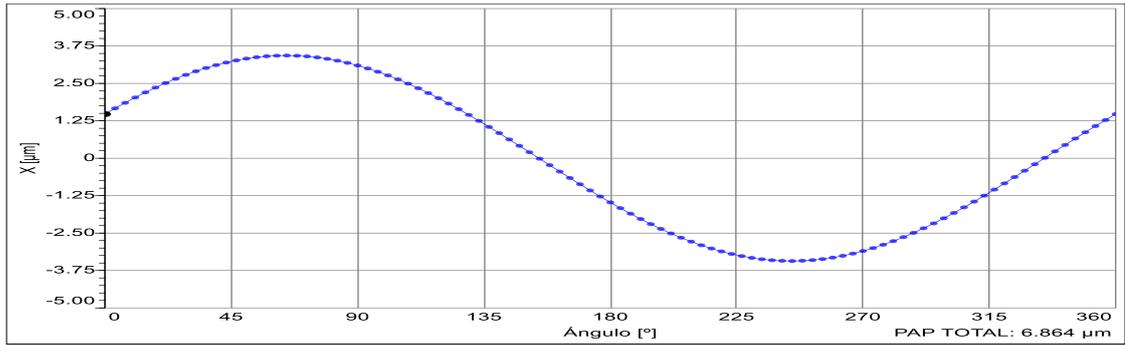
Observaciones: A medida que se exige mayor velocidad, el armónico correspondiente al latiguo de aceite empiezan a elevarse en amplitud, pero el armónico referente al latiguo de aceite se mantiene constante en frecuencia. Según la norma ISO 10816-1, el equipo es de clase I, deriva en la zona D debido valor rms global de 17,8 mm/s, indicando que su severidad es inaceptable.

5.4 Análisis de órbita espectrales

Como punto de partida se obtiene una órbita característica que será de referencia para evaluar el comportamiento de acuerdo a las diferentes fallas. En la (figura 70), se ilustra la forma de la onda concerniente al eje x-y, de los puntos marcados se obtienen las coordenadas para generar nuestra órbita referente.

Figura 70. Forma de onda en el plano X-Y

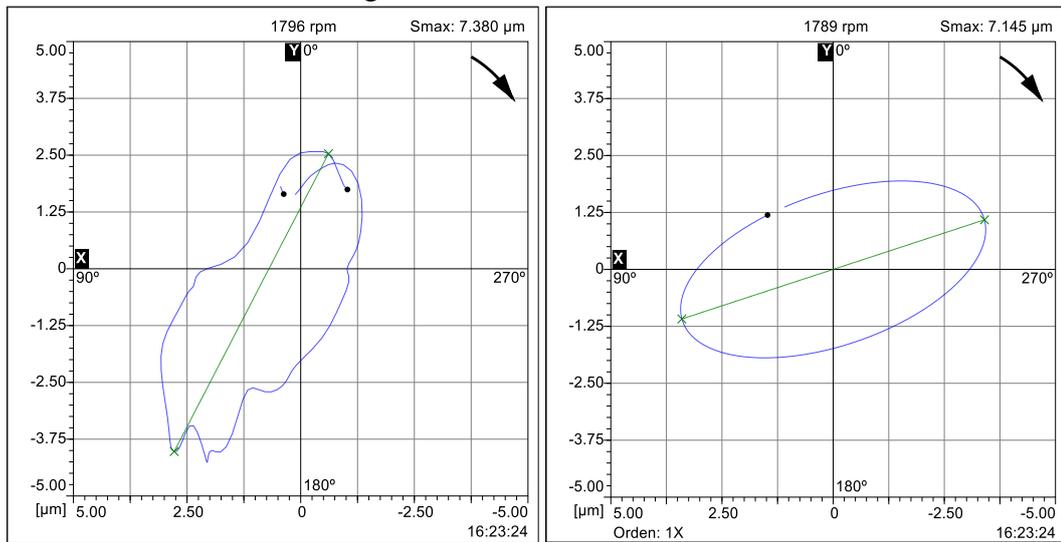




Fuente: Autores

Para obtener dicha órbita característica que demuestra el estado óptimo del equipo, se decide excluir las cargas existentes sobre el eje y demás elementos que constituyen el módulo. Así se obtiene la órbita de referencia sin falla que se indica en la (figura 71).

