

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA



FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELECTRICA Y MECATRONICA

“DISEÑO DE UN MÓDULO PARA ANÁLISIS VIBRACIONAL, REALIZACIÓN DE PRUEBAS Y EVALUACIÓN ESTRUCTURAL POR MÉTODO ODS”

TESIS PRESENTADA POR:

JIMMY ALBERTO CUENTAS VILCA

LUIS ENRIQUE TORRES TONE

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

AREQUIPA – PERÚ

2016

*Les agradecemos a nuestras familias,
por todo el apoyo prestado todo este tiempo
y por la gran oportunidad de
habernos hecho conocer
esta carrera que nos apasiona.*



Resumen

El presente proyecto de tesis tiene como estudio el experimentar los diferentes tipos de modo de falla, analizarlos y solucionarlos para corregirlos en un ambiente de trabajo; en el presente proyecto se desarrolla el diseño, construcción y análisis vibracional de un módulo de pruebas para medir vibraciones generadas por desbalanceo de rotores en voladizo, desalineamiento, soldadura estructural y cálculo de la frecuencia natural del sistema, todo para un fin de adaptación en máquinas industriales. El módulo está basado en un molino de martillos con un motor monofásico, y las pruebas experimentales hechas en el módulo generan una base de datos para guiar el proceso y así mismo visualizar el fenómeno de vibración; para observar las deformaciones en tres dimensiones e identificar la frecuencia del problema se realiza un análisis experimental *Operation Deflection Shape* (ODS) y modal.

En el primer capítulo se desarrolla la teoría fundamental del análisis vibracional, las características de la vibración en los componentes mecánicos, la adquisición de datos, el procesamiento de los mismos.

El segundo capítulo se desarrolla el diseño de módulo, para ello se realizó la ingeniería básica de la composición del sistema, como diseño del eje, selección de componentes, diseño estructural de la base y recalcado de los componentes.

El tercer capítulo abarca todas las pruebas experimentales que se desarrollan en el módulo diseñado y fabricado, estas pruebas están totalmente dirigidas a las fallas más comunes que se producen en la industria y son detectados por un análisis vibracional, este capítulo también contendrá teoría básica en importante de cada modo de falla.

En el cuarto capítulo se plantea la teoría acerca del método ODS y posteriormente se realizaran todos los pasos para la realización física de un ODS en nuestro modulo desarrollado.

Abstract

This project is to study the experience the different types of failure mode, analyze, solve and correct them in a environment work; in this project has developed the design, construction and vibrational analysis of a module of tests to measure vibrations generated by unbalanced rotors overhang, misalignment, structural looseness and calculation of the natural frequency of the system, everything for a purpose of adaptation in industrial machines. The module is based on a hammer mill with a single phase motor, and the experimental tests made in the module will create a database to guide the process and display the phenomenon of vibration; to observe the deformations in three dimensions and identify the frequency of the problem is an experimental analysis Operation Deflection Shape (ODS) and modal.

The first chapter develops the fundamental theory of vibrational analysis, the characteristics of the vibration in the mechanical components, the acquisition of data, the processing of the same.

The second chapter develops the design of module, for it was done the basic engineering for the composition of the system, such as shaft design, selection of components, structural design of the base and recalculation components.

The third chapter covers all the experimental tests that are developed in the module designed and manufactured, these tests are fully addressed to the most common failures that occur in the industry and are detected by a vibrational analysis, this chapter will also contain important basic theory of each failure mode.

The fourth chapter raises the theory about the method and subsequently conducted ODS all the steps for the realization of a physical ODS in our module, developed.

Índice

| | |
|--|----------|
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| JUSTIFICACIÓN..... | 2 |
| OBJETIVOS..... | 2 |
| CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO..... | 4 |
| 1.1. INTRODUCCIÓN | 4 |
| 1.2. VIBRACIÓN..... | 5 |
| 1.3. MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE | 5 |
| 1.4. CARACTERÍSTICAS DE LA VIBRACIÓN | 6 |
| 1.5. UNIDADES DE MEDICIÓN DE LAS VIBRACIONES | 8 |
| 1.6. SISTEMA DE CUERPO LIBRE..... | 11 |
| 1.7. VIBRACIÓN COMPUESTA..... | 14 |
| 1.8. ANÁLISIS DE FRECUENCIA Y TRANSFORMADA DE FOURIER..... | 14 |
| 1.9. VALOR GLOBAL..... | 15 |
| 1.10. DETECCIÓN DE LA ENVOLVENTE | 16 |
| 1.10.1. Pasos para derivar la Aceleración Envolvente..... | 17 |
| 1.10.2. Medidas..... | 20 |
| 1.11. TOMA DE DATOS..... | 20 |
| 1.11.1. Selección de medida. | 20 |
| 1.11.2. Transductores de vibración..... | 21 |
| 1.11.3. Tipos de transductores | 22 |
| 1.11.4. Montaje y ubicación de los sensores..... | 24 |
| 1.11.5. Rango de frecuencias | 26 |
| 1.12. COLECTORES DE DATOS | 26 |
| 1.13. MUESTREO DE DATOS..... | 27 |
| 1.14. VENTANAS | 28 |
| 1.14.1. Fugas | 28 |
| 1.14.2. Ventana | 28 |
| 1.15. PROMEDIADOS | 29 |
| 1.16. RESOLUCIÓN | 31 |

