



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MECÁNICA

**DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN
DEBIDO A DESBALANCEO POR MEDIO DE ESPECTRO
VIBRACIONAL**

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERA/O MECÁNICA

AUTORES:

NUÑEZ SANTOS PAULINA ALEJANDRA

PERUGACHI TANGUILA VÍCTOR AQUILES

Riobamba – Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MECÁNICA

**DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN
DEBIDO A DESBALANCEO POR MEDIO DE ESPECTRO
VIBRACIONAL**

Trabajo de titulación:

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERA/O MECÁNICA

AUTORES: NUÑEZ SANTOS PAULINA ALEJANDRA

PERUGACHI TANGUILA VÍCTOR AQUILES

DIRECTOR: Ing. JAVIER ENRIQUE ORNA CHAVEZ

Riobamba – Ecuador

2021

© 2022, Paulina Alejandra Núñez Santos & Víctor Aquiles Perugachi Tanguila.

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Nosotros, Paulina Alejandra Núñez Santos & Víctor Aquiles Perugachi Tanguila, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 22 de abril de 2021



Paulina Alejandra Núñez Santos

0604248765



Víctor Aquiles Perugachi Tanguila

1718967472

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MÉCANICA

El Tribunal del Trabajo de Titulación certifica que: El trabajo de titulación. Tipo Proyecto Técnico “**DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DEBIDO A DESBALANCEO POR MEDIO DE ESPECTRO VIBRACIONAL**”, realizado por la señorita: **PAULINA ALEJANDRA NÚÑEZ SANTOS** y el señor: **VÍCTOR AQUILES PERUGACHI TANGUILA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2021-04-22 -----
Ing. Javier Enrique Orna Chávez DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN		2021-04-22 -----
Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes MIEMBRO DEL TRIBUNAL		2021-04-22 -----

DEDICATORIA

Tu cariño tu inocencia son los detonantes de mi felicidad, de mis ganas de buscar lo mejor para ti. Aun a tu corta edad, me has enseñado y me sigues enseñando el significado de esta vida

Te agradezco por ayudarme a encontrar la luz en medio de mi oscuridad. Fuiste mi motivación más grande para concluir con éxito este proyecto

Gracias, Sofí

Paulina.

“Al ir en busca de un **NUEVO PROYECTO** nosotros **CREEMOS EN ÉL**, todo el tiempo, tenemos **CONFIANZA EN NUESTRA HABILIDAD** para hacerlo bien”.

Esto significo mi trabajo de tesis.

“No borres ningún día de tu vida, los días bellos te han dado felicidad, los malos te han dado experiencia, los peores te han enseñado a Vivir”.

Esto aprendí en esta pandemia que me toco sobrevivir.

Dedico esta tesis con todo mi corazón a mis padres Víctor Hugo Perugachi y Rosa Tanguila por el amor incondicional, la motivación, el esfuerzo, por ser la inspiración de mi vida, nunca me han dejado solo, este trabajo de titulación no ha sido fácil para mí, tuve que vencer muchos obstáculos, pero lo logré. Padres queridos ustedes son los forjadores de mi futuro profesional.

Víctor.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer en primer lugar a Dios, por la vida de mis padres, también porque cada día bendice mi vida con la hermosa oportunidad de estar y disfrutar a lado de las personas que amo.

Así quiero mostrar mi gratitud a todas aquellas personas que estuvieron presentes en la realización de esta meta, de este sueño que es tan importante para mí, agradecer todas sus ayudas, sus palabras motivadoras, sus conocimientos, sus consejos y su dedicación.

Gracias a mis padres por ser los principales promotores de mis sueños, gracias a mi madre por su motivación por creer en mí y en mis expectativas por siempre anhelar siempre lo mejor para mi vida, gracias a mi padre por todo el esfuerzo que ha hecho para que pueda culminar y cumplir esta meta.

Paulina.

Gracias a Dios y a la Virgen por demostrarme su amor infinito, gracias por la vida, la sabiduría, la paciencia que me han permitido culminar esta meta. Dios me ha demostrado que siempre nos escucha y no nos abandona, este camino no fue fácil, gracias a mis padres por su bendición que me han protegido y me acompañado siempre. Mi hijo Pablito y mi esposa Verónica gracias por ser el motor de mi vida, mi corazón y de mi alma.

Gracias por el apoyo, respeto, solidaridad, el cariño y la comprensión a toda mi familia, mis hermanos Javier, Karen, mis suegros por ser mis segundos padres mis cuñados Jhonny, Ximena, y Alan. A mi grupo de amigos Ntn porque han sido verdaderos amigos conmigo, gracias por su sincera amistad.

Gracias a mi compañera y amiga Paulina Nuñez por ser parte de este trabajo de tesis, nuestro esfuerzo, nuestro empeño, nuestra motivación lograron que alcancemos este propósito el de ser por fin Ingenieros Mecánicos que DIOS nos bendiga. Lo logramos Pauly.

Víctor.

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
INDICE DE FIGURAS.....	xv
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xvii
RESUMEN.....	xviii
SUMMARY	xix
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
1.1. Antecedentes	2
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. <i>Objetivo general</i>	2
1.2.2. <i>Objetivos específicos</i>	2
CAPÍTULO II	
2. MARCO REFERENCIAL	3
2.1. Vibración	3
2.2. Vibración Simple:	3
2.3. Vibración Compuesta.....	5
2.4. Vibración Aleatoria y Golpeteos Intermitentes:	6
2.5. Transformada de Fourier:	7
2.6. Frecuencia Natural y Resonancias:.....	8
2.7. Análisis Espectral	8
2.8. Conceptos Utilizados	9
2.8.1. <i>Rotor</i>	9
2.8.2. <i>Rotor rígido</i>	9
2.8.3. <i>Rotor flexible</i>	9
2.8.4. <i>Rotor delgado</i>	10
2.8.5. <i>Punto pesado</i>	10

2.8.6.	<i>Punto alto</i>	10
2.8.7.	<i>Punto liviano</i>	10
2.8.8.	<i>Velocidad de balanceo</i>	10
2.8.9.	<i>Masa desbalanceada</i>	10
2.8.10.	<i>Fuerza de desbalanceo resultante</i>	10
2.8.11.	<i>Momento resultante debido al desbalance</i>	10
2.8.12.	<i>Angulo de fase</i>	11
2.8.14.	<i>Planos de corrección</i>	11
2.8.15.	<i>Balanceo</i>	11
2.8.16.	<i>Vector desbalanceo</i>	11
2.8.17.	<i>Cantidad de desbalanceo</i>	11
2.8.18.	<i>Tolerancia de desbalanceo</i>	11
2.8.19.	<i>Peso de prueba</i>	12
2.8.20.	<i>Ángulo de corrección</i>	12
2.8.21.	<i>Ángulo de desbalance</i>	12
2.9.	Desbalanceo	12
2.10.	Tipos de Desbalance	13
2.10.1.	<i>Desbalanceo Estático</i>	14
2.10.2.	<i>Desbalance de par</i>	15
2.10.3.	<i>Desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico</i>	16
2.10.4.	<i>Desbalance dinámico</i>	16
2.10.5.	<i>Varias combinaciones de desbalance dinámico</i>	17
2.10.6.	<i>Formas De Balanceo</i>	19
2.11.	Balanceo De Rotores	19
2.11.1.	<i>Balanceo de rotores en un plano</i>	20
2.11.2.	<i>Balanceo de rotores en dos planos</i>	21
2.11.3.	<i>Separación estática par</i>	22
2.11.4.	<i>Rotores en voladizo</i>	23
2.12.	Métodos Empleados Para El Balanceo	24

2.12.1.	<i>Método vectorial (medir fase de vibración y amplitud)</i>	24
2.12.2.	<i>Método de Den Hartog (método gráfico)</i>	25
2.12.3.	<i>Método de Siebert</i>	28
2.12.4.	<i>Método de las masas de prueba (coeficientes de influencia)</i>	30
2.12.5.	<i>Método de Balanceo 4 corridos sin fase.</i>	33
2.12.6.	<i>Como medir el Desbalance Mecánico</i>	34
2.13.	Normativas	35
2.14.	Unidades de Medición	36
2.15.	Normas a considerar para una medición	37
2.15.1.	<i>Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas</i>	37
2.15.2.	<i>Normas y guías sobre la severidad de las vibraciones</i>	37
2.16.	Elementos Funcionales de un sistema de medición	41
2.16.1.	<i>El Acelerómetro</i>	42
2.16.1.1.	<i>Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico</i>	43
2.16.1.2.	<i>Fijación del acelerómetro piezoeléctrico.</i>	44
2.16.2.	<i>El preamplificador integrador</i>	44
2.16.3.	<i>Filtros</i>	44
2.16.3.1.	<i>Filtro pasa – bajo</i>	45
2.16.3.2.	<i>Filtro pasa – alto</i>	45
2.16.3.3.	<i>Filtro pasa – banda</i>	45
2.16.3.4.	<i>Filtro selectivo</i>	45
2.16.4.	<i>El Vibrómetro</i>	46
2.17.	Toma y Análisis de Datos	46
2.17.1.	<i>Pasos para la Adquisición de Datos</i>	47
2.17.2.1.	<i>Identificación de características y funcionamiento de la maquinaria</i>	47
2.17.2.2.	<i>Selección de los parámetros de medición</i>	47
2.17.2.3.	<i>Determinación de los puntos de Medición.</i>	47
2.17.2.4.	<i>Toma de datos o Lectura de Vibraciones</i>	47
2.18.	Relación desbalanceo permitido y la masa del rotor	48

2.18.1. *Grados de calidad relativos a la velocidad de servicio y desbalanceo específico.*48

CAPÍTULO III

3.1.	Introducción.....	51
3.2.	Descripción De Los Equipos	51
3.3.	Objetivo	51
3.4.	Toma de mediciones	51
3.4.1.	<i>Medición de amplitud y fase vibratoria.....</i>	<i>51</i>
3.5.	Procedimiento	51
3.6.	Resultados	53
3.7.	Soluciones Graficas	56
3.7.1.	<i>Datos Iniciales</i>	<i>56</i>
3.7.2.	<i>Datos obtenidos con la masa de Prueba</i>	<i>58</i>
3.7.3.	<i>Resultado Final.....</i>	<i>61</i>

CAPÍTULO IV

GUIA DE LA PRACTICA DE LABORATORIO 63

CONCLUSIONES..... 72

RECOMENDACIONES75

BIBLIOGRAFÍA

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Referencia y severidad de desbalanceo en máquinas de 1800 a 3600 Rpm	13
Tabla 2-2: Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desbalanceo.....	18
Tabla 3-2: Modelos para balanceo	19
Tabla 4-2: Unidades de medición	36
Tabla 5-2: Datos admitidos para vibraciones.....	36
Tabla 6-2: Tipos De Equipo Rotativo.	38
Tabla 1-3: Valores globales, antes de realizar la corrección.....	53
Tabla 2-3 : Valores globales, con la masa de.....	54
Tabla 1-4: Valores globales,	68
Tabla 2-4: Valores globales, con la masa de.....	69

INDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Vibración Simple	3
Figura 2-2: Período de Oscilación	4
Figura 3-2: Amplitud y Angulo de Fase	4
Figura 4-2: Medición de la Amplitud	5
Figura 5-2: Señales Sinusoidales.	5
Figura 6-2: Vibración Compuesta.....	6
Figura 7-2: Vibraciones Aleatoria y Golpeteos Intermitentes	6
Figura 8-2: Golpe Intermitente que se amortigua con el medio	7
Figura 9-2: Transformada de Fourier.....	7
Figura 10-2: Una señal en el dominio del tiempo y de la frecuencia.....	8
Figura 11-2: Motor con velocidad similar a la frecuencia natural.....	8
Figura 12-2: Análisis Espectral.....	9
Figura 13-2: Desbalanceo Estático	14
Figura 14-2: Desbalanceo estático de un rotor por una masa “m” sin compensar.....	15
Figura 15-2: Desbalanceo de Par 3D.	15
Figura 16-2: Desbalanceo de Par 2D.	16
Figura 17-2: Muestra un rotor en voladizo.	16
Figura 18-2: Distribución de la masa de desbalanceada en un rotor 3D.....	17
Figura19-2: Balanceo estático de un rotor.....	21
Figura 20-2: Desbalanceo par o de momento.	22
Figura 21-2: Separación estático par en un plano.....	22
Figura 22-2: Separación estático par para el balanceo, en dos planos.	23
Figura 23-2: Rotor en voladizo, en su extremo flectado por el peso	23
Figura 24-2: Ubicación de sensores, para evitar el efecto cruzado.	24
Figura 25-2: Esquema para desarrollar el método vectorial.	24
Figura 26-2: La ubicación de las pesas de prueba utilizadas para desarrollar el método vectorial	25

Figura 27-2: Método de Den Hartog.....	26
Figura 28-2: Segundo paso método de Den Hartog.....	27
Figura 29-2: Tercer Paso del método de Den Hartog	27
Figura 30-2: Desarrollo del método de Siebert.....	29
Figura 31-2: Desarrollo del método de Siebert.....	29
Figura 32-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert.....	30
Figura 33-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert.....	31
Figura 34-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert.....	31
Figura 35-2: Tercer paso para el desarrollo del método de las masas de prueba.....	32
Figura 36-2: Cuarto paso para el desarrollo del método de las masas de prueba	33
Figura 37-2: Demostración del Rotor para 4 corridos sin fase	33
Figura 38-2: Parámetros de control y medición de vibraciones.....	40
Figura 39-2: Diagrama para obtener Espectros de Vibración.....	42
Figura 40-2: Acelerómetro.....	42
Figura 41-2: Respuesta de Frecuencia de Acelerómetro	43
Figura 42-2: Funciones del Preamplificador.....	44
Figura 43-2: Filtros pasa bajo- filtros pasa alto	45
Figura 44-2: Ancho de Banda.....	46
Figura 45-2: Vibrometro.....	46
Figura 46-2: Filtros pasa bajo- filtros pasa alto	47
Figura 47-2: Para grupo representativo de rotores acordada por ISO 1940 y ANSI 2.19	49
Figura 48-2: Límites para grados de calidad del desbalanceo residual de acuerdo a ISO 1940 Y ANSIS2.19.1t.....	50
Figura 1-3: Discos de balanceo con masa de prueba a diferentes ángulos	52
Figura 2-3: Montaje del instrumento.	53

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3:	Amplitud.....	56
Gráfico 2-3:	Eje Axial en el punto 1	56
Gráfico 3-3:	Amplitud.....	57
Gráfico 4-3:	Eje Radial en el punto 1.....	57
Gráfico 5-3:	Amplitud.....	57
Gráfico 6-3:	Eje Axial en el punto 2	58
Gráfico 7-3:	Eje Radial en el punto 2.....	58
Gráfico 8-3:	Amplitud.....	59
Gráfico 9-3:	Eje Radial en el punto A.....	59
Gráfico 10-3:	Amplitud.....	60
Gráfico 11-3:	Eje Radia en el punto B	60
Gráfico 12-3:	Amplitud.....	61
Gráfico 13-3:	Eje Radial en el punto C.....	61
Gráfico 14-3:	Amplitud.....	62
Gráfico 15-3:	Eje Radial en el punto C.....	62

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo seleccionar el método más adecuado de análisis vibracional en máquinas rotativas para controlar el parámetro de desgaste. Para esto se realizó un estudio minucioso de la norma ISO 1940 la misma que describe los requisitos de calidad del equilibrio para rotores en un estado constante, los tipos de desbalanceo y los límites de desequilibrio permisibles en sistemas de transmisión de máquinas rotativas. Se comparó y analizó los factores de tiempo y dificultad de los diferentes métodos de diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión mediante espectro vibracional para seleccionar el más óptimo, y finalmente se redactó una guía de laboratorio para el diagnóstico de fallas de una maquina rotativa en una inspección de rutina aplicando un método eficaz y rápido. Como resultado se establece que el método de las cuatro corridas es el mas eficaz, ya que controla el desbalance radial y axial en piezas sujetas a vibración máxima en una máquina con la utilización de un vibrómetro y se lo puede realizar en el lugar de trabajo de la máquina. En conclusión, se determina que el método cuatro corridas sin fase de balanceo en un plano es válido, respecto a los valores obtenidos del equipo SKF QuickCollect sensor, basada principalmente en el estudio de las vibraciones fuera del rango de lo normal, mediante el cumplimiento de la norma ISO 1940. Se recomienda hacer uso de la guía de laboratorio para el análisis de vibraciones en máquinas rotatorias para llevar un control del desgaste de elementos mecánicos con el fin de realizar mantenimientos preventivos en las máquinas antes de que se produzca un fallo que detenga por completo el funcionamiento de la máquina.

Palabras clave: <MÁQUINA ROTATORIA>, <EQUILIBRIO>, <VIBRACIÓN>, <DESBALANCEO>, <BALANCEO>, <VIBRÓMETRO>, <DESGASTE>, <MANTENIMIENTO>, <FALLA>, <EFECTIVIDAD >.

0885-DBRA-UPT-2022


10-05-2022



SUMMARY

The objective of this work is to select the most suitable method of vibrational analysis in rotating machines to control the wear parameter. For this, a detailed study of the ISO 1940 standard was carried out, which describes the balance quality requirements for rotors in a constant state, the types of unbalance and the permissible limits of unbalance in transmission systems of rotating machines. The factors of time and difficulty of the different methods of diagnosing faults in transmission systems by means of vibrational spectrum were compared and analyzed to select the most optimal, and finally a laboratory guide was written for the diagnosis of faults in a rotating machine in a routine inspection applying an efficient and fast method. As a result, it is established that the method of the four runs is the most effective since it controls the radial and axial unbalance in parts subject to maximum vibration in a machine with the use of a vibrometer and it can be carried out in the workplace of machine. In conclusion, it is determined that the method four runs without phase of balance in a plane is valid, with respect to the values obtained from the SKF QuickCollect sensor equipment, based mainly on the study of vibrations outside the normal range, by complying with the ISO 1940 standard. It is recommended to use the laboratory guide for the analysis of vibrations in rotating machines to keep track of the wear of mechanical elements to carry out preventive maintenance on the machines before a failure occurs that stops complete operation of the machine.

Keywords: <ROTATING MACHINE>, <BALANCE>, <VIBRATION>, <IMBALANCE>, <BALANCE>, <VIBROMETER>, <WEAR>, <MAINTENANCE>, <FAILURE>, <EFFECTIVENESS>.

Firmado digitalmente por LUIS FRANCISCO MANTILLA CABRERA
Fecha: 2022.05.16 23:21:31 -05'00'

INTRODUCCIÓN

Actualmente, el estudio de balanceo y análisis de las vibraciones mecánicas han obtenido la importancia en la supervisión de sistemas mecánicos, equipos rotativos y sus componentes.

Los equipos rotativos expuestos a la acción de fuerzas variables como el tiempo, presentan variación en los estados de desbalance o desequilibrio y como consecuencia reflejan alteración en su funcionamiento, causando pérdida de producción y la disminución de la vida útil en los elementos.

Debido a la globalización, las macros y micro empresas deben de cumplir con normas internacionales que los obliga a mejorar la calidad de sus productos y con ello el mantenimiento que le dan a los equipos, buscando la implementación de estrategias como el mantenimiento predictivo para aumentar el tiempo de vida de los componentes en las máquinas y por ende el aumento de la productividad.

La etapa del mantenimiento predictivo define el conjunto de actividades de seguimiento y diagnóstico, representando las variables que tiene posibilidades de falla, permitiendo una intervención correcta e inmediata como consecuencia de su detección.

Debido a que este tipo de mantenimiento se basa en la medición de diferentes indicadores como lo son la temperatura, vibraciones y ruido entre otros.

La señal de las vibraciones resulta efectiva en la etapa inicial, donde se evidencia los datos contemplados en el monitoreo de parámetros específicos de cada máquina, obteniendo el óptimo funcionamiento en las maquinas rotodinámicas.

Mediante este proyecto se busca validar el método cuatro corridas sin fase de balanceo en un plano, respecto a los valores obtenidos del equipo SKF QuickCollect sensor, basada principalmente en el estudio de las vibraciones fuera del rango de lo normal, mediante el cumplimiento de la norma ISO 1940.

CAPÍTULO I

1.1. Antecedentes

En la actualidad la competitividad de la industria es cada vez es más grande, esto ha obligado que las empresas tengan mayor productividad a bajo costos. Uno de los principales factores influyen en la productividad es la maquinaria rotativa que generalmente trabajan las 24 horas, su incorrecto funcionamiento puede ocasionar que las maquinas lleguen a fallar provocando importantes pérdidas económicas para la planta y peligro para los operadores (Rubiano, 2017, p.5).

Los equipos rotativos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, esencialmente periódicas, responden variando sus estados de desbalance o desequilibrio y como consecuencia presenta cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento que presentan molestias al personal que lo maneja y acorta la vida útil de los elementos.

Hoy en día es importante considerar al mantenimiento predictivo (PdM) como una de las herramientas mejor implantada en el marco de la industria mundial. Se estima que entre un 56 y 64% de las plantas industriales del mundo tienen implementada alguna herramienta de PdM. En países desarrollados cerca del 77% tienen un programa de mantenimiento predictivo establecido y en funcionamiento (Veritas, 2020)

1.2. Objetivos

1.2.1. *Objetivo general*

Diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión debido a desbalanceo por medio de espectro vibracional.

1.2.2. *Objetivos específicos*

- Análisis del estado del arte de desbalance en máquinas rotativas.
- Identificar los tipos de desbalances que se pueden presentar.
- Determinar los niveles de desbalance residual permisible según la Norma ISO 1940.
- Realizar una guía didáctica para el correcto balanceo de una maquina rotativa por el método de las 4 corridas sin fase.

CAPÍTULO II

2. MARCO REFERENCIAL

2.1. Vibración

Es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud, todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual representan cada una de sus características. Las máquinas presentan su propia señal de vibración donde se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes (A-MAQ S.A., 2005a, p.10).