Figura 71. Órbita de referencia



(a)

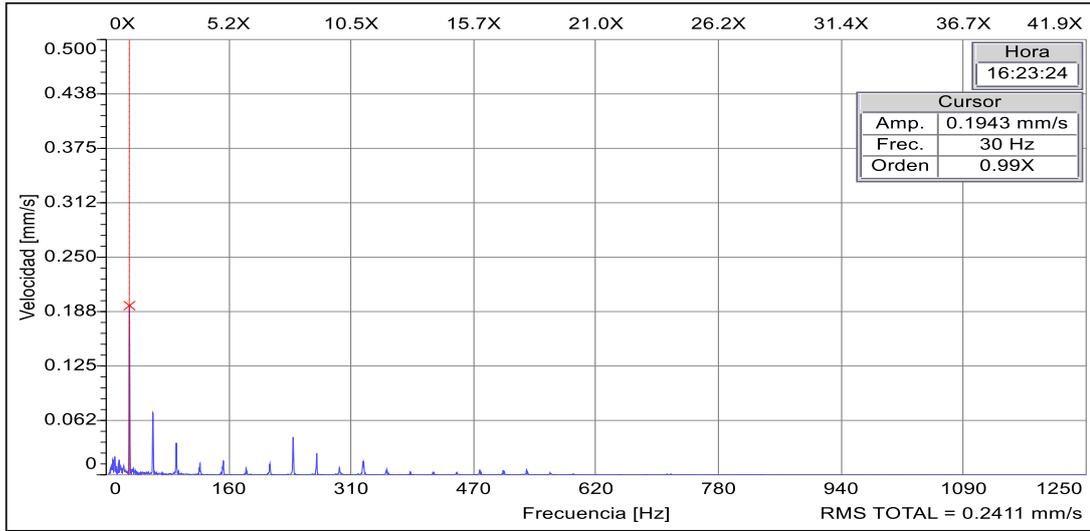
(b)

Fuente: Autores

En la (figura 71a), se presenta una órbita que indica el comportamiento normal del equipo; mientras que en la (figura 71b), se indica la órbita únicamente del armónico 1X.

Como se observa en la (figura 71b), la órbita se asemeja a un círculo perfecto. Pero debido a que siempre va existir un desbalance en el rotor en mínima proporción por vibraciones captadas por el acelerómetro que interfiere en la formación de un círculo perfecto. A continuación en la (figura 72), se observa el espectro concerniente a la órbita que indica el buen funcionamiento del motor.

Figura 72. Espectro característico de una órbita normal.

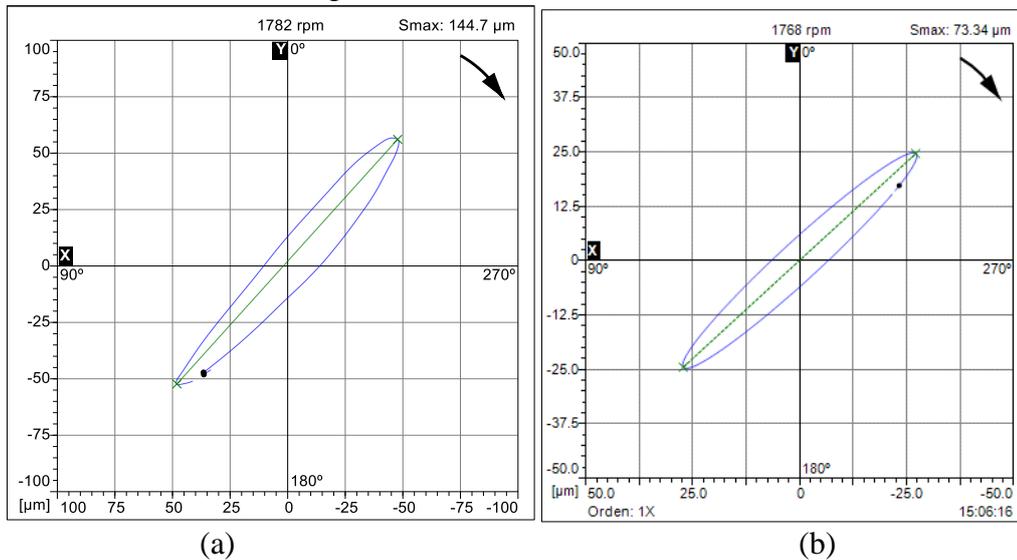


Fuente: Autores

Observaciones: Se puede notar que el valor global de vibración de velocidad rms es de 0,24 mm/s, apreciando que su valor está dentro de los parámetros específicos de la zona A, que determina la norma ISO 10816-1 (Ver anexo M). Este valor es debido a que se despojó de los elementos de transmisión que componen el simulador.

5.4.1 *Medición de órbita espectral propio a desbalanceo mecánico.* Se aplica la metodología del inciso 4.2.1, sobre la base de la idea expuesta de ensamblar un tornillo de masa calibrada al volante de inercia. Se distingue entonces la diferencia que existe con la órbita de referencia y la órbita de desbalanceo.

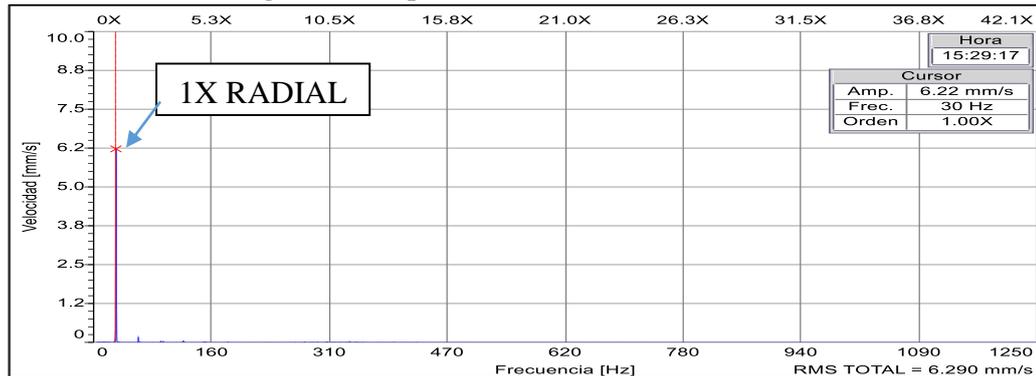
Figura 73. Órbita de desbalanceo



Fuente: Autores.

Observaciones: En la (figura 73a), se muestra una órbita correspondiente al desbalanceo, para tal efecto se acoplo una pesa en forma de tornillo al disco de desbalanceo, en la (figura 73b) corresponde a una órbita filtrada a 1X. Para comprobar que la órbita corresponde al desbalanceo, se analiza el espectro de vibración radial (figura 74), donde se puede observar que el armónico 1X tiene una amplitud muy elevada, efecto que es característico del desbalanceo.

Figura 74. Espectro del desbalance dinámico

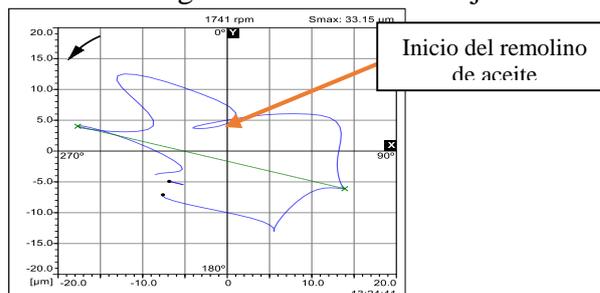


Fuente. Autores

Observaciones: Las cartas de Charlotte indican un armónico predominante a 1X radial. Según la norma ISO 10816-1 el equipo es de clase I y cae en la zona D, indicando que su severidad es inaceptable por el valor rms global de velocidad de 6,29 mm/s (Ver anexo M), aquel incremento de amplitud se debe a que se coloca una masa de tornillo en el disco ocasionando vibraciones excesivas.

5.4.2 *Medición de órbita espectral debido a holgura mecánica.* La causa para que se produzca la holgura mecánica, es el desgaste y juego excesivo, se observa que la órbita será similar a un frotamiento, los efectos subsíncronos aparecen como bucles secundarios como se indica en la (figura 75).