2.2. Vibración Simple:

La base principal de las señales de vibración son las ondas sinusoidales en el dominio del tiempo, estas oscilaciones son puras y simples. Mediante un ejemplo físico se da a conocer dicha oscilación, ver figura 2.1 (masa suspendida de un resorte); en condiciones ideales la masa es soltada desde una distancia X , la cual efectuará un movimiento armónico simple dicho movimiento poseerá una amplitud X , en cambio para poder marcar su posición, ahora a la masa vibrante le adicionamos un lápiz y una hoja de papel en su parte posterior. Al jalar el papel hacia la izquierda con una velocidad constante formará una gráfica ver figura 2.2, siendo constante el tiempo, al momento en que la masa se desplace de un punto a otro, este tiempo recibe el nombre de período de oscilación, dando como resultado que el resorte completó un ciclo. (A-MAQ S.A., 2005b, p.10).

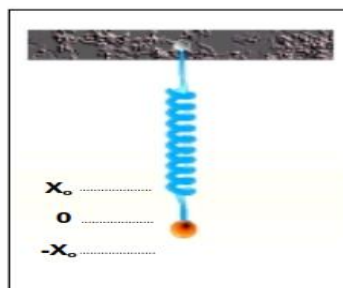


Figura 1-2. Vibración Simple

Fuente: (A-MAQ S.A., 2005, p.10)



Figura 2-2. Período de Oscilación

Fuente: (A-MAQ S.A., 2005, p.10)

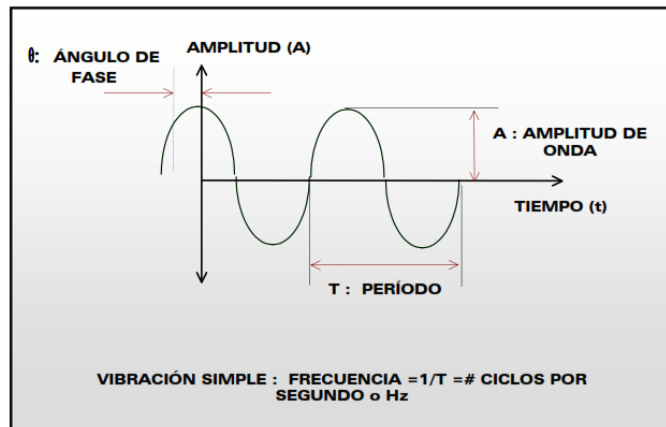


Figura 3-1: Amplitud y Angulo de Fase

Fuente: (A-MAQ S.A., 2005, p.11)

Entonces, se puede decir que la amplitud en vibraciones cuenta la cantidad de movimiento que puede tener una masa desde una posición neutral, dicha amplitud viene dada en valores de pico-pico para desplazamiento, valores cero-pico y por ultimo valores de RMS para velocidad y aceleración ver figura 2-3 (A-MAQ S.A., 2005c, p.11).

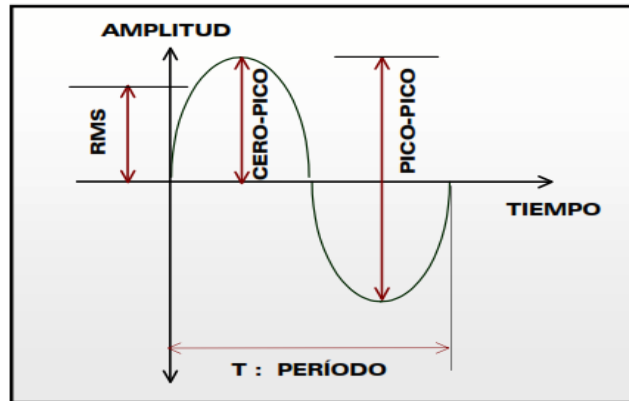


Figura 4-2: Medición de la Amplitud

Fuente: (A-MAQ S.A., 2005, p.11)

La fase realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. La figura 2-5 muestra dos señales sinusoidales de igual amplitud y período, pero separadas 90 grados, lo cual indica que ambas curvas están desfasadas 90 grados (A-MAQ S.A. 2005d, p.11).

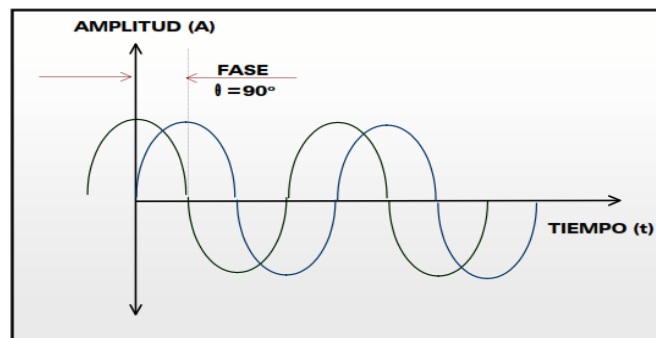


Figura 5-2. Señales Sinusoidales.

Fuente: (A-MAQ S.A, 2005, p.11)

2.3. Vibración Compuesta

Una señal compuesta es el aumento de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los elementos que se localiza en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. El resultado es una señal como la ilustrada en la figura 2-6.

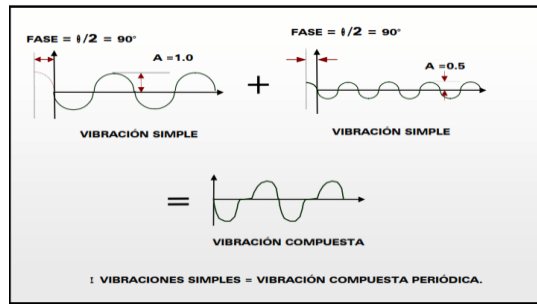


Figura 6-2: Vibración Compuesta.

Fuente: (A-MAQ S.A. 2005, p.11.)

2.4. Vibración Aleatoria y Golpeteos Intermitentes:

También de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son la vibración aleatoria y los golpeteos intermitentes. La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se duplican persistentemente o es demasiado complicado detectar donde comienza un ciclo y donde termina. Estas vibraciones están agrupadas generalmente turbulencia en blowers y bombas, a problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes o a cavitación en bombas (ver figura 2-7) (A-MAQ S.A. 2005e, p.11).

Esta clase de patrones es mejor interpretarlos en el espectro y no en la onda en el tiempo. Los golpeteos intermitentes están agrupadas a golpes incesantes que producen una señal repetitiva. Estas se encuentran más comúnmente en los engranajes, en el paso de las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Este tipo de señales tiende a morir debido a la amortiguación del medio (ver figura 2-8).

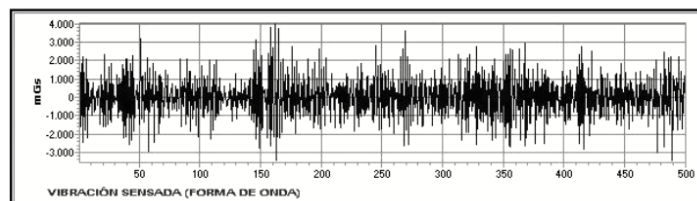


Figura 7-2: Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes

Fuente: (A-MAQ S.A. 2005, p.12.)

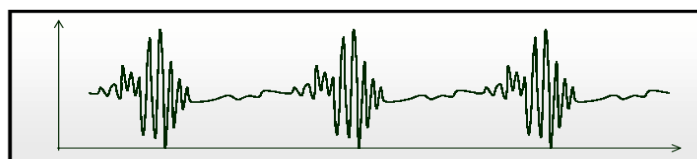


Figura 8-2: Golpe Intermitente

Fuente: (A-MAQ S.A., 2005, p.12.)

2.5. Transformada de Fourier:

El matemático Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) francés, encontró por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo, la cual es denominada analizador de Amplitud vs. Frecuencia o espectro que actualmente nos ayuda en el análisis de maquinaria (A-MAQ S.A., 2005f, p.12). Este analizador de espectros lo que hace es capturar una señal desde una máquina para calcularla, posterior a esto recoge todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja, finalmente en el eje X de las frecuencias son visualizadas de manera individual dichos cálculos.

Como podemos observar en la figura 2-9 notaremos claramente la señal compleja (en color verde), la cual es capturada desde una máquina, dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y finalmente se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo) (ver figura 2-10) (A-MAQ S.A., 2005, p.12).

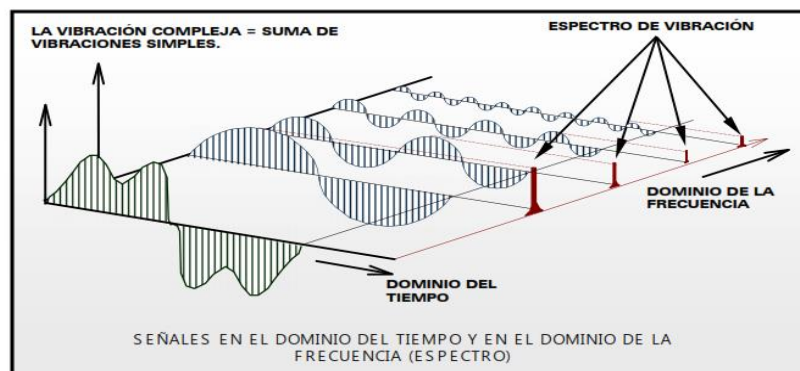


Figura 9-2: Transformada de Fourier

Fuente: (A-MAQ S.A. 2005, p.12.)

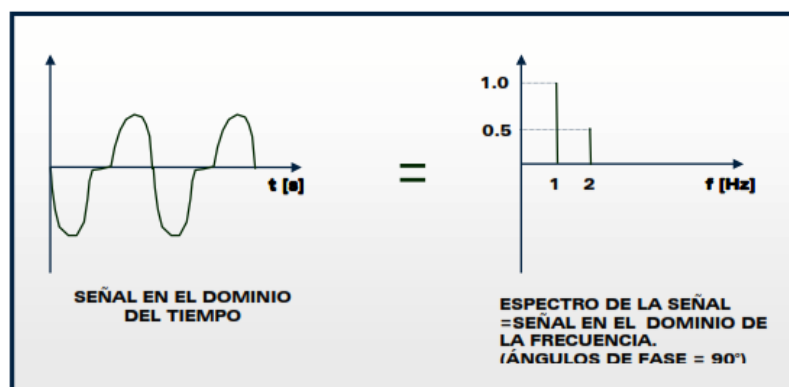


Figura 10-2: Una señal en el dominio del tiempo y de la frecuencia.

Fuente: A-MAQ S.A. 2005, p.12

En el conjunto de categorías se presentarán los espectros característicos de las fallas más comunes. Dichos espectros son estudios previos y se convierten en “recetas de cocina” los cuales nos facilitara a descubrir los problemas que pueden suceder en una máquina, teniendo en cuenta que será necesario realizar un estudio físico de las maquinas (A-MAQ S.A., 2005, p.13).

2.6. Frecuencia Natural y Resonancias:

La frecuencia natural depende de las características estructurales de la maquina como su masa, su amortiguación, rigidez, soportes y tuberías adyacentes, teniendo en cuenta que No depende de la operación de la máquina, solo en el caso que la rigidez sea función de la velocidad solo en ese caso dependería. Por otra parte si a la frecuencia natural se le excita por un agente externo se incrementara la amplitud de vibración de la maquina provocando perjuicios a corto, medio y largo plazo, conocido como resonancia (A-MAQ S.A., 2005, p.13).

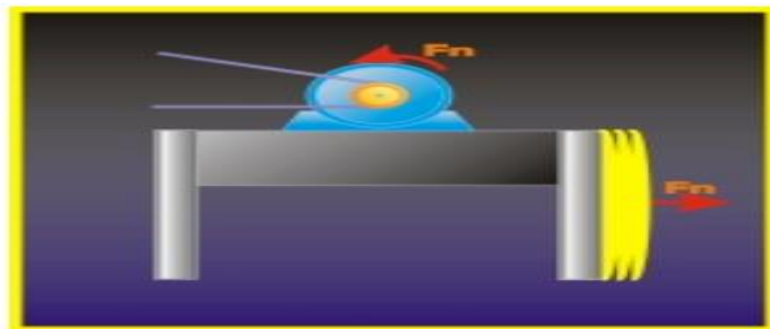


Figura 11-2: Motor con velocidad similar a la frecuencia natural.

Fuente: A-MAQ S.A. 2005, p.13.

2.7. Análisis Espectral

Cuando se realiza el análisis espectral de una maquina se genera una informacional valiosa la cual será analizada teniendo en cuenta la interpretación de los espectros capturados, con respecto a las condiciones de operación de la máquina. La siguiente figura muestra un esquema de cómo sería la captura de la información desde una máquina (A-MAQ S.A. ,2005f, p.13)

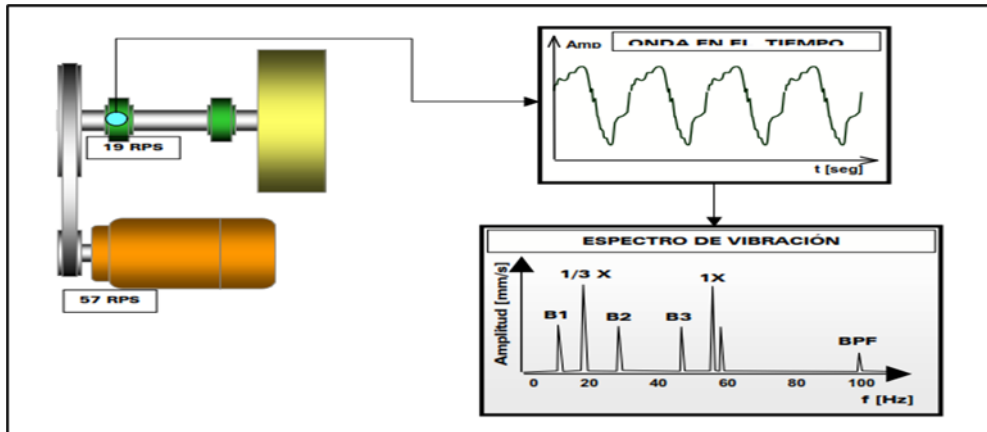


Figura 12-2: Análisis Espectral

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

2.8. Conceptos Utilizados

2.8.1. Rotor.

Es un cuerpo capaz de rotar en torno a un punto determinado provisto de un eje sostenido por medio de descansos (Moreno, 2006a, p.44).

2.8.2. Rotor rígido.

Estos motores giran a velocidades por debajo de la primera velocidad crítica, girando en el orden del 80% de la velocidad crítica siendo el 99% de los rotores industriales rígidos, por ejemplo bombas, motores eléctricos etc. los cuales giran a 500, 1000, 1500 RPM. Su estructura caracterizada por su liviandad y su esbeltez les da una relación ancho diámetro y volumen peso; teniendo en cuenta que son peligrosamente fronterizos los ventiladores, por lo tanto se puede decir que los rotores rígidos se pueden balancear gracias a que el punto pesado coincide con el sentido de la vibración más alta (Moreno, 2006b, p.44).

2.8.3. Rotor flexible.

Los rotores flexibles son aquellos que cuya velocidad de giro está por sobre la primera frecuencia resonante crítica, teniendo ciertas características tales como:

- Al pasar por la velocidad crítica se produce un cambio en su vibración y la forma de la flecha del eje del rotor cambiando la frecuencia fundamental en 180°.
- Para evitar permanecer en el rango crítico el cual es provocado en las partidas y paradas debe ser reconocida previamente.
- El punto de balanceo ya no coincide con el sentido de mayor vibración.

En general muchos rotores como el turbo-maquinaria y de ventiladores son flexibles si giran a más de 1000-1200 rpm y 1500 rpm (Moreno, 2006c, p.45).

2.8.4. Rotor delgado

El rotor delgado es aquel cuyo diámetro es mucho mayor en relación a sus discos (largo), el cual no supera en un tercio al diámetro (Moreno, 2006d, p.45).

2.8.5. Punto pesado.

El punto pesado no es más que un punto imaginario o punto de balanceo del rotor, resultante de la suma vectorial de las diferencias de discontinuidades del rotor en el plano de medición (Moreno, 2006e, p.45).

2.8.6. Punto alto

El punto alto es el resultado del rotor al desbalanceo; es el punto que posee la mayor distancia al centro de rotación en un rotor, coincidiendo con el punto pasado en los rotores rígidos (Moreno, 2006f, p.45).

2.8.7. Punto liviano.

El punto liviano es el opuesto al punto pesado diametralmente (Moreno, 2006g, p.45).

2.8.8. Velocidad de balanceo.

La velocidad de balanceo hace referencia a la velocidad en la cual se realiza el balanceo del rotor, dicha velocidad debe semejarse a la velocidad de trabajo (Moreno, 2006h, p.46).

2.8.9. Masa desbalanceada.

La masa desbalanceada es aquella localizada en un radio y ángulo determinado, dando como resultado la fuerza de desbalanceo del sistema, debido al producto de dicha aceleración centrífuga, perteneciente a uno o más planos perpendiculares al eje de rotación del rotor (Moreno, 2006i, p.46)

2.8.10. Fuerza de desbalanceo resultante.

La fuerza de desbalanceo resultante no es más la sumatoria vectorial de las fuerzas centrífugas del sistema en otras palabras es el producto de todas las masas desbalanceadas pertenecientes al rotor (Moreno, 2006j, p.46).

2.8.11. Momento resultante debido al desbalance.

El momento resultante debido al desbalance es debido a la fuerza resultante del sistema, en relación a un punto de referencia en un plano que contenga el centro de gravedad y el eje de giro del rotor (Moreno, 2006k, p.46).

2.8.12. *Angulo de fase*

El sensor de vibración es el encargado de medir el ángulo, desde que atraviesa una marca hasta el punto alto, midiendo en sentido contrario al de rotación (Moreno, 2006, p.46).

2.8.13. *Planos de medición.*

Es un plano perpendicular al eje de giro del rotor, donde se realiza la medición de las vibraciones (Moreno, 2006m, p.46).

2.8.14. *Planos de corrección.*

El plano de corrección hace referencia al plano perpendicular al eje de giro, en donde se realizan las correcciones correspondientes al balanceo o también donde se adicionan o elimina masa para lograr el balanceo (Moreno, 2006n, p.46).

2.8.15. *Balanceo.*

El balanceo es un procedimiento para el análisis de la distribución de masa de un rotor en la cual resalta una redistribución de masa para evitar que la fuerza de las vibraciones sobrepase los niveles recomendados, para cierta velocidad de operación (Moreno, 2006, p.46).

2.8.16. *Vector desbalanceo.*

El vector de desbalanceo no es más que un vector, cuya magnitud es la cantidad de desbalanceo y su dirección es el ángulo donde está ubicada la masa que produce el desbalanceo (Moreno, 2006, p.47).

2.8.17. *Cantidad de desbalanceo.*

La cantidad de desbalanceo es obtenida del producto de la masa desbalanceada por la distancia de su centro de gravedad al centro de rotación en donde es una medida cuantitativa del desbalanceo de un rotor la cual hace referencia a cualquier plano de medición sin considerar la posición angular, expresada en unidades de masa por distancia gr-mm (Palomino, 1997, s.n.).

2.8.18. *Tolerancia de desbalanceo.*

Según las recomendaciones de la norma ISO 1940, es un criterio que permite un desbalanceo máximo en el plano de medición en donde el grado de precisión de equilibrado está establecido y comprende desde el G 0,4 mm/s hasta G 630 mm/s (Palomino, 1997).

2.8.19. Peso de prueba

El peso de prueba trata de modificar la condición de desbalanceo existente además de poder medir la respuesta del rotor bajo efectos de una fuerza centrífuga de magnitud y dirección conocida, dicha respuesta que el rotor entregue será empleada para corregir la medición inicial y calcular adecuadamente el vector de corrección del desbalanceo, además de la utilización de fórmulas para el cálculo de la masa de prueba provienen de ecuaciones desarrolladas para el balanceo de rotores de turbinas donde el rotor pasa a través de velocidades críticas considerando que éste no debe producir una fuerza equivalente dinámica al 10% del peso estático del rotor, este peso de prueba viene dada por la siguiente relación (Moreno, 2006, p.48)

Donde:

$$W_{pr} = 9.09 \times (1000^2) \frac{W_r}{N^2} \quad (1)$$

W_{pr} = peso de prueba en gramos.

W_r = peso del rotor en kg.

N = velocidad del rotor en rpm.

R = radio del peso de pruebas en cm.

$$W_{pr} = 30 \frac{W_r}{R} \quad (2)$$

Para equipos que trabajan entre 1200 y 3600 rpm esta fórmula viene dada por:

2.8.20. Ángulo de corrección

El ángulo de corrección es el ángulo en que la masa del rotor debe ser ajustada o corregida haciendo referencia al sistema radial de coordenadas fijas en el rotor (Moreno, 2006, p.48).

2.8.21. Ángulo de desbalance

Angulo de desbalance es el ángulo polar en el cual una masa desbalanceada es localizada dado un sistema de coordenadas polares fijo en un plano perpendicular al eje de rotación y girando con el rotor (Moreno 2006, p.48).

2.9. Desbalanceo

El desbalanceo se produce con mucha frecuencia en todo tipo de maquinaria. La fuerza de desbalanceo se expresa como:

$$F = I_m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3)$$

Donde:

F: Fuerza de desbalanceo

Im: Masa

r: Radio de giro.

ω : Velocidad angular de rotación

Es necesario identificar las fuentes del desbalanceo:

- Falta de homogeneidad en partes coladas, como burbujas, agujeros de soplado, y partes porosas.
- Distribución desigual en las barras de rotor de motores eléctricos o en el enrollado.
- Erosión y corrosión desigual de los impulsores en bombas.
- Aglomeración de polvo en los rotores.
- Flexión de rodillos, especialmente en máquinas de papel.
- Falla en proceso.
- Flecha con flexión.
- Pesos de balanceo faltantes.
- Excentricidad del rotor.

La severidad del desbalanceo depende del peso del rotor así como de las dimensiones del mismo (Mecánica, 2007, p.92).

Tabla 1-2: Referencia y severidad de desbalanceo en máquinas de 1800 a 3600 Rpm .

1X Nivel de Vibración (in/s pk)	VdB Nivel	mm/s RMS	Severidad	Necesidad de Balanceo
< 0,14	< 108	< 2,51	Desbalanceo ligero	No
0,15-0,28	109-114	2,83-5,02	Desbalanceo moderado	Deseable
0,28-0,88	114-124	5,68-15,9	Desbalanceo severo	Importante
> 0,89	> 124	> 15,9	Desbalanceo extremo	Obligatorio

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

2.10. Tipos de Desbalance

Dependiendo de la cantidad de planos los tipos de desbalance se pueden definir en los cuales yacen las fuerzas no balanceadas, los cuales son desbalances en estático y dinámico, además de los que dependen del desplazamiento que sufre el eje principal de inercia respecto del eje de giro del rotor, definidos según la norma ISO 1925, de las cuales tenemos (Moreno, 2006o, p.49).