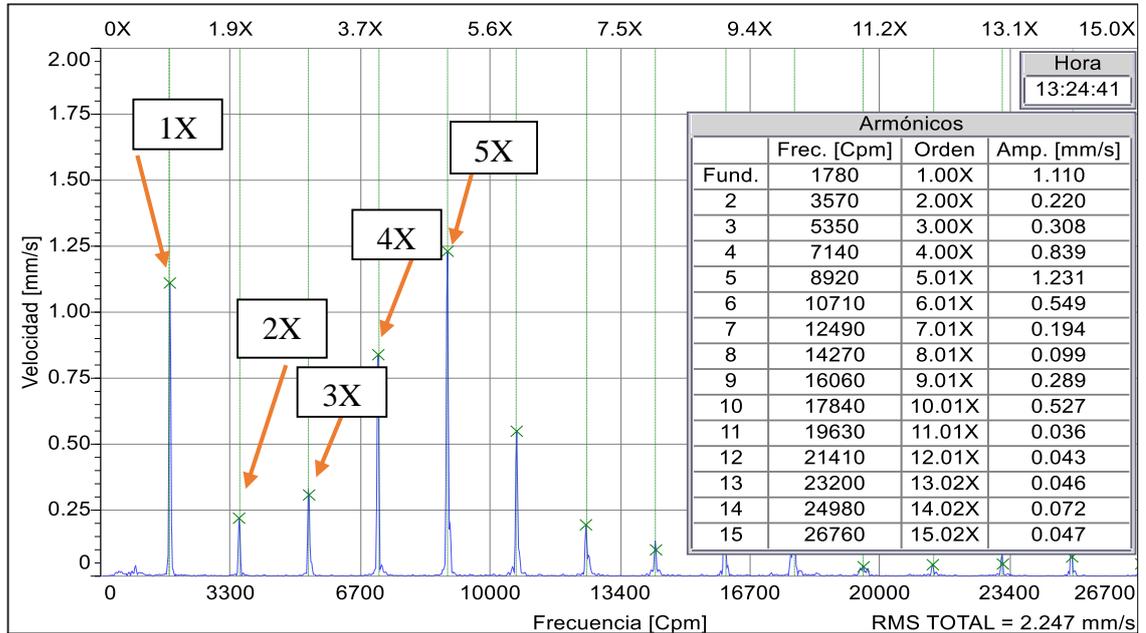
Figura 75. Órbita de holgura mecánica en el cojinete



Fuente: Autores

De igual manera en la (figura 76), se observa el espectro relativo a holgura mecánica, además se nota cierto principio de formación del fenómeno de remolino de aceite.

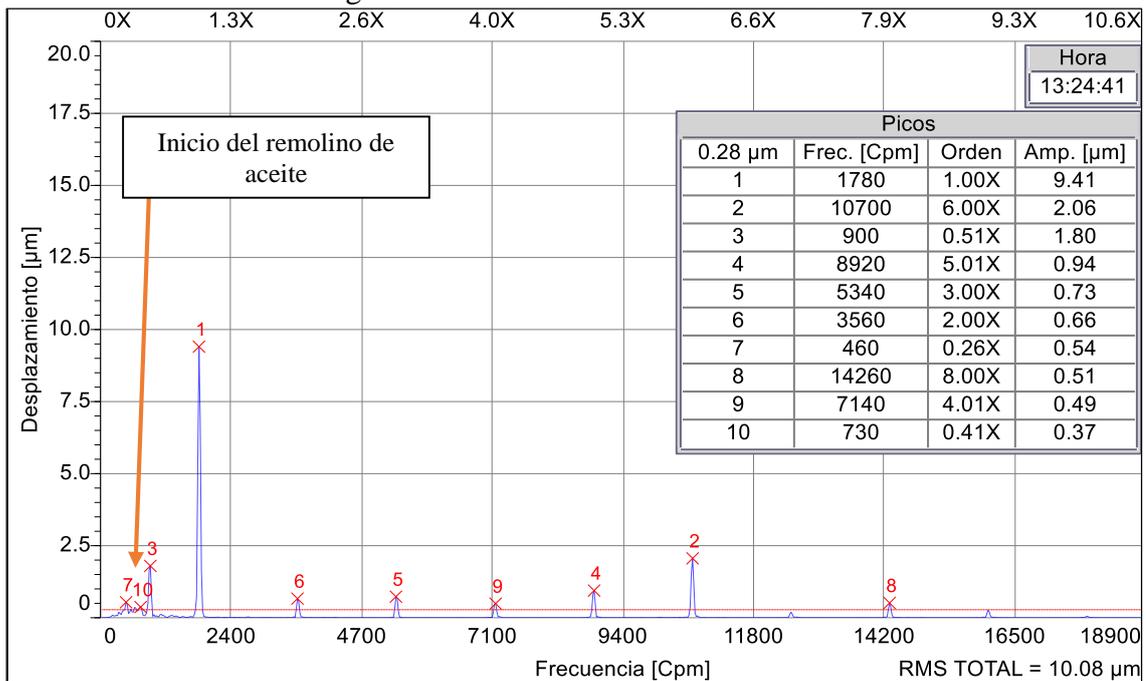
Figura 76. Espectro de la holgura mecánica en el cojinete