2.10.1. Desbalanceo Estático

El desbalanceo Estático se hace presente cuando el eje de rotación es paralelo al eje principal de inercia, como podemos observar en la figura 2-13 además, pueden tener el mismo tamaño y posición angular y pueden estar ubicados a la misma distancia a partir del centro de gravedad del rotor; esta misma condición resulta para un desbalance individual, la cual posee del doble de la magnitud que uno de los anteriores actuando en el centro de gravedad, a todo esto se le conoce como “desbalance estático” que actúa aún sin que el rotor se encuentre rotando causando que el centro de masa cambie su posición fuera del centro geométrico, el cual al girar causa que el rotor oscile paralelo a su eje de rotación cuando el rotor se encuentre en operación finalmente, para poder corregir el desbalance estático en el plano del centro de gravedad se puede lograr agregando material en el lado opuesto de dicho punto o a su vez removiendo material del “punto pesado” (Heinz, 2009a, p.25).

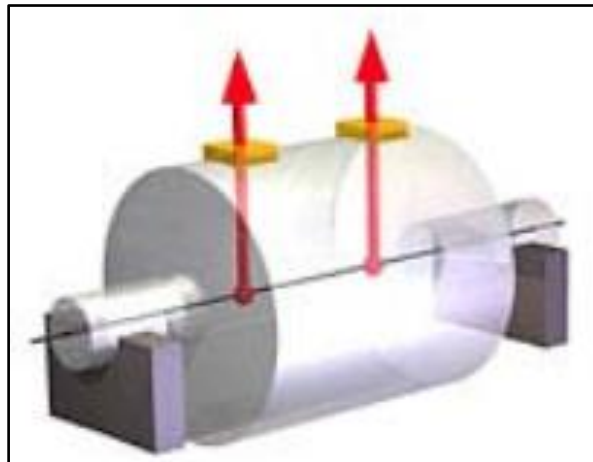


Figura 13-2: Desbalanceo Estático

Fuente: Heinz,2009, p.25

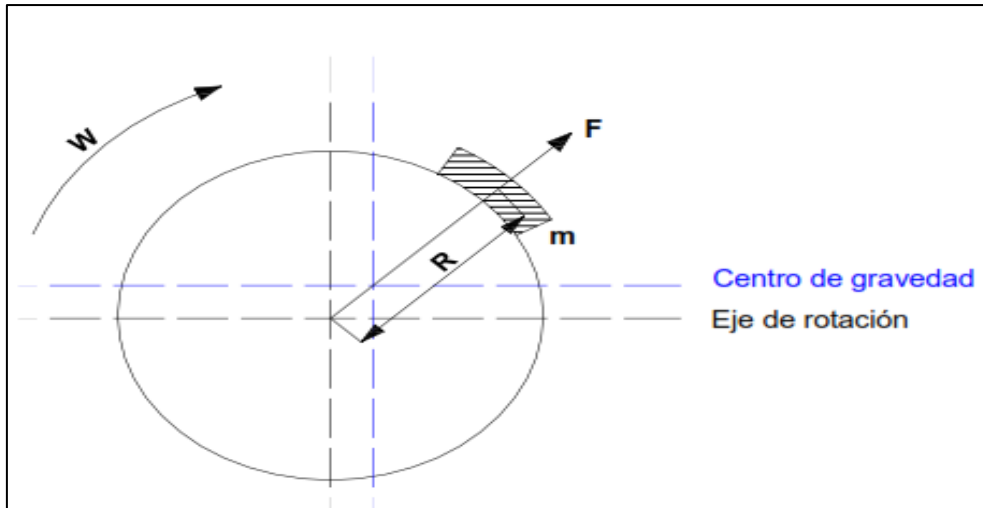


Figura 14-2: Desbalanceo estático de un rotor por una masa “m” sin compensar.

Fuente: Moreno, 2006, p.51

2.10.2. Desbalance de par.

El desbalance de par se presenta cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en el centro de gravedad de dicho rotor, esta distribución de desbalance no puede ser detectada debido a que el rotor no adopta una sola posición de reposo, como podemos observar en la figura 2-15 como flechas pueden tener el mismo tamaño, pero sus posiciones están opuestas precisamente en 180° , una con respecto de la otra. Una vez que el rotor gira ejecuta un movimiento de inclinación de un lado hacia otro alternadamente alrededor de su eje vertical “perpendicular al eje de rotación”, debido a los desbalances ejercen un momento o par. Para poder corregir dicho desbalance es necesario un momento opuesto o en otras palabras dos masas de balanceo iguales separadas 180° colocadas en dos planos, teniendo en cuenta que las máquinas de balanceo horizontal son apropiadas para corregir este tipo de desbalance (Heinz, 2009b, p.25).

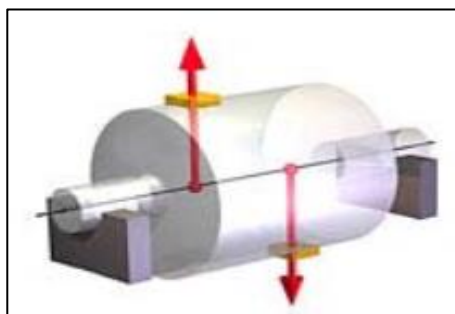


Figura 15-2: Desbalanceo de Par 3D.

Fuente: Heinz, 2009, p.26

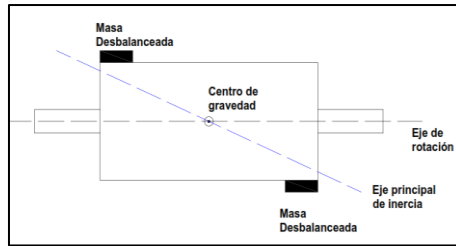


Figura 16-2: Desbalanceo de Par 2D.

Fuente: Moreno, 2006, p.51

2.10.3. Desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico.

Este desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico es una combinación de balanceo estático y par, los cuales se pueden encontrar desbalanceados en el plano longitudinal; el eje principal de inercia interseca al eje de rotación en un punto el cual no coincide con el centro de gravedad, los más representativos o comunes son rotores en voladizo, de las cuales existes varias técnicas para corregir el balanceo en rotores de voladizo los cuales lo corrigen en un solo plano, dando buenos resultados teniendo en cuenta que la mejor opción pero los óptimos se obtendrán balanceando en dos planos separando sus competentes (Espinoza, 2014,p51)

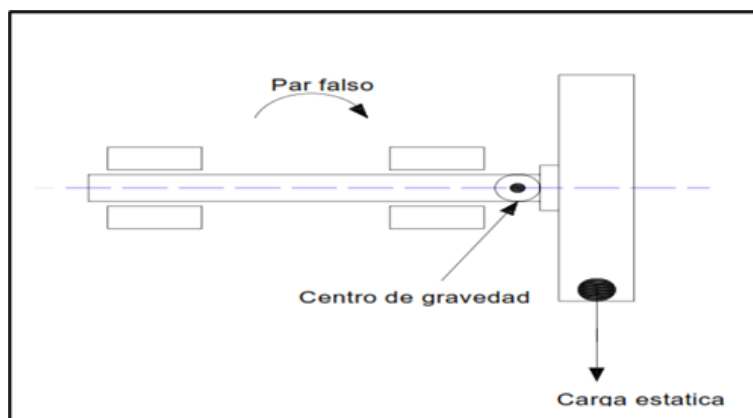


Figura 17-2: Muestra un rotor en voladizo.

Fuente: Moreno, 2006, p.52

2.10.4. Desbalance dinámico

El desbalance dinámico se produce cuando el eje principal de inercia no intercepta al eje de rotación, se produce en todos los rotores, dos planos de corrección son necesarios para corregir dicho desbalance. El rotor real posee un número infinito de desbalances a lo largo del eje de rotación, en la figura 2-18 podemos observar que tienen diferentes magnitudes y posiciones angulares al ser reemplazados por dos desbalances, donde es determinada solo mediante la rotación en la cual puede tratarse

descomponiéndola en un desbalance estático y un desbalance de par, de esta forma, ambas máquinas, verticales y horizontales son usadas para corregir este desbalance (Heinz, 2009c, p.26)

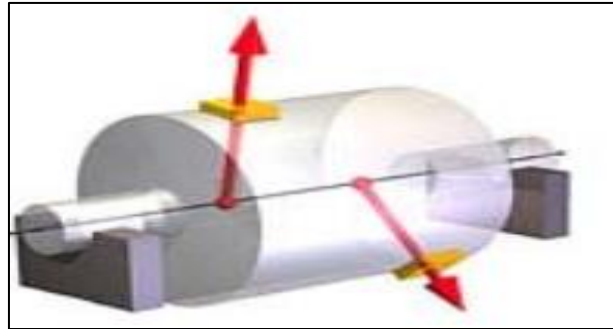


Figura 18-2: Distribución de la masa de desbalanceada en un rotor 3D.

Fuente: Heinz, 2009, p.27

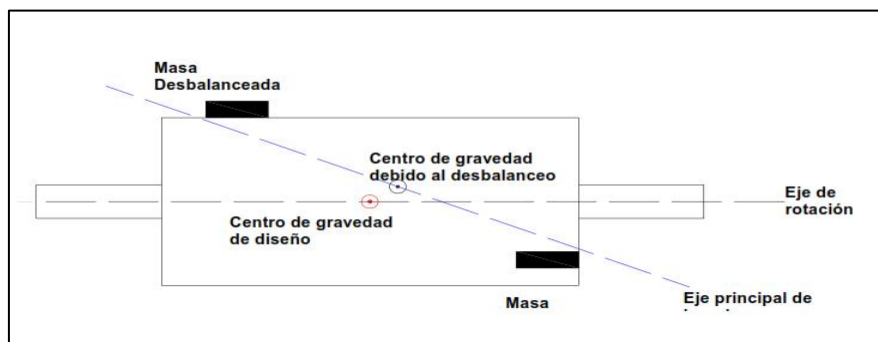



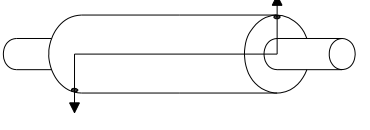
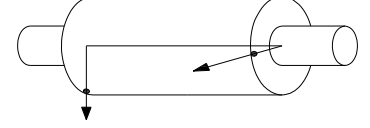
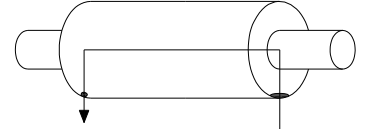
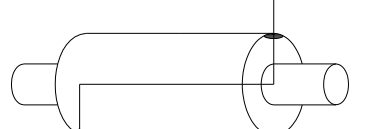
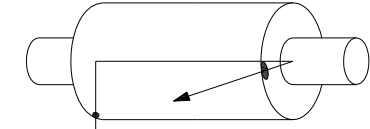
Figura 19-2: Distribución de la masa de desbalanceada en un rotor 2D.

Fuente: Moreno, 2006, p.54

2.10.5. Varias combinaciones de desbalance dinámico

“El desbalanceo dinámico es cualquier combinación de desbalances resuelto para tener al menos dos planos de balanceo”, todas las posibles combinaciones de desbalance crean desbalance dinámico, se suele confundir el desbalance estático con desbalance dinámico, lo mejor es no visualizar el método para remover el desbalance estático, si no verlo como un equilibrio de fuerzas en fase (Heinz, 2009c, p. 27)

Tabla 2-2: Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desbalanceo.

Característica	Desbalanceo
Desbalanceo de igual magnitud y en fase (diferencia de fase 0°).	
Desbalanceo de iguales magnitudes, 180° .	
Desbalanceo de iguales magnitudes, (distinta de 180°).	
Desbalanceo de distintas magnitudes diferencia de fase 0° y en fase.	
Desbalanceo de distintas magnitudes fuera de fase en fuera de fase en 180° .	
Desbalanceo de distintas magnitudes y fuera de fase distinta de 180° .	

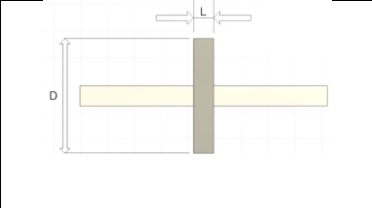
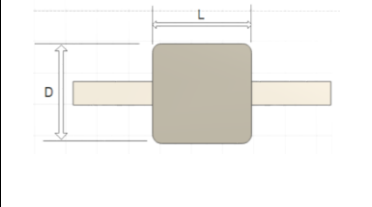
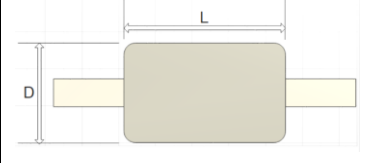
FUENTE: Moreno, 2006, p.54-55

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

2.10.6. Formas De Balanceo

Existen varias técnicas de balanceo, las cuales se hacen presente en la siguiente tabla.

Tabla 3-2: Modelos para balanceo

MOTOR	RELACIÓN	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	No
	Mayor que 0.5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150- 2000 rpm Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 rpm. Superior a 70 % Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm Y hasta el 70 % Vel. Crítica	Superior a 70 % Vel. crítica

Fuente: Palomino,1997, p.117

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

2.11. Balanceo De Rotores.

El balanceo de rotores lo posee todo cuerpo físico, el cual tiene un centro de gravedad y tres ejes de inercia que pasan por él los cuales son importantes para contrarrestar y determinar los efectos indeseables del desbalanceo en un cuerpo rotatorio, puede ser corregida por la remoción o adición de peso en un radio y ángulo debidamente calculado, a continuación se expresa la cantidad de desbalanceo (U) (Palomino, 997, p179)

$$U = m \times r \text{ (gr. mm)} \quad (4)$$

Donde:

r = Radio de la masa des balanceadora y m = Masa des balanceadora.

Cuando éste coincide con el eje de rotación, el rotor está balanceado con respecto a un eje de inercia, por ende, la no coincidencia indica desbalanceo, se presenta un efecto en la gravedad que se desplaza

a la posición del rotor, por tal motivo se pretende conocer el origen del balanceo es decir por lo tanto se presenta causas fundamentales son:

- **Desbalanceo de nacimiento:** Se presenta por defectos en su fabricación sienta este un material homogéneo es decir ocurre en los rotores que con anterioridad no han sido balanceados, al ser balanceados el inconveniente desaparece.
- **Desbalanceo por enfermedad:** Ocurre por la operación del equipo, el cual se subdivide en dos tipos:
 - **Desbalanceo repentino:** Sucede inesperadamente producido por el desprendimiento en el alabe de la turbina, caída en los pesos de balanceo, produciendo un aumento de nivel en las vibraciones.
 - **Desbalanceo crónico:** Provocando por un aumento este tipo de desbalanceo provoca un aumento lento en el nivel de vibración produciendo el desprendimiento del material (por la cavitación, abrasión y la corrosión) y por la adición de materiales que no estén asociados a la zona de la máquina por ejemplo tenemos las cenizas y el hollín, además se muestra producto de la dilatación del rotor, provocando la flexión del eje, provocando un desplazamiento en su centro de la gravedad, como ejemplo común se tiene los motores y los generadores eléctricos con las bobinas que producirán corto circuito para establecer puntos calientes y así la flexión del eje.

El desbalanceo por enfermedad requiere de chequeos periódicos para mantener niveles aceptables de vibración, a continuación se describen métodos dependiendo el tipo de desbalanceo (Heinz, 2009c, p. 29)

2.11.1. Balanceo de rotores en un plano

El balanceo en un plano implica colocar o sacar un peso de corrección en un solo plano para lograr corregir el desbalanceo, dicho método es aplicable siempre en rotores delgados y rotores de mayor longitud que presenten desbalanceo puramente estático, el balanceo de un plano se considera chequear lo siguiente:

- El rotor es rígido.
- Las amplitudes en cada rodamiento son similares.
- Se acepta por similar una diferencia de fase de no más de 30°, el ángulo de fase de ambos rodamientos es similar.

La prueba estática es el método más común de corrección, en la que el conjunto eje rotor descansa sobre polines que permitan rotar libremente al conjunto eje rotor “mínimo roce” o sobre dos prismas perfectamente alineados o en su efecto sobre. Donde el rotor rodará libremente hasta que la posición del punto pesado quede lo más cerca del centro de la tierra, posterior a esto bastará colocar la masa correctora desfasada en 180° que equilibre dicho punto además adicionar o eliminar la masa que provoca

el desbalanceo puliendo en la zona del punto pesado, disminuyendo considerablemente los costos (Heinz, 2009d, p.29).

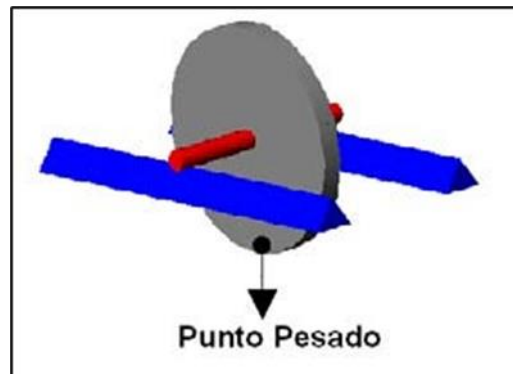


Figura 3-2: Balanceo estático de un rotor.

Fuente: Moreno, 2006, p.57

2.11.2. Balanceo de rotores en dos planos.

El balanceo de rotores en dos planos no entrega los resultados esperados en forma inmediata lo que hace que dependa de la respuesta a las fuerzas de cada rotor, es imposible determinar balancear en uno o dos planos antes de realizar la medición de vibraciones del sistema; teniendo mejores resultados cuando la rigidez relativa de los descansos es débil en comparación con el rotor, por ende el rotor es rígido y los descansos son flexibles pero no resonantes finalmente, si la relación cambia, podemos decir que también cambian los resultados del balanceo, dicho balanceo se da con ciertas reglas o condiciones (Heinz, 2009e, p.31)

- El rotor es rígido
- Los descansos son flexibles, pero no resonantes
- La carga radial solo es soportada por dos rodamientos.
- El balanceo par se hace presente en gran cantidad.

La figura 2-22 es la representación en el espacio de la figura 2-23.

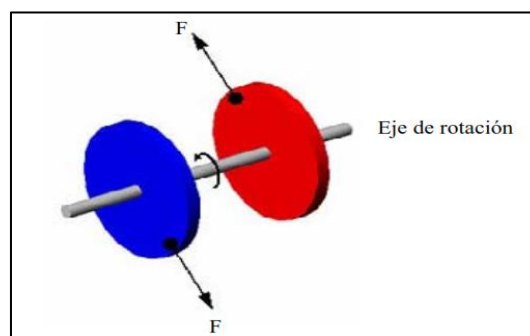


Figura 4-2: Desbalanceo par o de momento.

Fuente: Moreno, 2006, p.59

El rotor estará balanceado respecto del eje de rotación si las dos masas desbalanceadas son idénticas y opuestas, sin embargo cuando el rotor gira, cada disco generará una fuerza centrífuga, generando desplazar el eje de sus apoyos (Heinz, 2009f, p.31) .

2.11.3. Separación estática par

Dicha separación estática consiste en un método para separar el desbalanceo par del estático, por ejemplo, los datos obtenidos por un transductor se muestran en la figura 2-22 puesto en cada una de las caras del rotor nos brindaran información si conviene hacer un balance en uno o dos planos (Palomino ,1997b, p.66) .

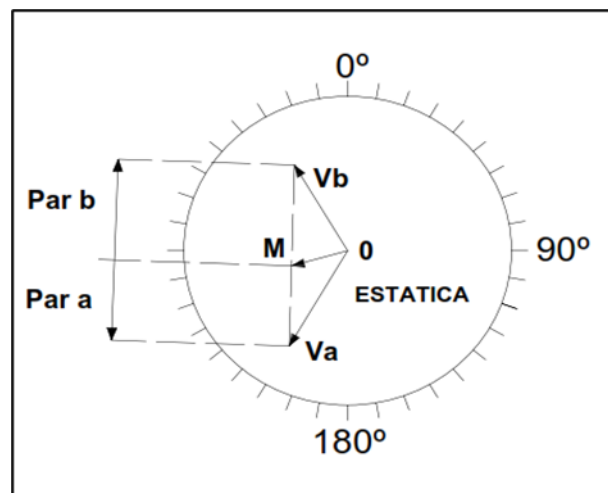


Figura 5-2: Separación estático par en un plano.

Fuente: Moreno,2006, p.60

Donde:

“Vb” a “Va” = Desbalanceo par, hasta el punto medio “”.

OM = Componente de vibración estática en cada plano.

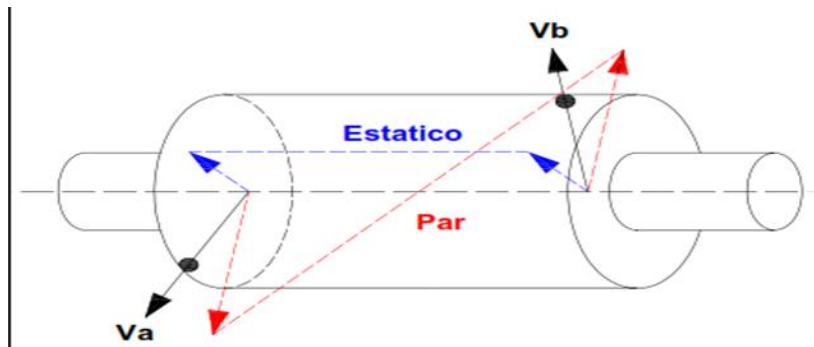


Figura 6-2: Separación estático par para el balanceo, en dos planos.

Fuente: Moreno, 2006, p.59

Mediante el método de la derivación estático par en tres planos se suele resolver en la práctica.

2.11.4. Rotores en voladizo

A la hora del balanceo los rotores en voladizo presentan un mayor grado de dificultad, debido a su masa del rotor en un extremo del eje, debida a su configuración se forma una condición de primer modo de flexión, siendo la frecuencia natural de tal sistema menor que para un rotor equivalente montado entre soportes, ya que presentan situaciones como resonancia, efecto cruzado, efecto y movilidad axial.

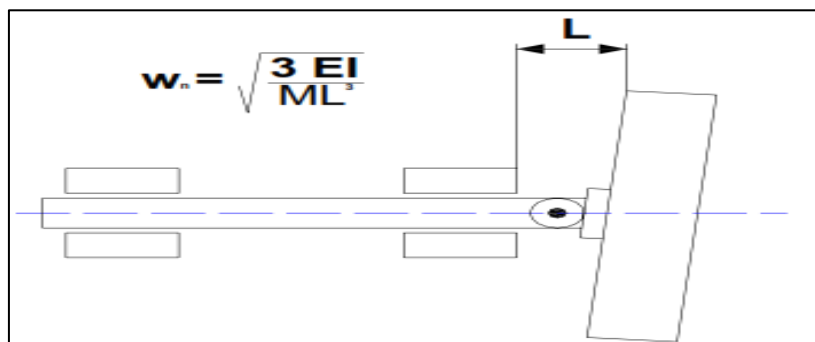


Figura 23-2: Rotor en voladizo, en su extremo flectado por el peso

Fuente: Moreno, 2006, p.61

Debido a solturas o cambios de rigidez de los soportes, la frecuencia natural puede caer dentro de la velocidad de operación debido a tiempo de operación, en la figura 2-26 se muestra la ubicación del centro de gravedad cercano al plano A, por tanto el mayor desbalanceo en el plano B tendrá mayor influencia en el descanso 2; de igual manera el desbalanceo del plano A en el descanso 1, finalmente, los efectos pueden ser múltiples combinaciones debido al grado de efecto cruzado (Palomino, 1997c, p.67).

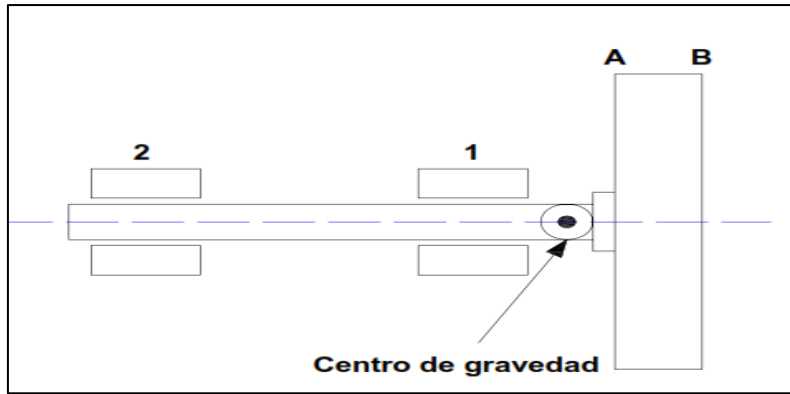


Figura 7-2: Ubicación de sensores, para evitar el efecto cruzado.

Fuente: Moreno,2006, p.62

2.12. Métodos Empleados Para El Balanceo.

2.12.1. Método vectorial (medir fase de vibración y amplitud)

Este es un método simple que puede mantener el rotor en equilibrio en un plano y dos planos, y minimizar el número de paradas y arranques de la máquina. Para corregir en el plano por este método, se debe conocer el desequilibrio inicial y su fase O . Se debe suspender la máquina y fijar una masa conocida en un punto cualquiera del rotor (A). Se mide otra vez el (desbalanceo, fase) y se obtiene la resultante entre O y A de un desbalanceo y desfase.

Se puede dibujar un diagrama vectorial a escala con esta información, para observar el efecto de la masa incorporada sobre el desbalanceo. Se traza primero un segmento proporcional a D_r . otro proporcional a D_o . con su respectivo desfase (X^0), uniendo los extremos de ambos resulta un tercer vector, que representa el desbalanceo que presentará la masa de prueba, si el rotor estuviese perfectamente balanceado, el resultado final sería D_p . (Moreno, 2006 p, p.62)

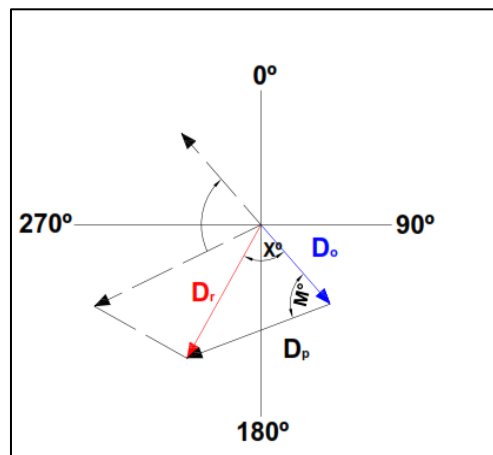


Figura 25-2: Esquema para desarrollar el

método vectorial.

Fuente: Moreno, 2006, p.63

Para que D_p sea opuesto o igual al desbalanceo original D_o , deberá rotar un ángulo M en sentido horario, lo que se logra girando la masa tentativa en el mismo ángulo y sentido, con esto se logrará un balanceo ideal como se ve en la figura. (Moreno, 2006 q, p.63)

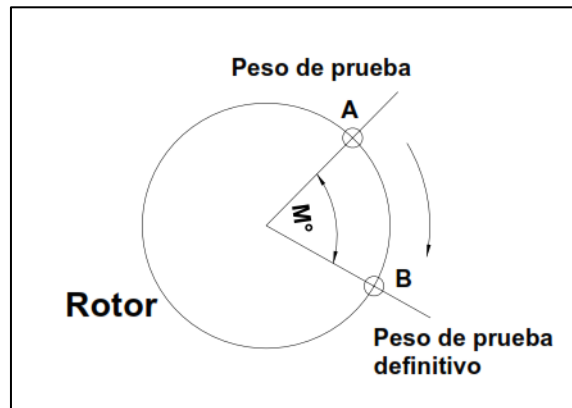


Figura 8-2: La ubicación de las pesas de prueba

utilizadas para desarrollar el método vectorial

Fuente: Moreno,2006,p.63

Si las magnitudes de los vectores D_o y D_p son diferentes, se debe aumentar o disminuir la masa de prueba según corresponda.

$$\text{Masa definitiva} = \text{Masa de prueba} * \frac{D_o}{D_p} \mapsto \text{razón de desbalanceos} \quad (5)$$

En caso del balanceo en dos planos se debe tener en cuenta el fenómeno de efecto cruzado, su procedimiento es análogo y realizan en ambos planos. Cada plano debe equilibrarse individual o alternativamente hasta que se alcance un nivel aceptable de vibración residual, para que no se produzca una alteración en la vibración de un plano al balancear el otro, por ello este método se considera reiterativo (Moreno, 2006 r, p.63).

2.12.2. Método de Den Hartog (método gráfico)

Descripción general de método:

- Medir la vibración inicial amplitud R_o (RMS)
- Las posiciones angulares deben ser marcadas en el rotor con los ángulos (90 y 180°).

- Colocar una masa de prueba (m_p) en el rotor en un ángulo γ_1 y medir la amplitud R_1 (RMS),
- Retirar la masa de prueba (m_p) y colocar en el rotor con un ángulo $\gamma_2 = \gamma_1 + 180^\circ$ y medir la amplitud R_2 (RMS),
- Retirar la masa de prueba (m_p) y colocar en cualquier posición angular γ_3 , distintos a los antes mencionados en el rotor y medir la amplitud R_3 (RMS), esto nos va ayudar para identificar en qué sentido tienen que estar los ángulos, si en sentido antihorario o horario.
- Construir el gráfico, estimar la masa correctiva (m_c), la posición angular γ_0 , es igual a la adición del γ_1 más la resultante del ángulo que forma R_0 y R_x .

Todos los valores obtenidos se deben realizar aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina. (Moreno, 2006 e, p.64)

Realizar los siguientes pasos:

1. Dibujar una circunferencia de radio R_0

6

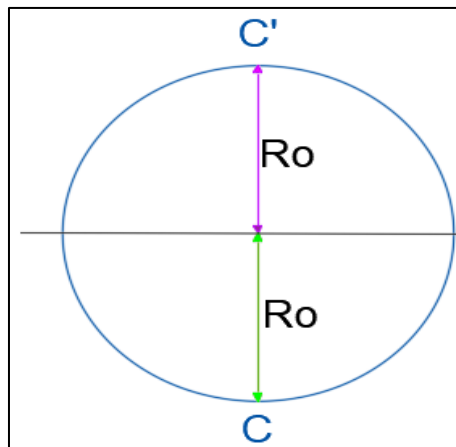


Figura 9-2: Método de Den Hartog

Fuente: Moreno, 2006, p.64

2. Trazar 4 semi-circunferencias con un centro C y C' de radio R_1 y R_2 respectivamente.

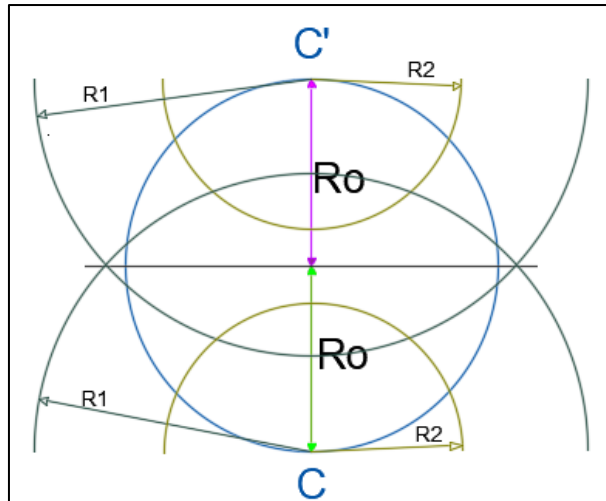


Figura 10-2: Segundo paso método de Den Hartog

Fuente: Moreno, 2006, p.64

3. Medir R_x , estimar la masa corrección

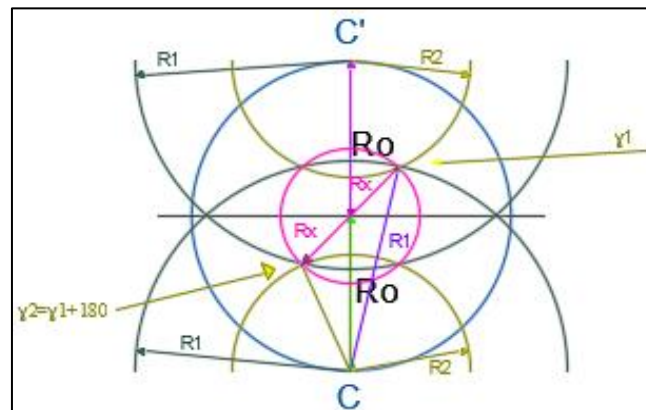


Figura 11-2: Tercer Paso del método de Den Hartog

Fuente: Moreno, 2006, p. 65

Para la masa de corrección utilizar la siguiente ecuación:

$$m_c = m_p \frac{|V_o|}{|V_x|} \quad (6)$$

- (m_c) : es la masa correctiva.
- (m_p) : es la masa de prueba.
- R_o : es la vibración inicial (antes de adicionar la masa de prueba).
- R_x : vector resultante de la adición de peso.

4. Trazar una semicircunferencia de radio R_3 con centro en C y encontrar la posición angular de (mc)

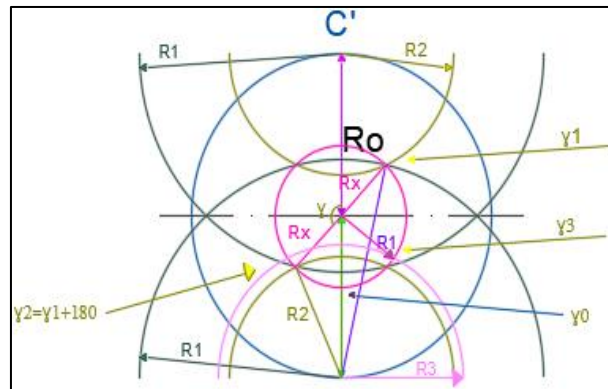


Figura 12-2: Cuarto paso método de Den Hartog

Fuente: Moreno, 2006, p.65

Sabiendo γ_1 , γ_2 y γ_3 se encuentra la posición radial α_0 de la masa corrección, el ángulo γ_0 se puede determinar por el ángulo que se forma entre la línea vertical R_0 y R_x como se indica en la figura 2-31.

Nota: El tercer valor de amplitud R_3 , es sólo para comprobar que el triángulo que se forma de la intersección de R_1 , R_2 y R_x está en la posición que corresponde (Moreno, 2006 f, p.67).

2.12.3. Método de Siebert

Este es un método similar al método Den Hartog, ya que también realiza el balanceo de manera gráfica y midiendo la amplitud de la vibración.

- Medir la vibración inicial amplitud R_0 (RMS)
- Las posiciones angulares deben ser marcadas en el rotor.
- Colocar una masa de prueba (m_p) en el rotor en un ángulo γ_1 y medir la amplitud R_1 (RMS),
- Retirar la masa de prueba (m_p) y colocar en el rotor con un ángulo γ_2 , y medir la amplitud R_2 (RMS),
- Retirar la masa de prueba (m_p) y colocar en cualquier posición angular γ_3 , distintos a los antes mencionados en el rotor y medir la amplitud R_3 (RMS).
- Construir el gráfico, estimar la masa corrección (mc), la posición angular γ_0 .

Todos los valores obtenidos se deben realizar aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina (Moreno, 2006 r, p.67).

1. Dibujar una circunferencia de radio R_0 y en ella marcar las posiciones angulares respectivas $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$.

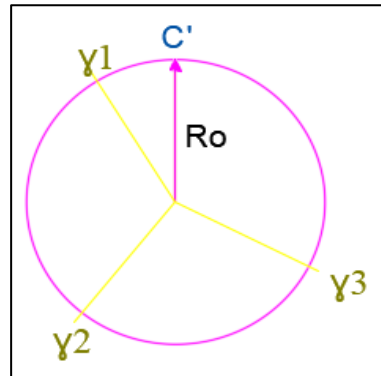


Figura 13-2: Desarrollo del método de Siebert

Fuente: Moreno,2006, p.67

2. Trazar una circunferencia de radio R_1 con origen en γ_1 , de la misma manera también lo hacemos para γ_2 y γ_3 .

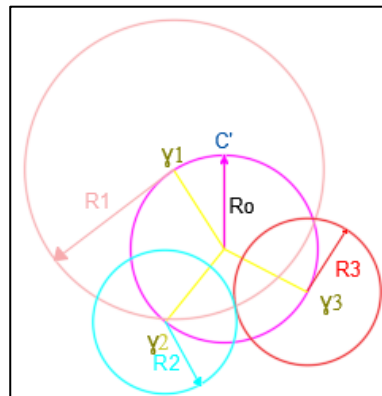


Figura 14-2: Desarrollo del método de Siebert

Fuente: Moreno,2006, p.66

3. Medir R_x para encontrar la masa de corrección (m_c) y el ángulo γ_0 .

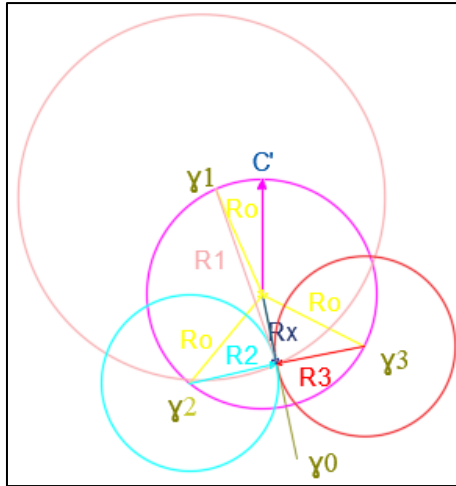


Figura 15-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert

Fuente: Moreno,2006, p.67

Para la masa de corrección se utiliza la ecuación (6).

2.12.4. Método de las masas de prueba (coeficientes de influencia)

Este método será aplicable a ensayos cuyo número de planos de corrección sea igual al número de planos de medición. El desarrollo del método de las masas de prueba está dado por la solución de un sistema de ecuaciones, obteniéndose con ello los respectivos pesos de las masas correctivas. Para luego descomponerlas en sus componentes cartesianas y llevar luego las expresiones a una representación matricial (Moreno,2006 s, p.68).

Desarrollo del método

- Medir la vibración inicial R_{0A} en el plano A y R_{0B} en el plano B
- Marcar en ambos planos del rotor las posiciones angulares.
- Colocar una masa de prueba W_A en el plano A, medir la amplitud R_{A1} (RMS) en el plano A y R_{B2} (RMS) en el plano B.
- Retirar la masa de prueba W_A
- Colocar una masa de prueba W_B en el plano B medir la amplitud R_{A2} en el plano A y R_{B2} en el plano B.
- Retirar la masa de prueba W_B .
- Colocar las masas correctivas W_A y W_B a colocar en los planos A y B respectivamente.

Amplitud Inicial:

- ROA en el plano A
- ROB en el plano B

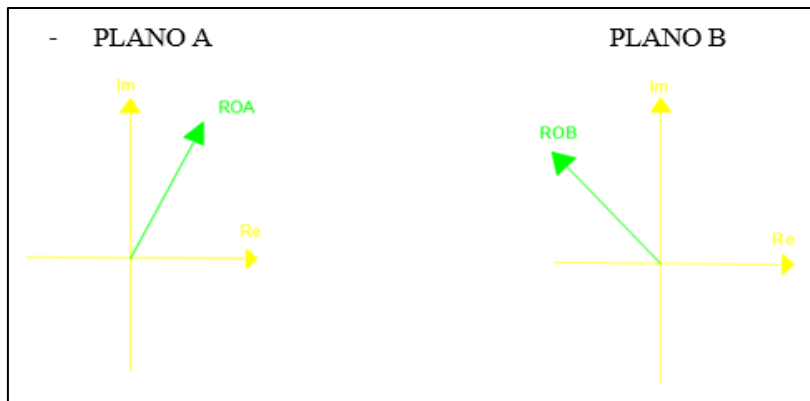


Figura 16-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert

Fuente: Moreno,2006, p.69

Colocar la masa de prueba W_A en el plano A y medir la amplitud resultante:

- R1A en el plano A
- R1B en el plano B

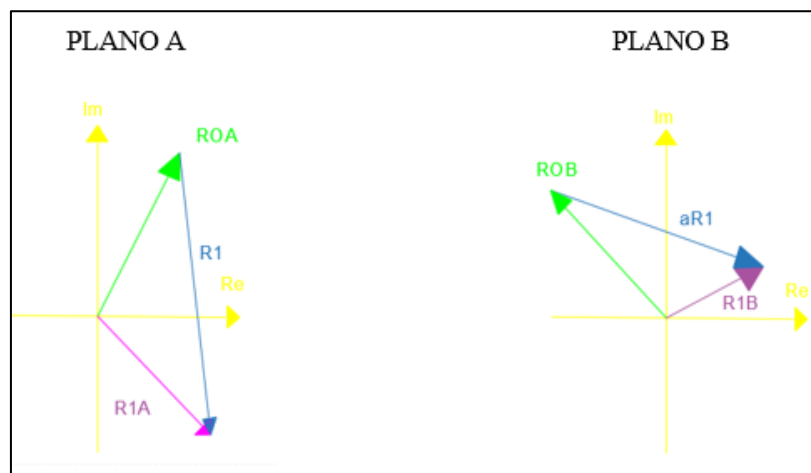


Figura 17-2: Segundo paso para el desarrollo del método de Siebert

Fuente: Moreno,2006, p.70

$$\beta R_2 = R_{1A} - R_{0A}$$

$$R_1 = R_{1B} - R_{0B}$$

$$\beta = \frac{R_{1B} - R_{0B}}{R_{1A} - R_{0A}} \quad (7)$$

Se debe colocar una masa de prueba en cada plano, se coloca una masa W_B en el plano B y medir la amplitud resultante en ambos planos:

- R_{2A} en el plano A
- R_{2B} en el plano B

Obteniéndose del desarrollo anterior, las siguientes ecuaciones:

$$\beta R_2 = R_{2A} - R_{0A}$$

$$R_2 = R_{2B} - R_{0B}$$

$$\beta = \frac{R_{2A} - R_{0A}}{R_{2B} - R_{0B}} \quad (8)$$

Colocar las masas W_A y W_B en los planos A y B:

- R_{RA} en el plano A y R_{RB} en el plano B



Figura 18-2: Tercer paso para el desarrollo del método de las masas de prueba

Fuente: Moreno,2006, p.70

Los valores de R_{RA} y R_{RB} son diferentes de cero porque W_A y W_B , corresponden a los valores obtenidos con las masas de prueba y no a las masas correctivas.

Podemos solucionar se puede colocar simultáneamente $W_A = \Phi W_A$ en el plano A y $W_B = \beta W_B$ en el plano B, para obtener:

$R_{RA} = 0$ en el plano A y $R_{RB} = 0$ en el plano B

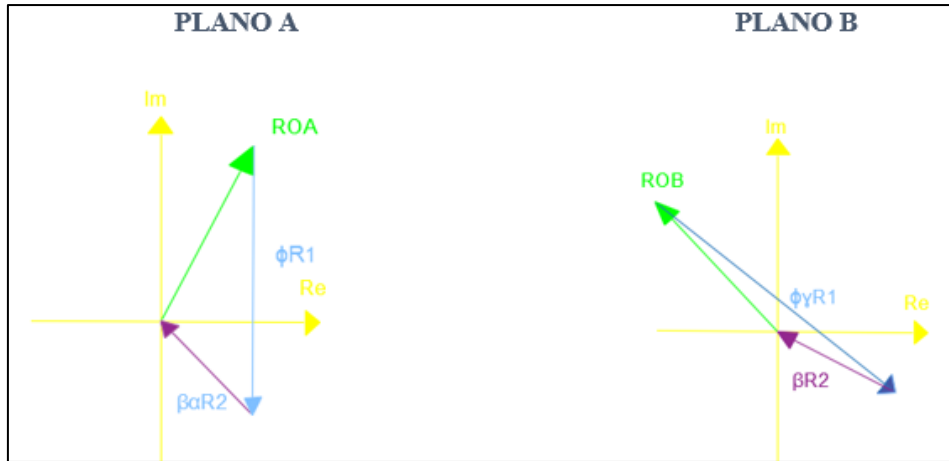


Figura 19-2: Cuarto paso para el desarrollo del método de las masas de prueba

Fuente: Moreno,2006, p.72

$$R_{RA} = R_{0A} + \Phi R_1 + \beta \alpha R_2 = 0$$

$$R_{RB} = R_{0B} + \Phi \gamma R_1 + \beta R_2 = 0$$

$$\Phi = \frac{\alpha R_{0B} - R_{0A}}{(1 - \gamma \alpha) R_1} \quad (9)$$

$$\beta = \frac{\gamma R_{0A} - R_{0B}}{(1 - \gamma \alpha) R_2} \quad (10)$$

2.12.5. Método de Balanceo 4 corridos sin fase.

Este método se aplica al tener disponible un aparato medidor de fase o se encuentre con dificultad de medir este parámetro. Nos sirve para medir las amplitudes de las vibraciones específicamente a la frecuencia de rotación, cabe recalcar que es necesario marcar en el rotor las posiciones 1, 2 y 3 a 90° a la misma distancia como se observa en la figura 2-38.