Fuente: Autores

5.4.3 *Órbita espectral debido al fenómeno de remolino de aceite.* En la (figura 77), se ilustra el espectro que indica el inicio del remolino de aceite. (Pico 10 del espectro).

Figura 77. Inicio del remolino de aceite

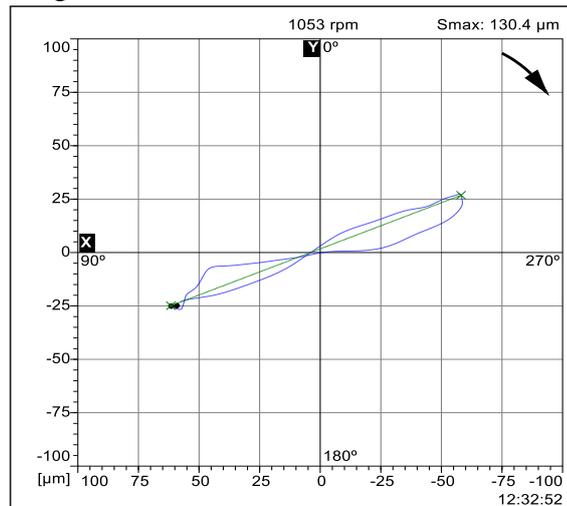


Fuente: Autores

Como evidencia se muestra el pico número 10, correspondiente a 730 rpm en el intervalo de 0,41X. Las cartas de Charlotte manifiesta que la inestabilidad por remolino de aceite ocurre a 0,40X- 0,48X.

5.4.4 *Mediciones para la desalineación severa.* La desalineación severa ocurre a medida que se aplica carga radial. La forma de órbita de este modo de fallo será similar al número 8 como se indica en la (figura 78); así mismo se detalla en el inciso 2.8.

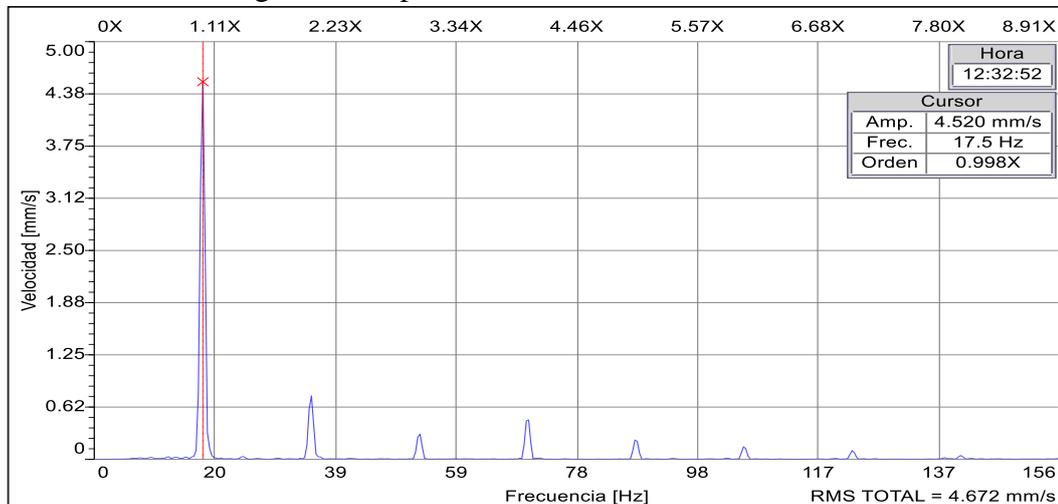
Figura 78. Órbita de desalineación severa