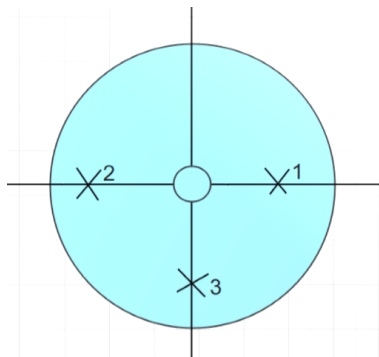


Figura 20-2: Demostración del

Rotor para 4 corridos sin fase

Este procedimiento se lo desarrolla cuatro veces consecutivas como prueba. Se inicia con la medición de la amplitud de las vibraciones, V_0 . En la segunda prueba se ubicará un contrapeso de pruebas de masa conocida, m_T , en la ubicación A se mide la holgura de las vibraciones, V_1 ; dicho valor es proporcionado por efecto de la acción conjunta del desbalance original sumando el causado por el contrapeso de prueba ubicado en la posición inicial A.

Ubicar el contrapeso en la posición B. medir nuevamente la amplitud de las vibraciones, V_2 , se obtiene un valor proporcional al efecto del desbalance original más el producto por la masa de pruebas en la posición B.

Del tratamiento vectorial de estas magnitudes se obtiene la amplitud de las vibraciones provocadas por el efecto único del contrapeso de pruebas V_2 , así como el ángulo de posición del desbalance original V_0 , con respecto al efecto del contrapeso en la posición A.

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad (11)$$

$$\alpha = \text{Cos}^{-1}\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_TV_0}\right) \quad (12)$$

Para saber con exactitud el sentido en que se ubica el desbalance inicial, medido por ángulo α_0 con respecto a la línea horizontal. Es necesario realizar la cuarta prueba con el contrapeso en la posición C. Según la lectura V_3 se identificará el sentido en el que debe estar el ángulo α_0 .

Los valores de vibraciones debidas a problemas de desbalance guardan igual proporción a las masas desbalanceadas que lo provocan, por lo que se puede calcular la masa de corrección M_C (Palomino , 1997d, pp: 70-71).

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T} \quad (13)$$

2.12.6. Como medir el Desbalance Mecánico

La magnitud del desbalance residual no puede ser obtenido por método directo, ésta es obtenida por medio de otras magnitudes, que son la de masa (g, gramos) y amplitud de vibración (μm , mm/s y m/s²), y fase (0 a 360 °).

Para medir vibración y velocidad del rotor de cualquier equipo o máquina se requiere de un equipo sencillo tiene un sensor óptico que envía un pulso eléctrico cada revolución del rotor para calcular su amplitud.

Un medidor de fase es el que compara la señal del acelerómetro y la del sensor óptico y se obtiene el ángulo de fase entre estas dos señales.

Obtenidos los valores anteriores se procede a ubicar una masa de prueba m_p en el rotor y se hacen las mediciones de vibración (AI) y velocidad del rotor (ωI) para obtener el dato fase ($\phi 1$).

Es posible calcular la magnitud y la posición de la masa que debe tener la masa de corrección para el balance del rotor.

Es necesario conocer bien los siguientes aspectos, seleccionar la masa de prueba, calcular la posición de la masa de corrección, ubicación de la masa de corrección, aseguramiento de las mediciones (calibración del instrumento) (Metas & Metrólogos Asociados, 2009 a, p.7)

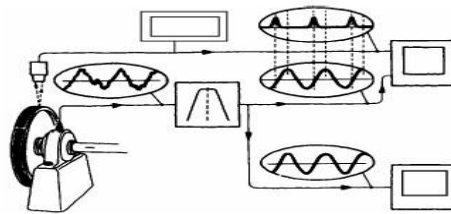


Figura 21-2: Medir vibraciones

Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados, 2009, p.8

2.13. Normativas

Las normativas que se deben aplicar en vibraciones, primero se establece que es una norma, la cual dice “Una norma es un documento de aplicación voluntaria que contiene especificaciones técnicas basadas en los resultados de la experiencia y del desarrollo tecnológico. Las normas son el fruto del consenso entre todas las partes interesadas e involucradas en la actividad objeto de la misma. Además, deben aprobarse por un Organismo de Normalización reconocido. “

Dentro de las vibraciones una NORMA debe representar una opinión directa del tema que se trata, donde no existe equivocaciones, rodeos, o características no claras para el usuario. Toda norma debe contener aquella información que permita comparar, con criterios reales, procedimientos habituales de medida y evaluación de datos. En resumen, los objetivos a alcanzar para una norma pueden ser, entre otros:

- Establecer criterios para la clasificación del rendimiento de un equipo o material.
- Proporcionar una base para la comparación de las cualidades de mantenimiento de los componentes o piezas de un equipo del mismo tipo.

- Examinar un equipamiento o instalación cuyo funcionamiento continuado es preciso para asegurar la seguridad industrial o pública.
- Establecer una base a partir de la cual llevar a cabo la selección de equipos o materiales.
- Determinar procedimientos para calibración de equipos.

Dentro de cada norma se establece el protocolo que se deberá llevar a cabo en cada procedimiento, además de cómo ha de realizarse la toma de datos y en donde constan los puntos de Medición para su análisis (Jimbo et al, 2012).

2.14. Unidades de Medición

Las unidades para cuantificar los niveles de vibración según la norma iso 1000 se mencionan en la siguiente tabla:

Tabla 4-2: Unidades de medición

Magnitud	Unidades
Desplazamiento	m,mm,μm
Velocidad	m/s, mm/s,
Aceleración	m/s^2 , $G s = 9,809 m/s^2$

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}} \quad (14)$$

La fórmula del decibel expresa relatividad entre dos magnitudes y se representa acompañada de la información de referencia, ejemplo 64 dB re 10⁻⁶ mm/s. A continuación, la tabla, según la norma ISO R 1683, presenta la referencia admitida para vibraciones:

Tabla 5-2: Datos admitidos para vibraciones

Magnitud	Unidades
Aceleración de las vibraciones	$10^{-6} m/s^2$
Velocidad de las vibraciones	$10^{-9} m/s$
Fuerza de las vibraciones	$10^{-6} N$

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

2.15. Normas a considerar para una medición

Dentro de las vibraciones existen diferentes normas que se debe considerar para determinar los diferentes parámetros, propiedades y características para ejecutar una medición, realizando procesos determinados y específicos para el control y su diagnóstico (Jimbo et al, 2012,)

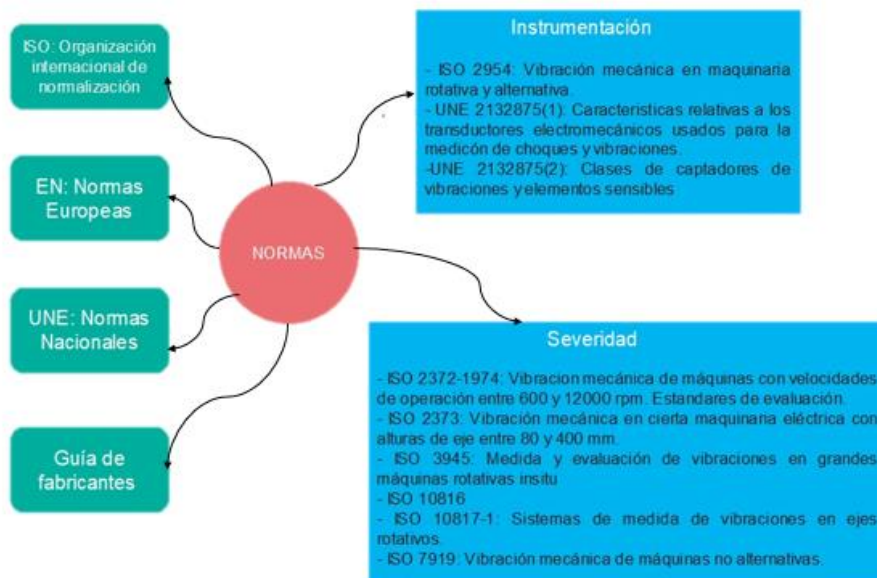


Figura 22-2: Parámetros de control y medición de vibraciones

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

2.15.1. Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas

Estas normas hacen referencia a las características de los equipos y sistemas de medidas y adquisición, analizadores de vibraciones y sensores, empleados en la medidas y análisis de vibraciones. Además, determinan aspectos como calibración, pruebas de seguridad, agitación y temperatura.

2.15.2. Normas y guías sobre la severidad de las vibraciones

Para la clasificación de la severidad, la variable del movimiento a considerar (desplazamiento, velocidad o aceleración de la vibración) depende del tipo de norma y del rango de frecuencias a analizar. Así:

- El análisis del estado de vibración en una máquina que se encuentre entre 10 a 1.000 Hz, se llevan a cabo en función de la velocidad de vibración, ya que la medición de severidad se da de forma sencilla.
- En el análisis de un movimiento armónico simple, puede realizarse el estudio midiendo valores pico a pico, o valores rms, del desplazamiento en vibración. Para máquinas cuyo movimiento es más complejo, los índices de estos dos parámetros dan lugar a resultados que difieren debido al distinto peso aportado por los armónicos de más alta frecuencia.
- En máquinas rotativas con velocidad de giro dentro del rango de 600 a 12.00 RPM, el valor RMS de las amplitudes de las velocidades de vibraciones.
- Así, la ISO define como severidad de la vibración el mayor valor RMS de la amplitud de velocidad obtenido en la banda de frecuencia 10 – 1.000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la estructura (normalmente medidas triaxiales en la tapa de los cojinetes o en los soportes).

Las normas de severidad de vibraciones de Maquinas se basan en dos parámetros de la vibración: amplitud y frecuencia.(Generalidades de normativas, 2005)

Normas ISO 2372

Vibraciones mecánicas de máquinas comprendidas entre 100 y 200 rev/s. Características de la norma ISO 2372

Se aplica e máquinas rotativas comprendidas entre 600 y 12.000 RPM.

Lo que se quiere para aplicar esta norma es el nivel global de vibración expresado en velocidad o valor eficaz RMS que se encuentre entre 10 y 1000 Hz de frecuencia, en la figura 2.38, se visualizan varios tipos de equipos.

Tabla 6-2: Tipos De Equipo Rotativo.

Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños hasta 15Kw
Clase II	Equipos medios de 15 a 75 Kw o hasta 300Kw con cimentación especial
Clase III	Equipos grandes, por encima de 75Kw con cimentación rígida o de 300 kw con cimentación especial
Clase IV	Turbo Maquinaria (Equipos con RPM > velocidad crítica)

Fuente: Standard, 1998, p.8

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

Al analizar la norma ISO 2372, se clasifica a la maquina en un grupo, se obtiene el valor global de vibración entre 600 y 60.000 CPM y posteriormente se localiza en la figura 2.40 la zona en la que se encuentra descrita con código de colores en donde se verifica las diferentes características para determinar un parámetro en común (Standard,1998,p8).

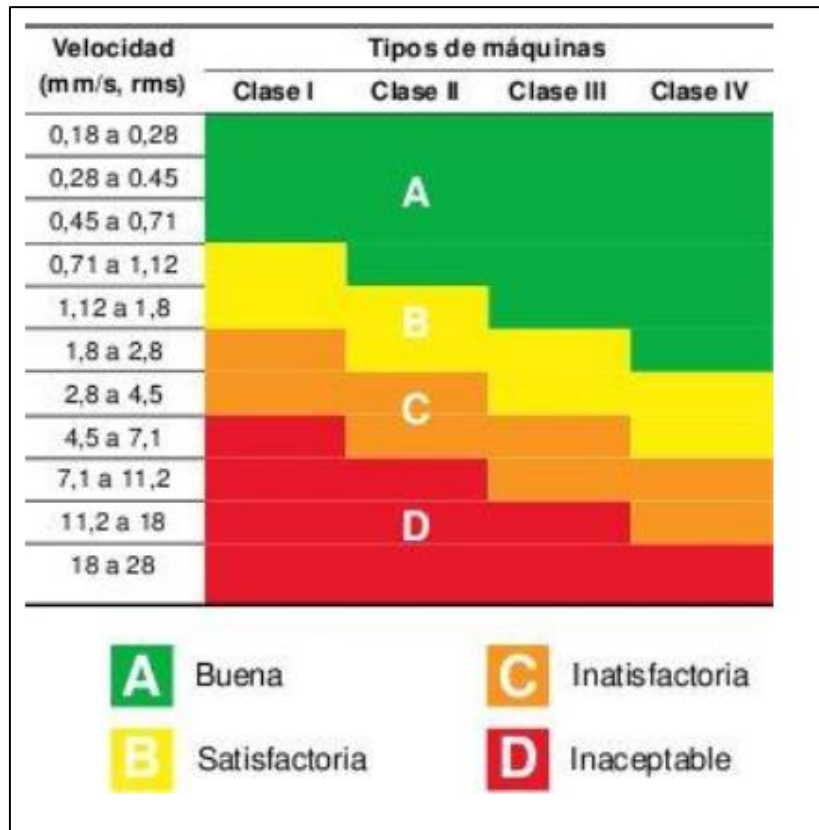


Figura 23-2: Tipos de Maquina.

Fuente: Generalidades de normativas, 2005

Norma ISO 1816-1995

Evaluación de la vibración en una maquina mediante en partes no rotativas. A través de condiciones y procedimientos, tales como monitorización operacional y pruebas para validar y garantizar un buen funcionamiento de la máquina. La norma se basa en cinco partes:

- **Parte 1:** Indicaciones generales
- **Parte 2:** Turbinas de vapor y generadores mayores a los 50 MW con velocidad de 1500,1800,3000 y 3600 RPM
- **Parte 3:** Maquinaria con potencia mayores a 15 Kw y velocidades entre 120 y 15000 RPM.
- **Parte 4:** Sistema con transmisión por turbinas de gas
- **Parte 5:** Sistemas en plantas de hidrogenación y bombeo

Estos criterios de vibraciones para Maquinas con potencia mayores a 15 Kw y entre 120 RPM Y 15.000 RPM. Tomando el valor RMS de la velocidad para evaluar la máquina.

Estas mediciones se realizan en temperaturas de trabajo bajo condiciones nominales de velocidad, voltaje, flujo, precisión.

Si las vibraciones exceden a los criterios permitidos, la medición se realiza con la maquina detenida, para determinar la influencia de mediciones externas, y si excede por más de un 25% de vibraciones con la maquina en operación, se deben realizar correcciones en la máquina.

La severidad de la vibración se clasifica según estos parámetros

- Tipo de maquina
- Potencia o altura del eje.
- Flexibilidad del soporte.

Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje

Por los diferentes diseños en máquinas, se requiere dividir en grupos los cuales se detallan:

- **Grupo 1:** Maquinas rotatorias grandes, potencia mayor a 300 Kw. Maquina eléctrica con altura de eje $H > 315$ mm.
- **Grupo 2:** Maquinas rotatorias medianas, potencia de 15 a 300 kW. Maquinas eléctricas con altura de eje $160 \leq H \leq 315$ mm.
- **Grupo 3:** Bombas con motor separado, potencia > 15 kW.
- **Grupo 4:** Bombas con motor integrado, potencia > 15 Kw.

Clasificación según la flexibilidad del soporte

En caso de la primera frecuencia natural del sistema masa-soporte

En la dirección de la medición, sea mayor que su frecuencia principal de excitación, en un 25%, el sistema en esta dirección es considerado rígido. Por tanto, el resto de sistemas en esta dirección es considerado rígido. Por tanto, el resto de sistemas son considerados flexibles. Existen casos que una dirección puede ser flexible y en otro rígido. Para este caso se evalúa el soporte de acuerdo a la clasificación que corresponda. (Severidad Estandar y Límite, 2020)

Evaluación:

- **Zona A:** Valores de vibración de máquinas nuevas o reacondicionadas.

- **Zona B:** Funcionamiento indefinido de las Máquinas.
- **Zona C:** La máquina no está en condiciones de trabajo continuo, solo por periodos de tiempo. Realizar acciones correctivas.
- **Zona D:** Los valores de vibraciones exagerados y peligrosos, la máquina puede averiarse

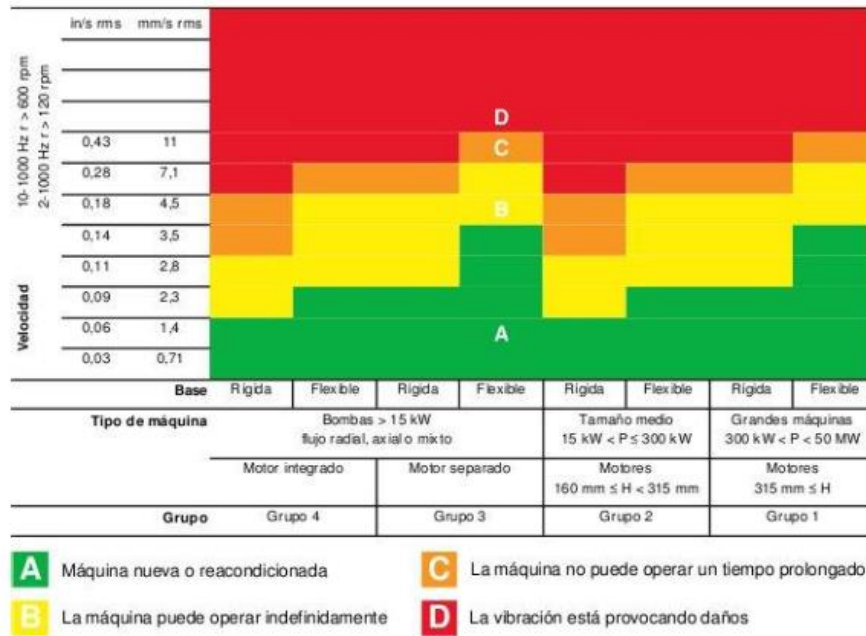


Figura 24-2: Clasificación según la flexibilidad

Fuente: Generalidades de normativas, 2005

2.16. Elementos Funcionales de un sistema de medición

Los elementos funcionales de un sistema de medición tienen un marcador que traza el movimiento del motor producido por la vibración, dicha vibración es tomada en función del desplazamiento del equipo a lo largo del tiempo; teniendo un transductor en cual convierte la señal eléctrica a una magnitud que se desee cuantificar además siendo un dispositivo diseñado para recibir y entregar energía de un sistema a otro de su mismo tipo de naturaleza, entregando valores de interés a su salida.

Para diagnosticar una máquina se emplea un sistema donde una vez que la señal eléctrica pasa por transductor hacia el preamplificador, la señal que sale es tomada por el detector, el cual brinda un informe digital o analógico, posteriormente la señal pasa por un filtro y un registrador gráfico, al complementarse con el detector – indicador descomponen la señal en amplitudes y frecuencias, dando lugar al Espectro (Jimbo et al, 2012).

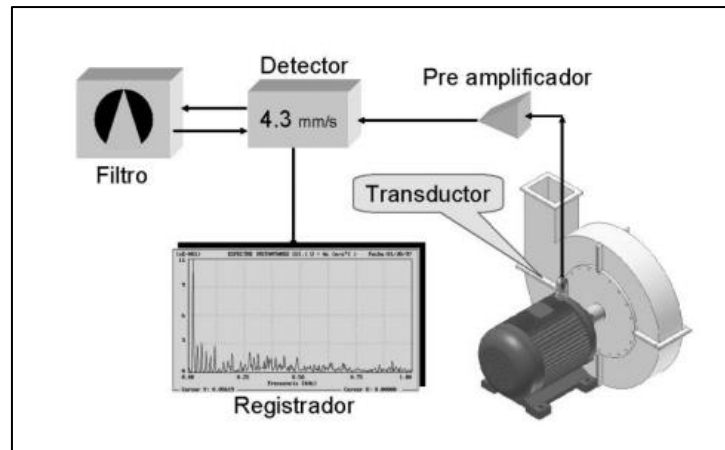


Figura 25-2: Diagrama para obtener Espectros de Vibración

Fuente: Palomino, 1997, p.40

2.16.1. El Acelerómetro

El acelerómetro se utiliza para medir vibraciones, a continuación, podemos describir su funcionamiento su configuración es de tipo a compresión:

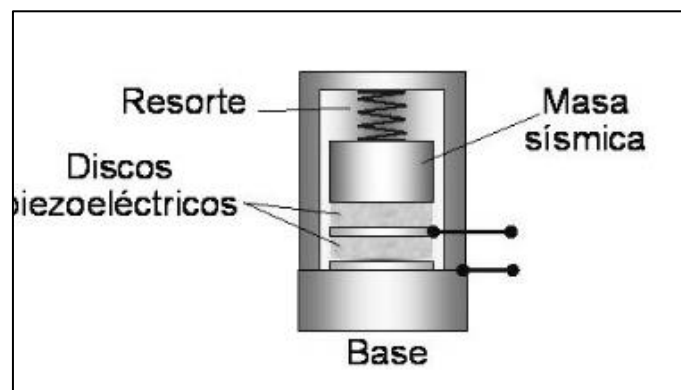


Figura 26-2: Acelerómetro

Fuente: Palomino, 1997, p.43

Los discos se encuentran entre la base y la masa, sus elementos son de cuarzo u otros materiales sintéticos, genera una carga eléctrica entre sus superficies al deformarse por la acción de cierta fuerza, tiene un límite en función de la temperatura, al llegar a la temperatura curie, pierde la propiedad piezoeléctrica tornándose defectuoso para el funcionamiento, en un movimiento del acelerómetro en dirección arriba-abajo y la fuerza que se requiere para mover la masa sísmica es proporcional a la aceleración de la masa, la fuerza que se ejerce sobre el cristal produce la señal de salida, que es proporcional a la aceleración del transductor.

El nivel más alto a detectar está dado por la destrucción del mismo elemento piezo- eléctrico, el nivel más bajo que puede detectar el acelerómetro, es el ruido electrónico del sistema. (White, 2010).

El acelerómetro que se utiliza para el banco tiene:

- Ideal para trabajos al aire libre de rutina.
- La unidad contiene un acelerómetro unidireccional, un regulador de voltaje, un amplificador y un filtro anti aliasing (un filtro que limpia la señal de analógico a digital) de 5000 Hz.
- Sensibilidad de 330 Mv/g,
- Fabricación a prueba de agua
- El ensamble está fabricado en acero inoxidable y está diseñado a prueba de agua.
- Está protegido contra un corto circuito, sobre voltaje por lo que puede conectarse con confianza al momento de su instalación sin temor de ser dañado.

Su rango de frecuencia es detectado desde frecuencias muy bajas hasta varias decenas de kilohertzios. Las frecuencias altas están limitadas por la resonancia de la masa sísmica y la elasticidad del elemento piezo- eléctrico, normalmente un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural, produce una resonancia con un pico alrededor de 31Hz en la respuesta de la frecuencia natural del transductor. Algunos acelerómetros tienen un preamplificador interno de circuito integrado. Dicho acelerómetro tiene un límite de baja frecuencia que es generalmente a 1 Hz.

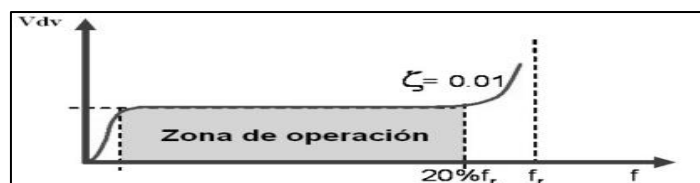


Figura 27-2: Respuesta de Frecuencia de Acelerómetro

Fuente: Palomino,1997, p.45

Si la frecuencia f_r es mayor, puede ser posible medir frecuencias más altas, disminuye en su sensibilidad el acelerómetro piezo- eléctrico por este aumento.

2.16.1.1. Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico

El instrumento de medición, el error más común para la ubicación se da en lo que se mide, la medición de acelerómetro se da en la dirección axial 100% ahí tiene su máxima sensibilidad y en dirección transversamente, la sensibilidad es del 4% o menor.

Se debe medir en las zonas más cercanas a los apoyos de los elementos rotatorios de una máquina para que nos brinden un buen análisis de vibración (Jimbo et al, 2012).

2.16.1.2. Fijación del acelerómetro piezoeléctrico.

Puede fijarse por montajes como: el imán permanente, el perno de acero, o por pegamentos y el puntero.

Se podrá aprovechar de mayor o menor manera del rango de frecuencias del acelerómetro durante la medición esto depende del método de fijación.

- **Montaje con perno de acero:** El montaje de perno tiene un óptimo desempeño del acelerómetro, manteniendo el rango de temperatura del acelerómetro esto nos ayuda para vibraciones en altas frecuencias, es utilizado para un constante monitoreo de vibraciones en estructuras y maquinarias.
- **Montaje con dispositivo magnético:** Es empleado como método de medición preliminar para seleccionar posibles puntos de medición no favorece para la medición de lecturas a niveles altos de aceleración, para utilizar este método se necesita que la superficie de contacto que su rugosidad sea el menor y esté completamente limpia.
- **Ejemplo del puntero:** Alcanza un rango de 500 Hz para los acelerómetros y se puede tomar medidas rápidas (Jimbo et al, 2012).

2.16.2. El preamplificador integrador

Se tiene niveles altos de voltaje a la salida del acelerómetro, es importante acotar que el preamplificador nos ayude para que no sufra disminución de voltaje al momento de conectar un instrumento de medición a parte el preamplificador realiza la función de integrar señal, ya sea para medición en desplazamiento o velocidad.

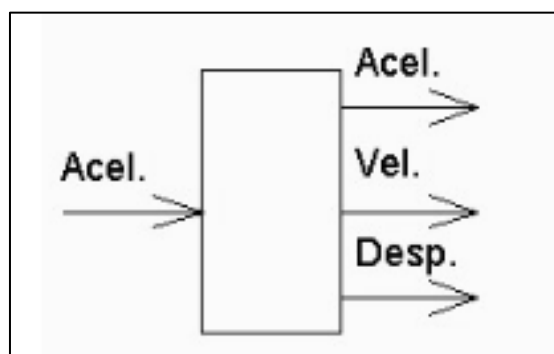


Figura 28-2: Funciones del Preamplificador

Fuente: Palomino, 1997, p.47

2.16.3. Filtros

El acelerómetro están compuestas por señales armónicas, para la identificación de problemas en la maquina es necesario separar estas armónicas, esta función es responsabilidad de los filtros, dicho este

nos sirve para la descomposición de las oscilaciones con base a sus frecuencias, este introduce una atenuación relativamente alta sobre las oscilaciones contenidas en otras bandas de frecuencia e introduce una atenuación relativamente baja para las oscilaciones contenidas en una o más bandas de frecuencias.

2.16.3.1. Filtro pasa – bajo

Realiza una reducción en amplitud a las frecuencias altas para permitir el paso solo de frecuencias inferiores a la frecuencia de corte. Figura 2.48 a

2.16.3.2. Filtro pasa – alto

Al igual al anterior este realiza una reducción en amplitud a las frecuencias de baja y permitir el paso de componentes con frecuencias mayores a las de corte. Figura 2.48 b

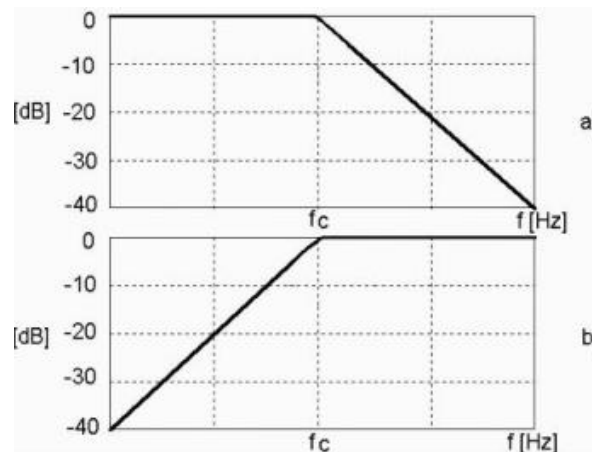


Figura 29-2: Filtros pasa bajo- filtros pasa alto

Fuente: Palomino, 1997, p.47

2.16.3.3. Filtro pasa – banda

Se da por la utilización de un filtro pasa - alto y uno pasa – bajo, así se obtienen armónicos en un rango de banda de frecuencias determinadas.

2.16.3.4. Filtro selectivo

Capturas armónicas de una frecuencia establecida, es necesario definir el ancho de banda del filtro, para que no capture frecuencias adicionales y poder capturar la componente que se desea, mientras sea menor sea el ancho de banda, y las pendientes laterales sean mayores, el filtro será mejor. El ancho de banda B se da cuando la ganancia disminuye en 3 dB a la ganancia máxima del filtro

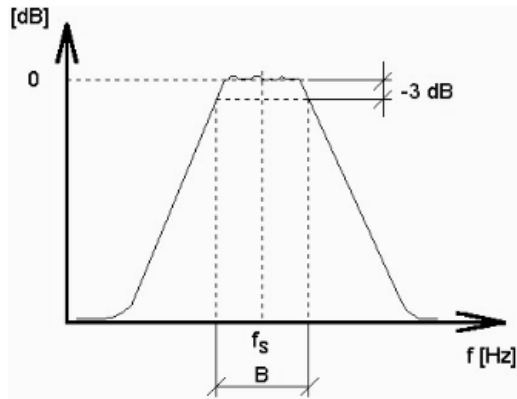


Figura 30-2: Ancho de Banda

Fuente: Palomino, 1997, p.48

2.16.4. El Vibrómetro

Para hacer mediciones de vibraciones se puede usar un vibrómetro, y es apto de indicar:

- El valor pico – pico de la vibración.
- El valor pico de la vibración,
- El nivel efectivo (RMS) de la vibración,

Es básico para un programa de mantenimiento predictivo, su función se centra en almacenar, y recoger datos de la frecuencia de vibración tanto en el dominio del tiempo, es empleado para diagnosticar las condiciones mecánicas de las maquinas a intervalos periódicos e incluye un microprocesador que permite registrar los niveles de vibración de las máquinas (Jimbo et al, 2012).

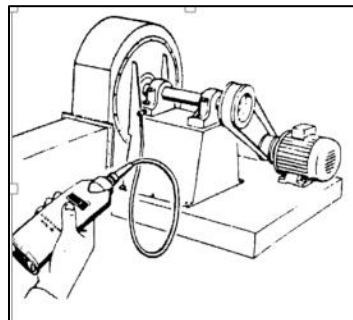


Figura 31-2: Vibrometro

Fuente: Palomino, 1997, p.53

2.17. Toma y Análisis de Datos

2.17.1. Pasos para la Adquisición de Datos

2.17.2.1. Identificación de características y funcionamiento de la maquinaria

Entre las características de identificación de funcionamiento de una maquina tenemos todo referente a su carácter técnico, como sus velocidades de trabajo, los apoyos en puntos de rotación, las cargas máximas a las que puede ser sometida, el tipo de rodamiento, su sistema de transmisión, condiciones externas, el ambiente de trabajo y otros aspectos que afecte con vibraciones.

2.17.2.2. Selección de los parámetros de medición.

Los parámetros como la velocidad, la aceleración y el desplazamiento ayudan en el análisis de la disposición o características del banco.

2.17.2.3. Determinación de los puntos de Medición.

La determinación de los puntos de medición hace referencia a las fuerzas de vibraciones donde estas afectan como son acoplamientos, alojamientos, apoyos, teniendo en cuenta que no haya juntas entre rodamiento, el sensor y metal entre metal.

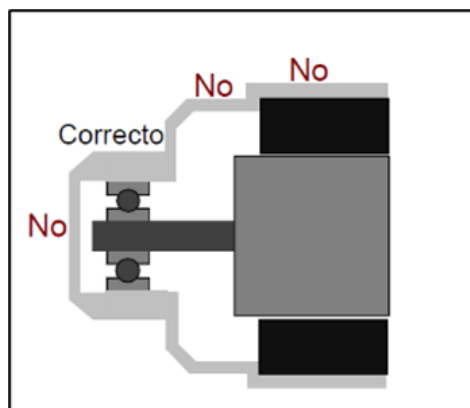


Figura 32-2: Filtros pasa bajo-

filtros pasa alto

Fuente: Ortega, 2007, p.38

Los sentidos en los que se debe realizar la medición son en tres sentidos, con el acelerómetro piezoeléctrico MX 3000, con desfase de 90° con dos mediciones radiales.

2.17.2.4. Toma de datos o Lectura de Vibraciones

La serie de lectura p: obtención de información precisa y correcta con tiempos determinados. La instalación del transductor debe ser el ideal tratando de evitar información incorrecta en donde los puntos seleccionados de medición no variarán. La comparación con elementos de igual o similar

características brindan la posibilidad para determinación de anomalías de un funcionamiento (Palomino 1997).

2.18. Relación desbalanceo permitido y la masa del rotor

Si es grande el desbalanceo residual permitido en un rotor de gran masa m el valor permisible residual U_{per} de un rotor viene en términos de:

$$U_{per} = e_{per} \cdot m \quad (15)$$

Si se considera que existen n geometrías de rotores se puede reducir a un sistema equivalente de un único desbalanceo tipo cople igual a cero veedores, (MetAs & Metrólogos Asociados, 2009b, p.6).

Donde:

e_{per} = es un equivalente del desplazamiento permisible del centro de masa del rotor al eje axial de la flecha.

m = masa de un gran rotor

2.18.1. Grados de calidad relativos a la velocidad de servicio y desbalanceo específico

El intervalo de velocidad mostrado en el diagrama deben ser rotores del mismo tipo de e_{per} , varía inversamente a la velocidad del rotor, para un determinado grado de calidad la relación está dada por la siguiente fórmula:

$$e_{per} \cdot \omega = \text{Constante}$$

Dónde:

ω es la velocidad angular del rotor a la máxima velocidad de servicio.

Esta relación determina que, para un rotor similar geoméricamente y que gira a velocidades parecidas, los esfuerzos en rotores y rodamientos, son iguales. La tabla de grados de calidad está basada en esta relación.

El grado de balanceo de calidad es mostrado en el diagrama y contiene un intervalo de desbalanceo específico permisible, desde un límite inferior cero hasta un límite superior dado por la magnitud del producto de $(e_{per} \cdot \omega)$ expresado en mm/s. Los grados de calidad son designados de acuerdo al producto de la conexión. (MetAs & Metrólogos Asociados, 2009c, p.6).

Calidad Balanceo Grados G	$e_{per} \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

Figura 33-2: Rotores acordada por ISO 1940 y ANSI S2.19

Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados, 2009, p.6

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

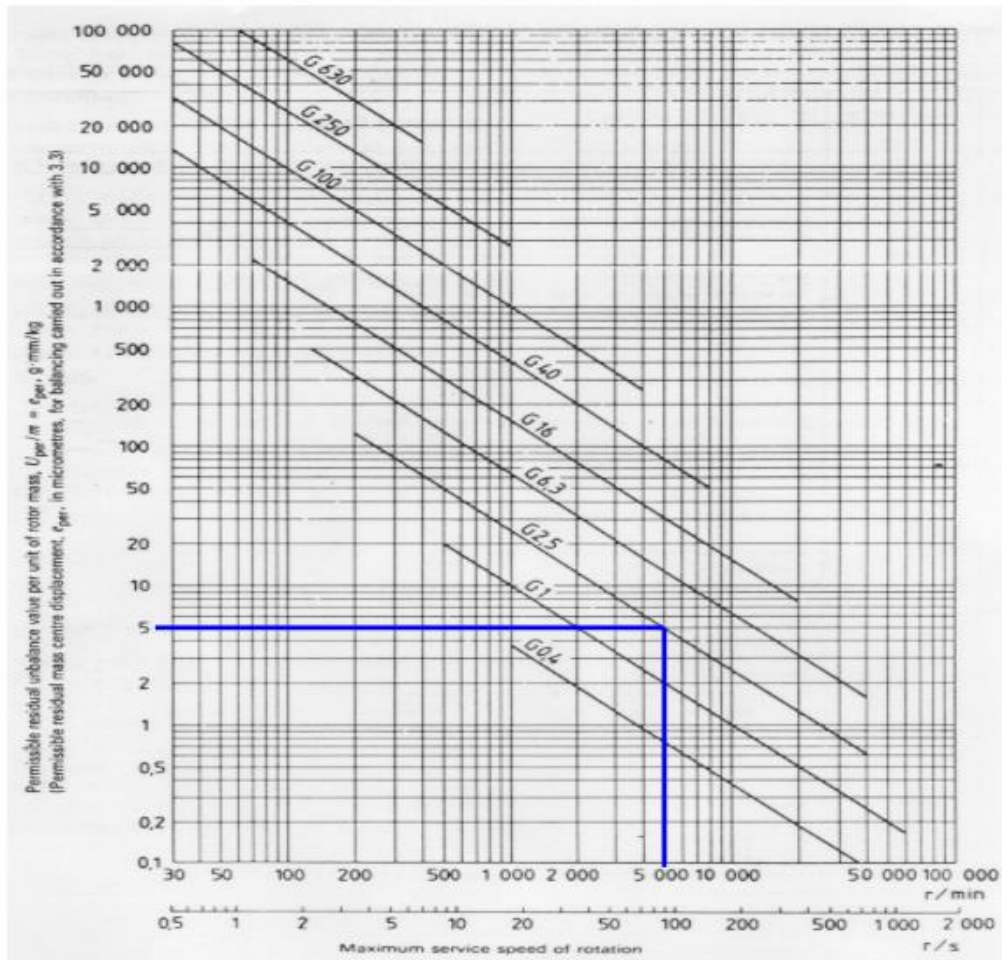


Figura 34-2: Límites para grados de calidad del desbalanceo residual de acuerdo a ISO 1940 Y ANSIS2.19.1t

Fuente: MetAs & Metrologos Asociados, 2009, p.7

CAPITULO III

APLICACIONES

3.1. Introducción

En esta etapa se confrontan los elementos teóricos con la experiencia práctica, es decir, se corroborará si el método de las cuatro corridas sin fase definidos en el capítulo II logra el propósito planteado.

3.2. Descripción De Los Equipos

- Equipo: SKF QuickCollect sensor
- Modelo: CMDT 390-K-SL
- Rango de temperatura de funcionamiento: -20 a $+60$ °C
- Velocidad global: 10 Hz a 1 kHz hasta 55 mm / s RMS
- Temperatura: Sensor de infrarrojos (IR) integrado. Capaz de medir fuera del rango de temperatura de funcionamiento, hasta 100 ° C durante períodos cortos (SKF, 2020).

3.3. Objetivo

El objetivo de esta Práctica, es validar el método de las cuatro corridas sin fase de balanceo en un plano, respecto a los valores obtenidos el equipo SKF QuickCollect sensor .

3.4. Toma de mediciones

3.4.1. *Medición de amplitud y fase vibratoria*

Se utilizó el parámetro de velocidad vibratoria RMS, tanto para caracterizar la vibración generada por todo el sistema rotor, como la componente armónica debida exclusivamente a la velocidad de rotación del rotor. Para el montaje del acelerómetro, tiene una base magnética que el dispositivo viene incorporado.

La medición del ángulo de fase, no tiene mayor inconveniente ya que el instrumento automáticamente ingresa la señal de vibración filtrada a la frecuencia equivalente a la velocidad de giro del rotor.

3.5. Procedimiento

Para el desarrollo de la práctica, se dispone de un banco de pruebas de balanceo, un disco perforado a distintos radios, ángulos y diversas masas de prueba, para llevar a cabo el balanceo.

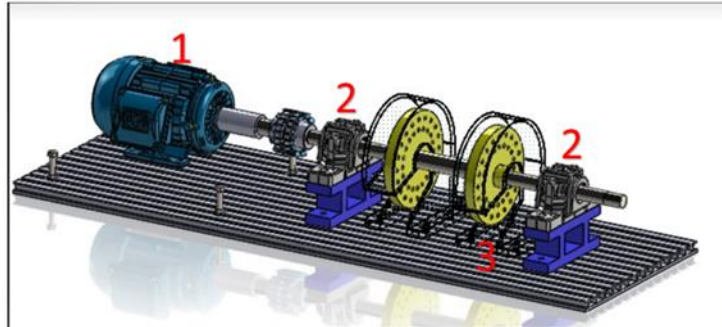


Figura 1-3: Banco de pruebas utilizado.

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

1. Motor de accionamiento.
2. Puntos de medición (donde se ubican los acelerómetros)
3. Disco perforado a balancear.

El primer paso, es introducir un desbalanceo al sistema mediante la adición de masa al disco de pruebas, observar el comportamiento del sistema (desbalanceado intencionalmente), midiendo con el instrumento balanceador SKF QuickCollect sensor (medidor de vibraciones mecánicas), adicionar una nueva masa conocida, volver a medir, obteniéndose de este modo la corrección del instrumento para el desbalanceo, indicado en grados respecto de la posición de la masa de prueba y en porcentaje de peso referido a ésta. Este procedimiento se realiza análogamente hasta obtener un valor de desbalanceo aceptable para el tipo de máquina.

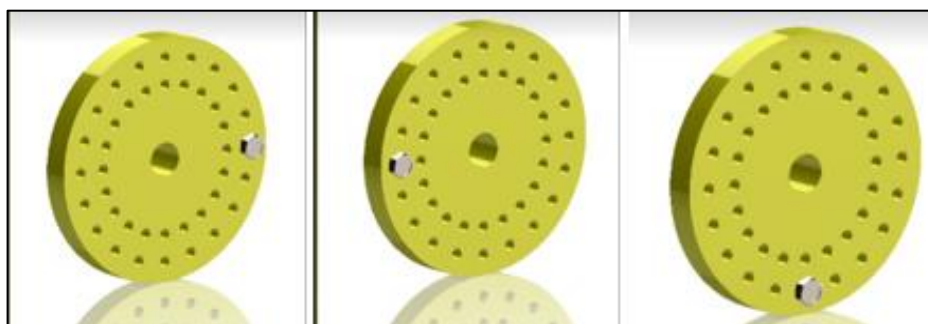


Figura 2-3: Discos de balanceo con masa de prueba a diferentes ángulos

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

A continuación, se muestra el montaje del instrumento en el banco de balanceo:

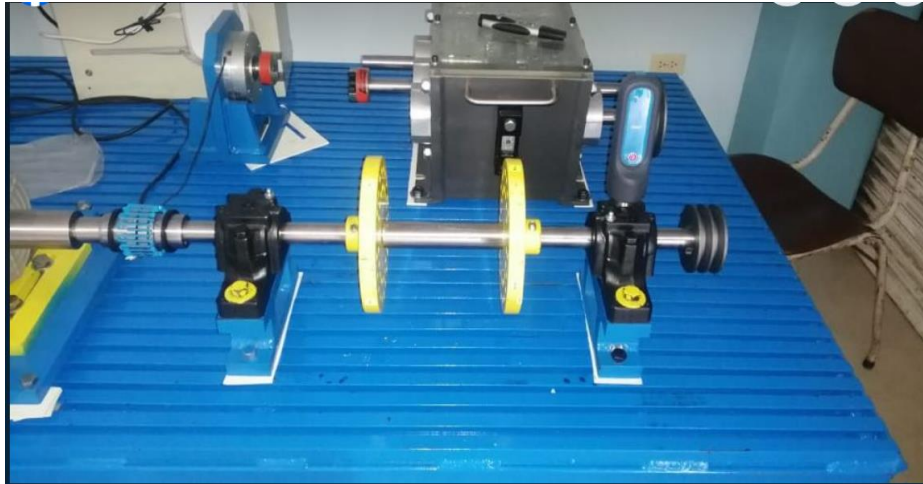


Figura 0-3: Montaje del instrumento.