Fuente: Autores

En efecto al análisis se obtuvo una forma de órbita, concerniente a la desalineación del eje con respecto al cojinete de fricción pero en mayor grado. En todo caso, en este fallo se produce a un frecuencia de 17.5 Hz radial, como indica la (figura 79).

Figura 79. Espectro del desalineamiento severo



Fuente: Autores

Observaciones: Como se puede apreciar el equipo se encuentra a 17,5 Hz a 1050 rpm, es en esta frecuencia donde dicha orbita comienza a formarse. Evaluando el valor rms global equivalente a 4,67 mm/s la norma ISO 10816-1 (Ver anexo M) indica que su severidad es insatisfactoria.

5.5 Diagnóstico termográfico en cojinetes de desplazamiento.

Para este caso es necesario el análisis termográfico para corroborar que al aplicar la carga radial sobre el cojinete comienza a existir rozamiento y posterior desgaste, con esta técnica se puede ratificar que la temperatura se eleva a medida que se aplica carga, por lo tanto el lubricante no sería capaz de soportar dicha temperatura.

5.5.1 *Análisis termográfico con carga de 5 Newtons.* La incidencia de la carga radial recae notoriamente en el sobrecalentamiento de los elementos que componen el sistema rotatorio.

Para evidenciar que el margen de temperatura no excede las especificaciones del régimen de lubricación se captura un termograma (figura 80), y se procede a evaluar los datos que arroja el Software SATIRREPORT.

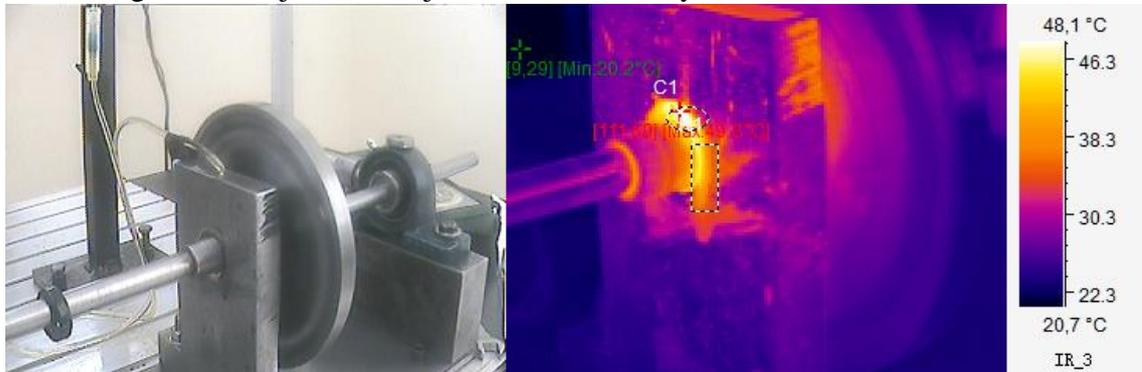


Fuente: Autores

Los resultados presentan un sobrecalentamiento en los elementos sometidos a fricción. En este termograma se observa que la temperatura está dentro de los parámetros que comprende la viscosidad del aceite de (20-50 °C). A mismo tiempo que trabaja bajo la acción de fuerza radial la temperatura tiende a incrementarse, como se indica en la tabla 20.

5.5.2 *Análisis termográfico con carga de 10 Newtons.* Para una segunda medición se realiza bajo la acción de una fuerza radial mayor a la anterior, con la finalidad de evidenciar el contacto de metal con metal.

Figura 81. Cojinete trabajando a 15 minutos y una fuerza de 10 Newtons.



Fuente: Autores.

Al analizar los dos termogramas, los resultados se dan a conocer en la tabla 20. En efecto se nota el incremento de temperatura ocasionado por fricción y el contacto entre metal.

Tabla 20. Tabla de severidad a fuerza de 5 y 10 Newtons

Elemento	T(max)
Termograma con carga de 5N	41,6°C
Termograma con carga de 10N	49,3°C

Fuente: Autores

Al comparar estos resultados, se observa el incremento de temperatura, por lo que no es factible aplicar la fuerza radial de 10 [N], debido al fallo que se está provocando, de este modo el lubricante ya no es capaz de soportar dicho incremento de temperatura.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El simulador de pruebas que se construyó brinda las facilidades para realizar los ensayos concernientes a remolino de aceite, holgura mecánica y latiguo de aceite, propios a modos de fallos en cojinetes planos; para así observar el comportamiento correspondiente al fallo producido y establecer un rango de severidad mediante la aplicación de la técnica de diagnóstico de vibraciones.

De los elementos que integran el simulador de pruebas, el elastómero flexible permite regular la carga radial hasta una fuerza máxima de 10 Newtons, a condición de que si se excede aquella fuerza, el eje comienza a pandearse y puede incurrir en la aparición de armónicos no deseados.

En el análisis realizado sobre holgura mecánica se observó que mientras exista un juego excesivo entre eje y cojinete, cada uno de los armónicos pertinentes al espectro mencionado tiende a incrementarse en amplitud.

En el análisis concerniente al remolino de aceite se notó que mientras se incrementa la carga radial y existe un gradiente de presión, la amplitud tiende a incrementarse mientras que su frecuencia que certifica a este fenómeno se mantiene constante.

Para la formación del fenómeno del latiguo de aceite en cojinetes planos, por lo general se requiere de una velocidad de rotación alta, debido a que es necesario superar la segunda velocidad crítica del eje; en el presente trabajo se supo manifestar que el eje tiene una frecuencia natural correspondiente a 16,5 Hz, por lo que su velocidad de rotación, para generar esta falla, debe ser no menor a 33Hz.

El desarrollo del plan de mantenimiento utilizando el AMEF, es más efectivo que el método empírico ya que permite obtener un plan de mantenimiento óptimo que prevenga eficazmente los posibles modos de fallo determinado en el análisis de vibraciones.

6.2 Recomendaciones

Garantizar que el sistema de lubricación proporcione de un baño de aceite constante entre el árbol y cojinete, a fin de evitar el desgaste en cualquiera de sus elementos.

Disponer de elementos de seguridad personal y efectuar el check list propuesto antes de operar el simulador de cojines deslizantes,

Verificar el ajuste apropiado de la placa base con la mesa ranurada de aluminio para evitar la presencia de armónicos no deseado en el espectro.

Realizar los ensayos con el debido cuidado, atendiendo como factor principal la seguridad de las personas en el momento de operación del simulador; además de que al momento del montaje y desmontaje tratar de lo más mínimo ocasionar golpeteos para evitar impactos y daños a los elementos constitutivos del simulador.

Almacenar el simulador de pruebas en un lugar limpio y seco libre de polvo, gases, y agentes corrosivos.

Realizar un estudio que mejore el aprovechamiento del presente trabajo de titulación, donde se debería considerar un trabajo experimental que estudie los modos de fallo que se pueda simular en el módulo mediante análisis de órbitas utilizando proximitores.

BIBLIOGRAFÍA

ALBARRACÍN , Pedro. *Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz.* Medellín: LITOCHOA, 2001, pp. 250-275.

ÁLVAREZ, Juan Esteban. *Diseño, construcción y modelado de un banco de pruebas.* [En línea]. 2014. [Consulta: 22 de 02 de 2017]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/3972/621822A473.pdf?sequence=1>. 1 116 440 303.

A-MAQ S.A. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico.* [En línea]. 2005. [Consulta: 5 de 1 de 2017]. Disponible en: http://mantenimientoplanificado.com/articulos/PREDICTIVO_archivos/CURSOAMAQ.COM.pdf.

ARIZMENDI, Luis. *Selección de publicaciones sobre tribología.* Madrid: CSIC Press, 1987, pp. 89-95.