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

3.6. Resultados

Antes de comenzar el balanceo de un rotor, es necesario cerciorarse de que la falla existente en la máquina, es efectivamente causada por desbalanceo, para ello se debe realizar la medición de los valores globales de vibración, lo que nos indicará el tipo de falla. Los valores globales para el rotor estudiado pueden verse en la tabla, son los siguientes:

Posición del sensor. Velocidad (mm/s) RMS

Tabla 1-3: Valores globales, antes de realizar la corrección.

$V_0 = 2.530$	Eje Radial 1
$V_0 = 1.562$	Eje axial 1
$V_0 = 2.55$	Eje radial 2
$V_0 = 0.671$	Eje Axial 2

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

Nota: Para determinar si la falla es desbalanceo solo es necesario conocer la velocidad de vibración.

Tabla 2-3 :Valores globales, con la masa de prueba a los diferentes ángulos.

$V_0 = 2.55$
$V_1 = 2.776$
$V_2 = 2.99$
$V_3 = 1.234$

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

Datos del rotor:

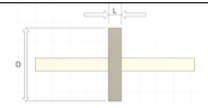

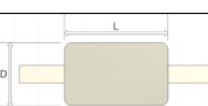
Diámetro (d): 180 mm

Longitud (L): 18.9 mm

Relación L/d: 0.105

Velocidad máxima: 1000 rpm.

Antes de realizar balanceo en un plano, es necesario corroborar que la relación entre la longitud y el diámetro del rotor, no esté entre los siguientes rangos:

MOTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	No
	Mayor que 0.5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150- 2000 rpm Superior a 70% <u>Vel. Crítica</u>	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% <u>Vel. Crítica</u>
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm Y hasta el 70% <u>Vel. Crítica</u>	Superior a 70% <u>Vel. crítica</u>

Debido a las condiciones del disco de pruebas (rotor), el balanceo en un plano satisface los requerimientos, ya que no se encuentra entre los rangos descritos en la tabla anterior.

Para realizar el balanceo se utilizará el método de las cuatro corridas sin fase, que consisten en la medición de la vibración, para el desbalanceo y el cálculo de la masa correctora que se fijará a cierta distancia del eje de rotación, en una cierta posición angular. Repitiéndose el procedimiento hasta alcanzar un nivel vibratorio aceptable.

Reemplazo en Ecuación:

$$n_s = 60f$$

$$s = \frac{n_s - n}{n}$$

$$n(s + 1) = n_s = 60f$$

$$n = \frac{60f}{s + 1} = \frac{172}{3}f$$

$$f = \frac{3n}{172}$$

$$f = \frac{3(1000)}{172}$$

$$f = 17.5 \text{ Hz}$$

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}}$$

$$V_T = \sqrt{\frac{(2.776)^2 + (2.99)^2 - 2(2.55)^2}{2}}$$

$$V_T = \sqrt{\frac{7.706 + 8.94 - 13.005}{2}}$$

$$V_T = 1.34$$

$$M_c = M_P \frac{V_0}{V_T}$$

$$M_c = (12.4g) \left(\frac{2.55}{1.34} \right)$$

$$M_c = 23.59 \text{ g}$$

$$\alpha = \text{Cos}^{-1}\left(\frac{3.209^2 - 2.96^2}{4 * 2.214 * 2.15}\right)$$

$$\alpha = 85.39^\circ$$

3.7. Soluciones Graficas

3.7.1. Datos Iniciales

- Amplitud con la masa desbalanceadora de 27.4 granos



Gráfico 1-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

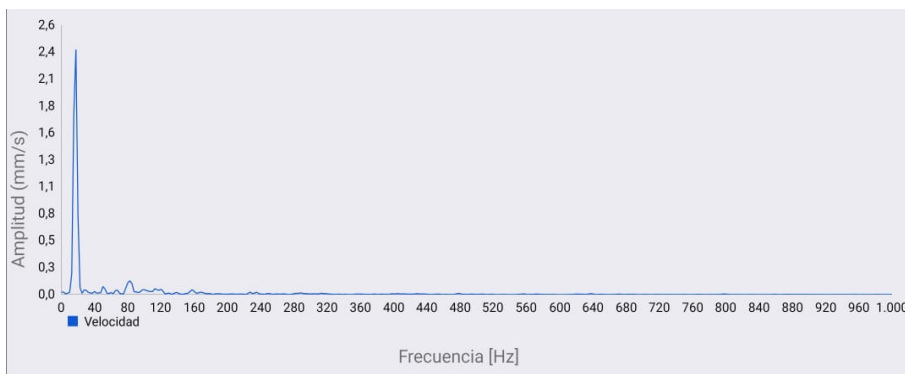


Gráfico 2-3: Eje Axial en el punto 1

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

- Amplitud con la masa desbalanceadora de 27.4 granos

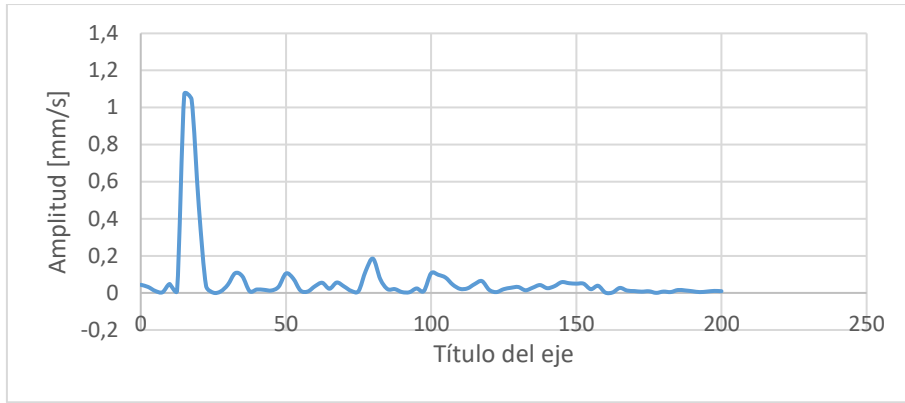


Gráfico 3-1: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

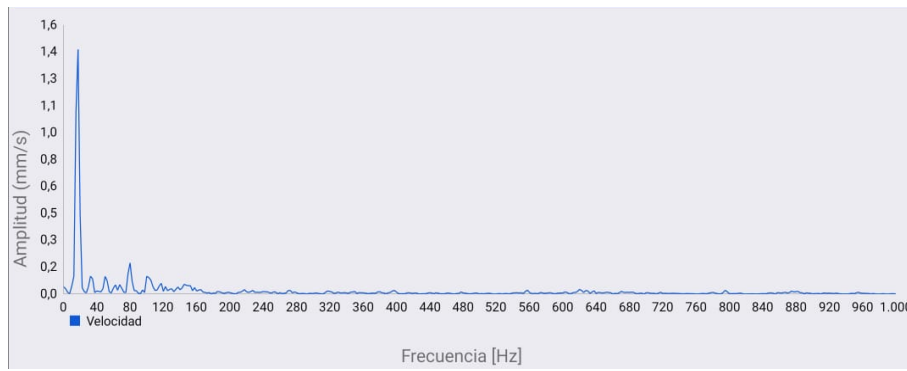


Gráfico 4-3: Eje Radial en el punto 1

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

- Amplitud con la masa desbalanceadora de 27.4 gramos

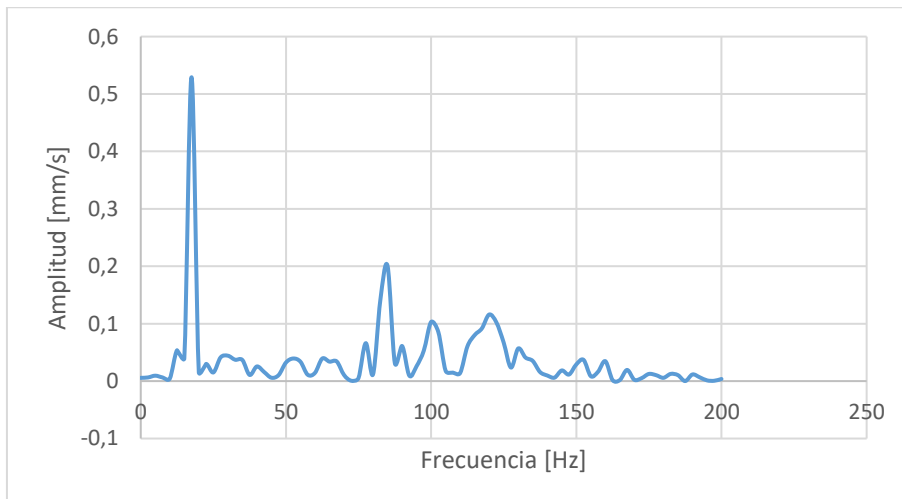


Gráfico 5-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

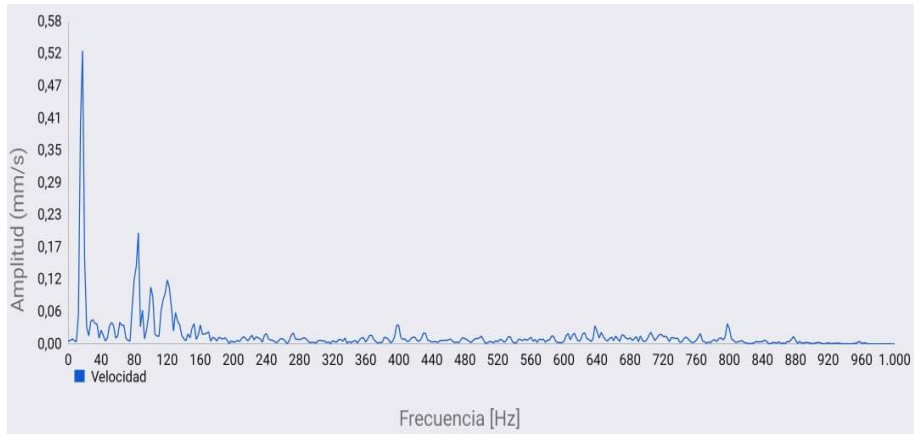


Gráfico 2-3: Eje Axial en el punto 2

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

- Amplitud con la masa desbalanceadora de 27.4 gramos

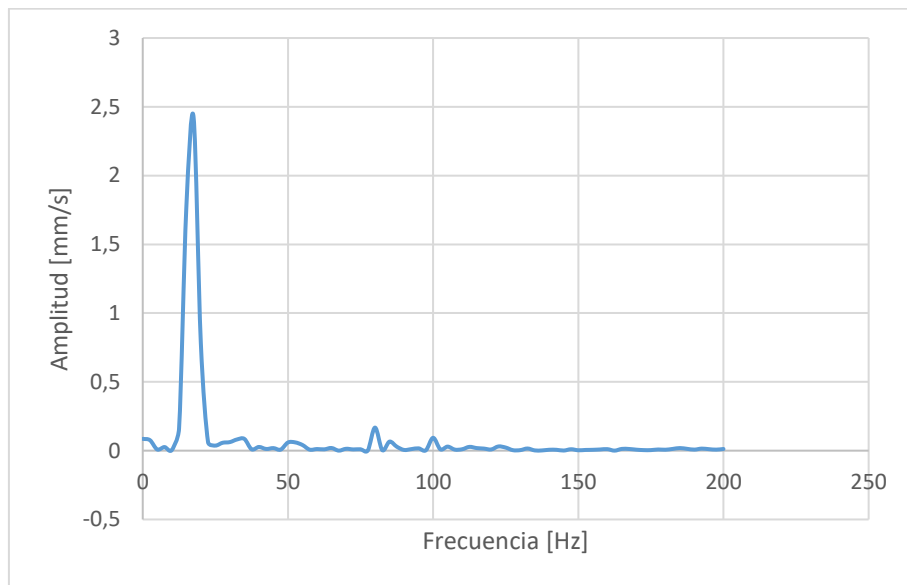


Gráfico 3-3: Eje Radial en el punto 2

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

3.7.2. Datos obtenidos con la masa de Prueba

- Amplitud con la masa de prueba de 12.4 gramos eje Radial en el punto A

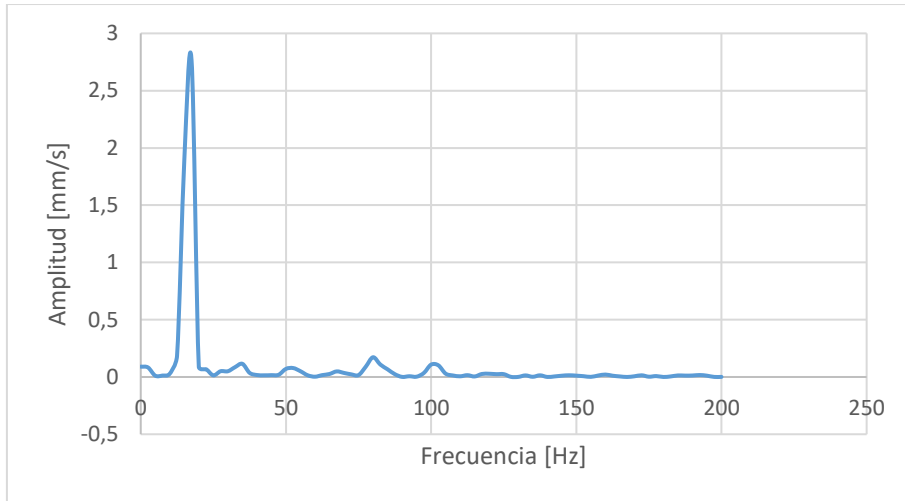


Gráfico 4-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

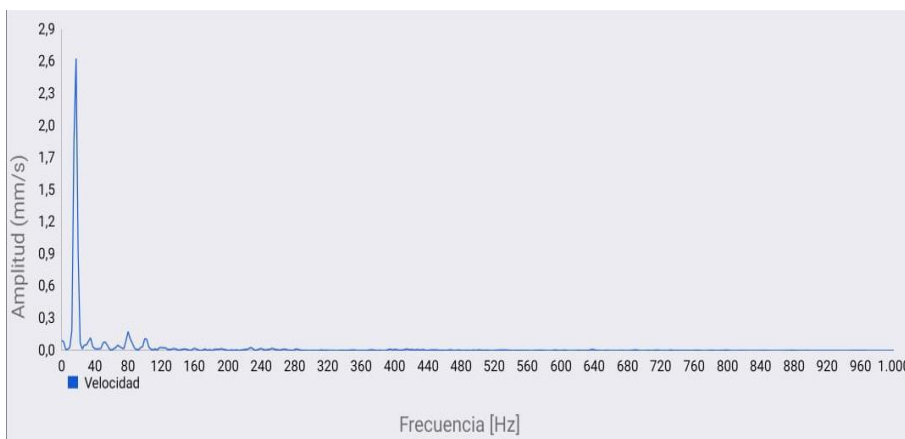


Gráfico 9-3: Eje Radial en el punto A

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

- Amplitud con la masa de prueba de 12.4 gramos

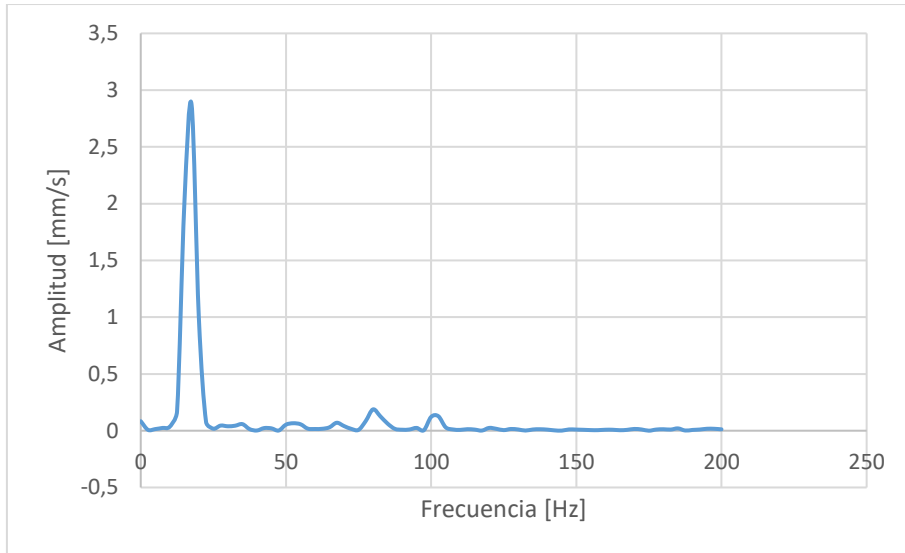


Gráfico 5-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

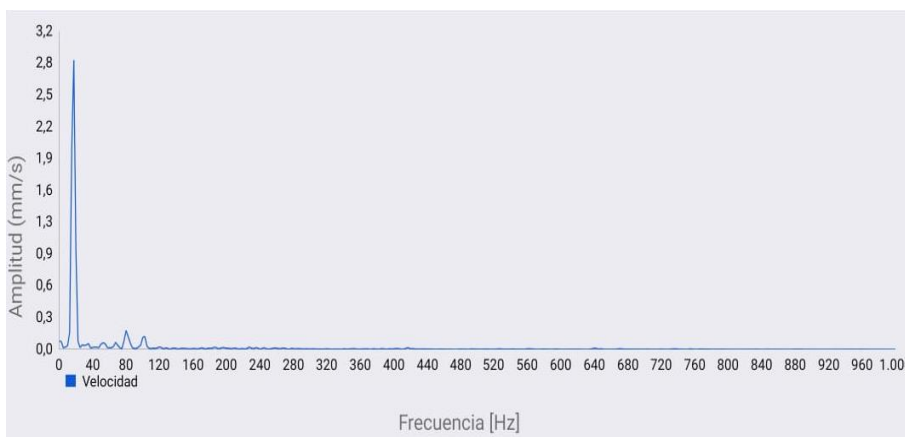


Gráfico 6-3: Eje Radia en el punto B

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

- Amplitud con la masa de prueba de 12.4 gramos

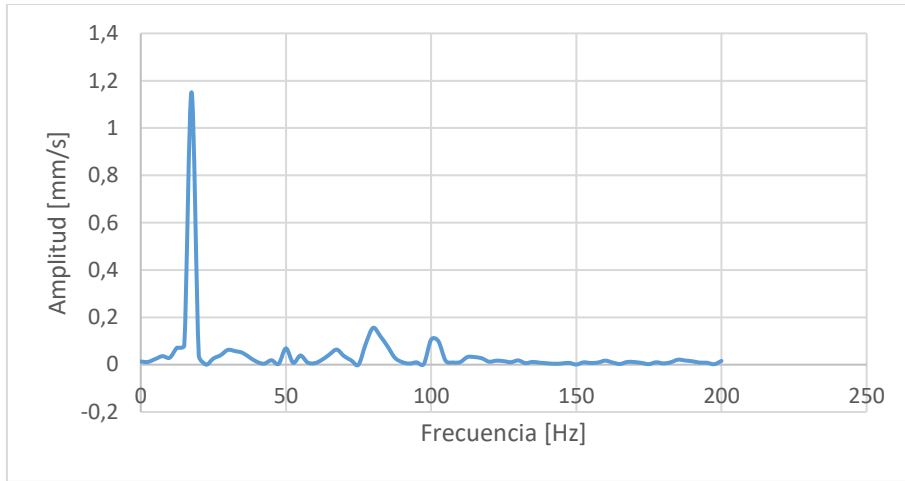


Gráfico 7-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

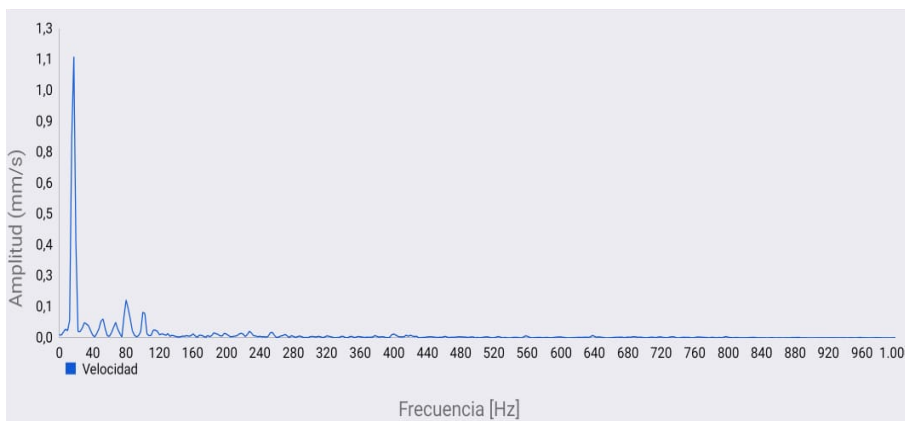


Gráfico 8-3: Eje Radial en el punto C

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

3.7.3. Resultado Final

Amplitud con la masa de corrección de y con su respectivo en Eje Radial

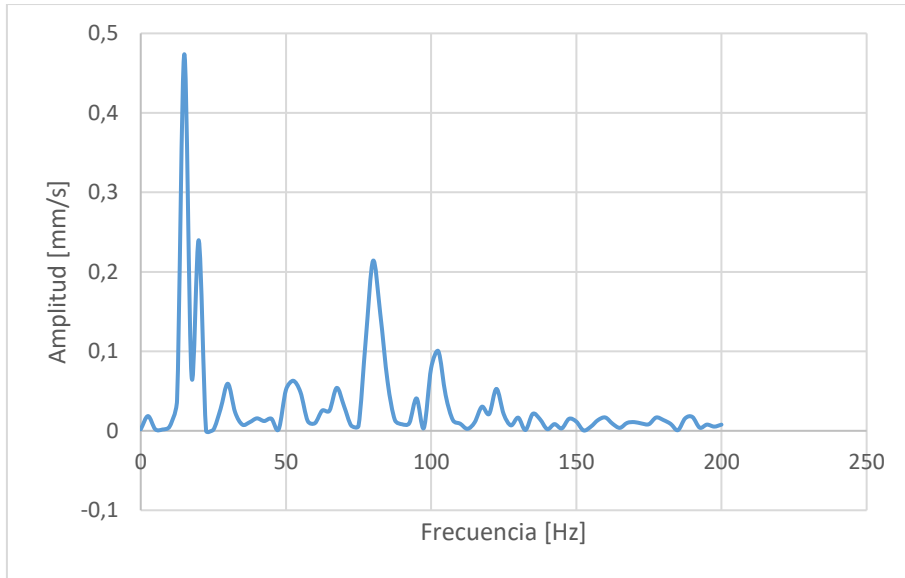


Gráfico 9-3: Amplitud

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

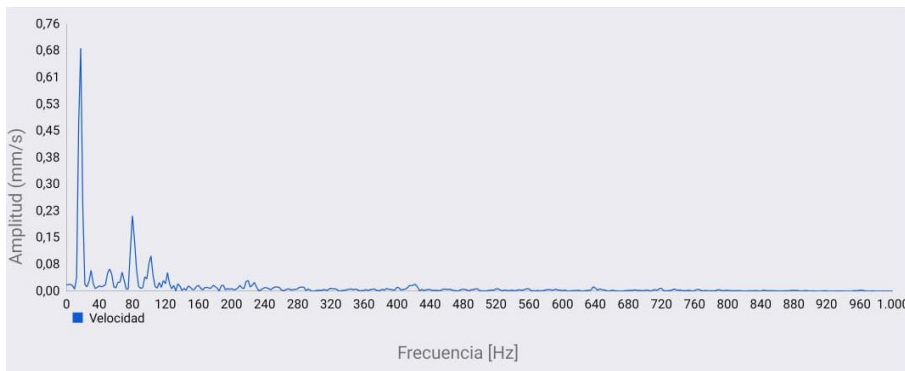


Gráfico 10-3: Eje Radial en el punto C

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

CAPITULO IV

4. GUIA DE LA PRACTICA DE LABORATORIO

FACULTAD: MECÁNICA

CARRERA: ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

**GUIA DE LABORATORIO DIAGNOSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE
TRANSMISION DEBIDO A DESBALANCEO POR MEDIO DE ESPECTRO
VIBRACIONAL**

1. Datos generales:

NOMBRE:

CODIGO:

.....

GRUPO No.:...

FECHA DE REALIZACIÓN:

FECHA DE ENTREGA:

PRÁCTICA No. 01

2. Objetivo:

2.1 General

El objetivo de esta experiencia, es validar el método de las cuatro corridas sin fase de balanceo en un plano, respecto a los valores obtenidos el equipo SKF QuickCollect sensor.

2.2 Específicos

- Familiarizar al estudiante con el instrumento SKF QuickCollect sensor, modelo: CMDT 390-K-SL.
- Identificar los tipos de desbalances que se pueden presentar.
- Determinar los niveles de desbalance residual permisible según la Norma ISO 1940.
- Realizar balanceo de una maquina rotativa por el método de las 4 corridas sin fase.

3. Introducción

El objetivo de esta experiencia, es validar el método de las cuatro corridas sin fase de balanceo en un plano, respecto a los valores obtenidos el equipo SKF QuickCollect sensor.

Actualmente, el estudio de balanceo y análisis de las vibraciones mecánicas han obtenido la importancia en la supervisión de sistemas mecánicos, equipos rotativos y sus componentes.

Los equipos rotativos expuestos a la acción de fuerzas variables como el tiempo, presentan variación en los estados de desbalance o desequilibrio y como consecuencia reflejan alteración en su funcionamiento, causando pérdida de producción y la disminución de la vida útil en los elementos.

El sensor SKF QuickCollect es un sensor portátil con Bluetooth, fácil de usar, que se conecta a las aplicaciones que funcionan con tabletas y teléfonos inteligentes iOS y Android (también con relojes inteligentes iOS). Con una combinación de detección de vibración y temperatura, los datos generales se pueden analizar in situ en tiempo real o pueden enviarse a la nube para su posterior análisis.

El sensor SKF QuickCollect es ideal para el personal de servicio, confiabilidad, operaciones o mantenimiento como parte de un programa de recopilación de datos durante las rondas.

Características

- Mediciones de velocidad, envolvente de aceleración y temperaturas
- Comunicación por Bluetooth con tabletas y teléfonos y relojes inteligentes
- Sensor y aplicaciones fáciles de usar
- Indicaciones fáciles de entender de la condición de una máquina
- Diseño industrial resistente: Prueba de caída 1,8 m (6 ft), resistente al agua y al polvo (IP65)
- Batería de litio recargable (8 horas de uso normal)
- Opción de conectar, almacenar y compartir datos en la nube
- Opción de conectar directamente a Servicios de diagnóstico remoto de SKF
- Se conecta a las aplicaciones que funcionan con tabletas y teléfonos inteligentes iOS y Android (también con relojes inteligentes iOS).

Beneficios

- Permite comenzar con rapidez
- Se puede utilizar con capacitación y experiencia mínimas
- Identifique las cuestiones relacionadas con las máquinas giratorias antes de que se transformen en problemas
- Conéctese directamente con asesoramiento experto cuando lo necesite

- Amplíe las funcionalidades mediante aplicaciones para hacer crecer y complementar su programa de mantenimiento existente.

4. Instrucciones

Para el desarrollo de la presente práctica es necesario seguir las siguientes instrucciones:

1. Reconocer equipos e instrumentos necesarios en la práctica.
2. Descargar e instalar la aplicación SKF Pulse.
3. Realizar las conexiones necesarias entre equipos de potencia y de control.
4. Accionar los interruptores necesarios que alimenten el sistema, para la práctica propuesta.
5. Configuración del variador de frecuencia
6. Puesta en marcha del motor a través del variador.
7. Toma de datos con el instrumento.
8. Detener el motor.
9. Colocar pesas en los diferentes puntos del disco (A, B, C)
10. Detener el motor.
11. Desactivar los sistemas de alimentación del panel.

NOTA: Se puede aplicar el botón de paro de emergencia deshabilitando todo el sistema, en caso de ser necesario.

5. Actividades por desarrollar

6. Observación y reconocimiento de instrumentos y equipos

6.1. EPP: Equipos de protección personal:

- Mandil
- Zapatos Industriales

7. Equipos y Herramientas:

- | | |
|--|--------------------|
| - Fuente de Alimentación | 110V AC |
| - Transformador | 110 V “a” 220 V AC |
| - Interruptor magneto térmico bipolar | C63A |
| - Fusibles de protección | 32 A |
| - Interruptor automático (Guardamotor) | 14 – 20 A |
| - Variador de frecuencia Sinamics V20 | 220V- 1.5 HP |

- Motor 1 HP
- Instrumento SKF Quick Collect sensor Modelo CMDT 390-K-SL

8. Manejo de instrumentos y equipos

Advertencias

- ¡En esta práctica de laboratorio se manejan altos voltajes lo que es el banco de prueba!
- No haga Ninguna conexión cuando la fuente de poder esté conectada
- La fuente debe desconectarse después de hacer cada práctica
- Compruebe que todos los cables se han conectado correctamente y que se observen todas las precauciones de seguridad pertinentes.
- Asegúrese de que el motor y el convertidor están configurados para la tensión de alimentación correcta.
- Todo sistema e instalación eléctrica debe estar provisto de equipos de protección que garanticen la seguridad e integridad del usuario,.
- Una vez descargada la aplicación PULSE SKF, deben acoplarse el celular y el sensor para la toma de datos.
- Revisar q el instrumento este bien colocado para la toma de datos.

9. Procedimiento.

Para el desarrollo de la práctica, se dispone de un banco de pruebas de balanceo, un disco perforado a distintos radios, ángulos y diversas masas de prueba, para llevar a cabo el balanceo.

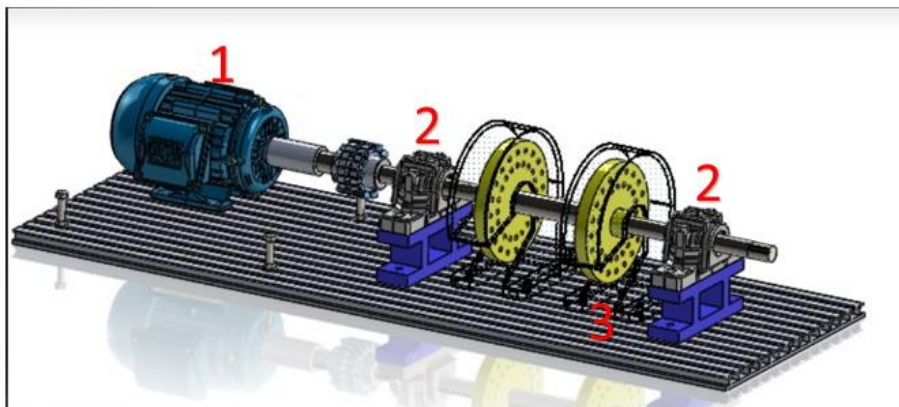


Figura 1-4: Banco de pruebas utilizado.

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

1. Motor de accionamiento.
2. Puntos de medición (donde se ubican los acelerómetros)
3. Disco perforado a balancear.

El primer paso, es introducir un desbalanceo al sistema mediante la adición de masa al disco de pruebas, observar el comportamiento del sistema (desbalanceado intencionalmente), midiendo con el instrumento balanceador SKF QuickCollect sensor (medidor de vibraciones mecánicas), adicionar una nueva masa conocida, volver a medir, obteniéndose de este modo la corrección del instrumento para el desbalanceo, indicado en grados respecto de la posición de la masa de prueba y en porcentaje de peso referido a ésta. Este procedimiento se realiza análogamente hasta obtener un valor de desbalanceo aceptable para el tipo de máquina.

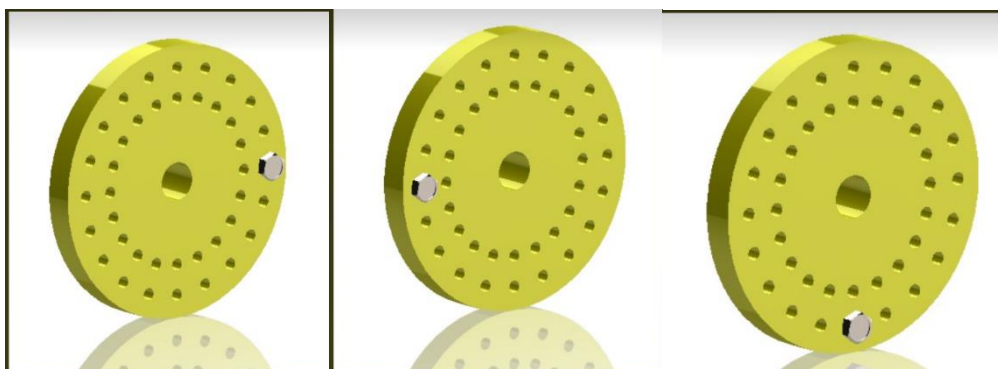
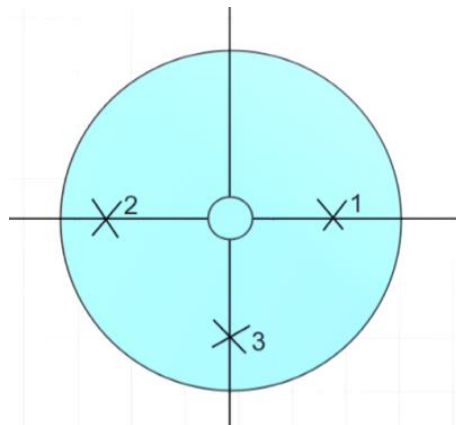


Figura 2-4: Discos de balanceo con masa de prueba a diferentes ángulos

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

A continuación, se muestra el montaje del instrumento en el banco de balanceo:

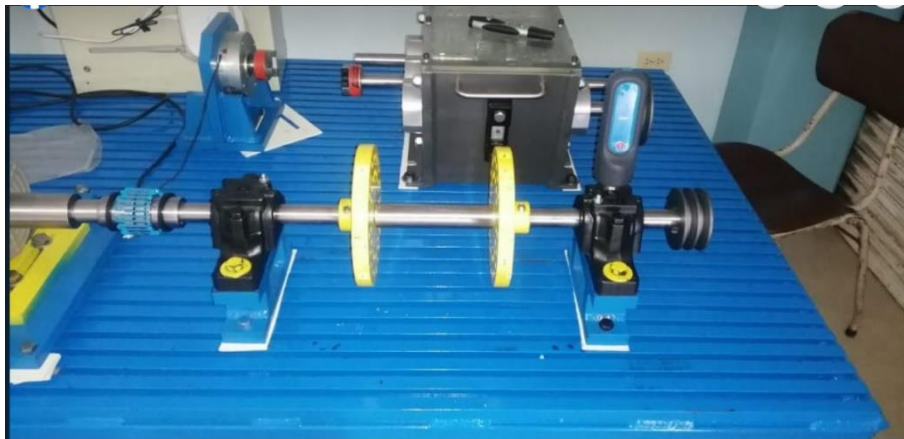


Figura 3-4: Montaje del instrumento.

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

10. Resultados

Antes de comenzar el balanceo de un rotor, es necesario cerciorarse de que la falla existente en la máquina, es efectivamente causada por desbalanceo, para ello se debe realizar la medición de los valores globales de vibración, lo que nos indicará el tipo de falla. Los valores globales para el rotor estudiado pueden verse en la tabla, son los siguientes:

Posición del sensor. Velocidad (mm/s) RMS

Tabla 1-4-: Valores globales,
antes de realizar la corrección.

$V_0 =$	Eje Radial 1
$V_0 =$	Eje axial 1
$V_0 =$	Eje radial 2
$V_0 =$	Eje Axial 2

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

Nota: Para determinar si la falla es desbalanceo solo es necesario conocer la velocidad de vibración.

Tabla 4-1: Valores globales, con la masa de prueba a los diferentes ángulos.

$V_0 =$ _____
$V_1 =$ _____
$V_2 =$ _____
$V_3 =$ _____

Realizado por: Núñez P., Perugachi V. 2022

Datos del rotor:

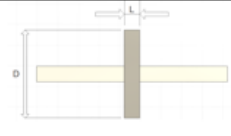
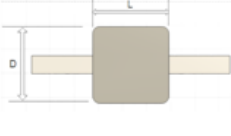

Diámetro (d): _____ mm

Longitud (L): _____ mm

Relación L/d: _____

Velocidad máxima: _____ rpm.

Antes de realizar balanceo en un plano, es necesario corroborar que la relación entre la longitud y el diámetro del rotor, no esté entre los siguientes rangos:

MOTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	No
	Mayor que 0.5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150- 2000 rpm Superior a 70% <u>Vel. Crítica</u>	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% <u>Vel. Crítica</u>
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm Y hasta el 70% <u>Vel. Crítica</u>	Superior a 70% <u>Vel. crítica</u>

Debido a las condiciones del disco de pruebas (rotor), el balanceo en un plano satisface los requerimientos, ya que no se encuentra entre los rangos descritos en la tabla anterior.

Para realizar el balanceo se utilizará el método de las cuatro corridas sin fase, que consisten en la medición de la vibración, para el desbalanceo y el cálculo de la masa correctora que se fijará a cierta distancia del eje de rotación, en una cierta posición angular. Repitiéndose el procedimiento hasta alcanzar un nivel vibratorio aceptable.

Reemplazo en Ecuación:

$$n_s = 60 f$$

$$s = \frac{n_s - n}{n}$$

$$n(s + 1) = n_s = 60f$$

$$n = \frac{60f}{s + 1} = \frac{172}{3} f$$

$$f = \frac{3n}{172}$$

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}}$$

$$M_c = M_P \frac{V_0}{V_T}$$

$$\alpha = \text{Cos}^{-1}\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_T V_0}\right)$$

Soluciones Graficas

- Datos Iniciales
- Resultado Final

Analice y responda.

¿Cuál serían las ventajas y desventajas del uso del instrumento Pulse SKF? Mencione al menos dos de cada uno.

Ventajas:

.....

Desventajas:

.....
.....

Analice el comportamiento del instrumento, establezca sus ventajas y la aplicación industrial en la cual Ud. como ingeniero la aplicaría.

.....
.....
.....

Con respecto al uso del instrumento Pulse SKF ¿Cuál sería su aplicación usual con la que se podría encontrar en la industria?

.....
.....
.....

¿Cuáles son las ventajas de tener un acceso a datos de funcionamiento del instrumento en tiempo real?

.....
.....
.....

.....11

11. CONCLUSIONES

.....
.....

12. RECOMENDACIONES

.....
.....

CONCLUSIONES

Al finalizar este trabajo puedo decir que he adquirido una valiosa experiencia en el ámbito de las vibraciones mecánicas, captando señales y realizando diagnósticos a partir de ellas, profundizando y reforzando los conceptos teóricos de las vibraciones mecánicas, conociendo parte de su amplio campo de aplicación en el mantenimiento predictivo.

También pude comprobar la efectividad de los métodos de balanceo, los que pueden ser realizados directamente en el lugar de funcionamiento de la máquina con un “Instrumento analizador de vibraciones mecánicas”.

De los resultados obtenidos en el desarrollo del método, puedo concluir que:

Lo primero que se debe hacer antes de medir, es ubicar y definir los puntos de medición, donde la severidad de vibratoria sea representativa, nunca en protecciones o piezas con apreciable debilidad.

Se debe evitar el funcionamiento en los estados de resonancia del rotor, para no causar daños estructurales a las partes y piezas componentes de la máquina, (pasar rápidamente por las velocidades críticas).

En cuanto al desarrollo de los métodos solo es necesario medir amplitud de vibración, lo que puede ser realizado con un vibrómetro.

Además, se comprobó la efectividad del método, ya que el nivel de severidad de vibración disminuyó considerablemente (entre un 48 y un 70 %). Es por esto que resulta ventajosa la aplicación, ya que no es necesario realizar complejos cálculos.

RECOMENDACIONES.

Manejar las normas de severidad de vibraciones y las tablas de los espectros característicos de los problemas propios de los equipos para ser interpretado su resultado con facilidad y emitir una evaluación precisa.

Realizar el mantenimiento del sensor pulse SKF para el correcto funcionamiento, que nos permita seguir verificando datos exactos de las máquinas.

Incentivar este tipo de Proyectos de Titulación para la investigación en la vibración de máquinas para obtener un óptimo Mantenimiento y funcionamiento de ellas, para fomentar el desarrollo socio económico de las industrias.

Evitar el funcionamiento en los estados de resonancia del rotor, para no causar daños estructurales a las partes y piezas componentes de la máquina, (pasar rápidamente por las velocidades críticas).

BIBLIOGRAFÍA

A-MAQ S.A. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico* [en línea]. Medellín-Colombia, 2005. [Consulta: 20 de agosto 2021]. Disponible en: www.mantenimientoplanificado.com/articulos/PREDICTIVO_archivos/CURSO_A_MAQ.COM.pdf

ESPINOZA, C., & GALLARDO, J. Repotenciación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración enfocado a equipos rotatorios usados para el proceso de producción de una planta química ubicada en Guayaquil-Ecuador. (Trabajo de titulación).(Maestría) Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, Guayaquil-Ecuador. 2014. pp. 1-125

HEINZ PÉREZ, Helmut Einar. Análisis de balanceo de máquinas en tándem conectados con al menos un cople y validación experimental. (Trabajo de titulación). (Maestría). Instituto Politécnico Nacional, México. 2009. pp. 1-20

JIMBO, Armando, & VIVAR, Gabriel. Diseño y construcción de un banco didáctico para la medición de vibraciones mecánicas en los Laboratorios de Instrumentación de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca. (Trabajo de titulación). (Maestría). Cuenca-Ecuador. 2012.

METAS & METRÓLOGOS ASOCIADOS. *Desbalanceo Mecánico* [blog]. 2009. [Consulta: 10 septiembre 2021]. disponible en: <http://www.metas.com.mx/guiamet/La-Guia-MetAs-09-03-desbalanceo-mecanico.pdf>

MORENO BARRA, Luis Antonio. Balanceo Dinamico De Sistemas Rotativos. [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría). Universidad Austral de Chile. Valdivia, Chile. 2006. [Consulta: 2021-09-23] Disponible en: https://www.academia.edu/33214046/_BALANCEO_DINAMICO_DE_SISTEMAS_ROTATIVOS_Tesis_para_optar_al_t%C3%ADtulo_de_Ingeniero_Naval_Menci%C3%B3n_M%C3%A1quinas_Marinas

ORTEGA MANTUANO, Jorge Patricio. Manual de procedimientos para análisis vibracional en equipos rotativos y planificación del mantenimiento con el sistema EXPERTALERT de DLI ENGINEERING CO, de acuerdo a las normas ISO 9001-2000 para la empresa Ivan Bohman C.A. (Trabajo de titulación).(Ingeniería). Universidad de las Fuerzas Armadas, Sangolquí, Ecuador. 2007. pp.1-169. [Consulta: 2021-02-13] Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/2247/T-ESPE-014930.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

PALOMINO, EVELIO. La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias. [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Centro de estudios Innovación y Mantenimiento. Cuba. 1997. pp. 1-112. [Consulta: 2021-03-15] Disponible en: https://www.academia.edu/5843201/Centro_de_Estudios

RUBIANO MATOMA, CARLOS. Implementación de los resultados del análisis de vibración en la planeación del mantenimiento, para la categorización y clasificación de la severidad de la vibración de equipos críticos en casa Luker S.A. (Trabajo de titulación) (Ingeniería). Universidad Santo Tomás, Bogotá, Colombia. 2017. pp. 1-90.

ISO 10816-3. *Vibración mecánica- Evaluación de la Vibración de Máquinas en base a su Medición en Partes No-Rotatorias*

VERITAS BUREAU. *El origen y la actualidad del mantenimiento predictivo a nivel mundial.* [blog]. [Consulta: 7 de enero 2021]; Disponible en: <https://lubrication-management.com/2017/07/17/el-origen-y-la-actualidad-del-mantenimiento-predictivo-a-nivel-mundial/>.

WHITE, Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones". *Azima DLI* [En línea], 2010, (Estados Unidos) pp. 1-148. [Consulta: 3 de marzo 2021] Disponible en: <https://www.termogram.com/images/pdf/analisis-vibraciones/introduccion-al-analisis-de-vibraciones-azima-dli.pdf>