BEER, Ferdinand; et al. *Mecánica de materiales.* México: Mc-GRAW HILL, 2010, pp. 125-132.

BERRY, James. *Technical Associates de Charlotte.* [En línea]. 2005. [Consulta: 17 de 01 de 2017]. Disponible en: <http://www.machinerylubrication.com/Read/754/oil-whirl-whip>.

BUDYNAS, Richard; & NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA, 2008, pp. 597-647.

CARDONA, Jhon Fabio, et.al. *Scientia et Technica.* [En línea]. 2005. [Consulta: 28 de 10 de 2016]. Disponible en: <http://www.redalyc.org/html/849/84911707019/>.

CHARLOTTE, TECHNICAL ASSOCIATES. *Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones.* [aut. libro] ADEMINSAC. Ahorro de energía y mantenimiento industrial S.A.C.: P.C. R-0894-4, 1996.

CASTANY, Javier; et al. *Análisis de la funcionalidad de los elementos de máquinas.* Zaragoza-España: Pressas Universitarias de Zaragoza, 2008, pp. 236-250.

GALMÉS, Borja. *Motores de reacción y turbinas de gas.* España: Paraninfo, 2015, pp. 131-140.

GIRDHAR, Paresh. *Practical Machinery Vibration Analysis.* London, England: ELSEVIER, 2004, pp. 245-267.

GONZÁLEZ, Tomás; et al. *Circuito de fluidos. Suspensión y Dirección.* s.l.: EDITEX, 2011, pp. 16-25.

GREEN, Loren. *Determinación del flujo de aceite requerido por los cojinetes.* [En línea]. 2016. [Consulta: 11 de 08 de 2016] Disponible en: <http://noria.mx/lublearn/determinacion-del-flujo-de-aceite-requerido-por-los-cojinetes/>.

HAMBURG, Gunt. *Equipos para la educación en ingeniería sistema de diagnóstico de máquinas.* [En línea]. 2009. [consulta: 29 de 11 de 2016]. Disponible en: http://www.gunt.de/en/?option=com_gunt&task=gunt.list.category&product_id=1022&lang=es.

ISO 2041. *Mechanical vibration, shock and condition monitoring-vocabulary.* [En línea]. 2013.

MOTT, Robert. 2006. *Diseño de elementos de máquinas.* México: PEARSON, 2006, pp. 661-675.

NORTON, Robert. *Diseño de maquinaria síntesis y análisis de máquinas.* México: McGraw-Hill Education, 2009, pp. 681-712.

ORLOV, P. *Ingeniería de diseño.* Moscú: Editorial Mir. Moscú, 1985, pp. 445-450.

PALOMINO MARÍN, Evelio. *Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones en Maquinás Rotatorias.* Habana: CEIM - CUJAE, 2007, pp. 45-60.

PRIETO, Ismael; et al. *Fundamentos de máquinas térmicas.* Oviedo: Ediuono, 2007, pp 26-40.

RICHMOND, Diego. *Cojinetes de Fricción.* [En línea]. 2004. [Consulta: 03 de 01 de 2017]. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/178460702/4741-SP>.

SÁNCHEZ , Francisco; et al. *Mantenimiento mecánico de máquinas.* Castellón: Publicacions de la Universitat Jaume, 2006, pp. 101-115.

SCOTT, Robert. *Diario cojinetes y su lubricación.* [En línea]. 2003. [Consulta: 17 de 01 de 2017]. Disponible en: <http://www.machinerylubrication.com/Read/779/journal-bearing-lubrication>.

SINGIRESU, Rao. *Vibraciones mecánicas.* México: Pearson, 2012. pp. 65-77.

VANEGAS, Libardo. Capitulo 7: Diseño de árboles. *diseño I.* Pereira: UTP.S.F, 2010.

WHITE, Glen. *Introducción al Análisis de Vibraciones.* Woburn, USA: Azima DLI, 2010, pp. 111-120.

WIDMAN, Richard & LINARES, Omar. *Los Efectos de la lubricación elastohidrodinámica en la fricción y la selección de la viscosidad.* [En línea]. 2007. [Consulta: 09 de 02 de 2017.] <http://widman.biz/boletines/45.html>.