| | |
|--|-----------|
| CAPÍTULO 2 DISEÑO DEL MÓDULO DE ANÁLISIS VIBRACIONAL | 32 |
| 2.1. DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO | 32 |
| 2.2. DISEÑO MÓDULO | 33 |
| 2.2.1. Selección del motor eléctrico..... | 33 |
| 2.2.2. Diseño de disco de desbalance..... | 33 |
| 2.2.3. Cálculo de los pernos soportes del motor. | 34 |
| 2.2.4. Diseño del Eje | 35 |
| 2.2.4.1. Selección del Material..... | 35 |
| 2.2.4.2. Determinación del diámetro y longitud del eje | 36 |
| 2.2.5. Cálculo de los pesos de los componentes del molino..... | 41 |
| 2.2.6. Comprobación del diámetro del eje..... | 45 |
| 2.2.7. Cálculo de chavetas | 47 |
| 2.2.7.1. Material a Utilizar: | 48 |
| 2.2.7.2. Cálculo eje..... | 48 |
| 2.2.8. Selección de Componentes | 49 |
| 2.2.8.1. Selección de acople | 49 |
| 2.2.8.2. Selección de las chumaceras..... | 50 |
| 2.2.8.3. Diseño de la estructura soporte | 50 |
| 2.2.8.4. Diseño de uniones soldadas | 53 |
| CAPÍTULO 3 DIAGNÓSTICO DE PRUEBAS EXPERIMENTALES USANDO ANÁLISIS VIBRACIONAL..... | 58 |
| 3.1. INTRODUCCIÓN | 58 |
| 3.2. LAS FALLAS MÁS COMUNES DIAGNOSTICADAS POR ANÁLISIS VIBRACIONAL | 58 |
| 3.3. EVALUACIÓN DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS | 59 |
| 3.4. INSTRUMENTOS Y EQUIPOS A UTILIZAR | 63 |
| 3.5. PRIMERA PRUEBA: DESBALANCE | 65 |
| 3.5.1. Pruebas experimentales de Desbalance | 65 |
| 3.5.1.1. Método 1: Sin fase y tres corridas de vibración (Matemático)..... | 65 |
| 3.5.1.2. Método 2: Sin fase y 4 corridas de vibración (Grafico)..... | 72 |
| 3.5.1.3. Método 3: Balanceo con Microlog y tacómetro..... | 76 |
| 3.6. SEGUNDA PRUEBA: DESALINEAMIENTO | 79 |
| 3.6.1. Montaje de Alineador | 80 |
| 3.6.2. Configuración de medidas | 81 |

| | | |
|--|--|------------|
| 3.6.3. | Medios de alineación | 82 |
| 3.6.4. | Desalineamiento Paralelo | 84 |
| 3.6.5. | Desalineamiento Angular | 86 |
| 3.6.6. | Alineación con diales método: Medición radial y axial | 90 |
| 3.7. | TERCERA PRUEBA: SOLTURA MECÁNICA..... | 98 |
| 3.7.1. | Soltura Estructural base y Maquinaria..... | 99 |
| 3.7.2. | Soltura Rotativa | 102 |
| 3.8. | CUARTA PRUEBA: FALLAS DE RODAMIENTOS | 106 |
| 3.8.2. | Cálculo de Frecuencias de Defecto y Toma de datos | 107 |
| 3.8.3. | Monitoreo Multi-parámetro para rodamientos | 112 |
| 3.9. | OTROS MODOS DE FALLA..... | 113 |
| CAPÍTULO 4 REALIZACIÓN PRUEBA ODS | | 114 |
| 4.1. | INTRODUCCIÓN | 114 |
| 4.2. | FRECUENCIAS DEL SISTEMA..... | 115 |
| 4.3. | PASOS ODS..... | 115 |
| 4.4. | INSTRUMENTOS A UTILIZAR..... | 115 |
| 4.5. | EJECUCIÓN | 116 |
| 4.6. | DESARROLLO ODS. | 117 |
| 4.6.1. | Modelamiento y simulación mediante software de elementos finitos.... | 117 |
| 4.6.2. | Realización Bump test | 118 |
| 4.6.2.1. | Bump test Método 1 (Configuración y martillo)..... | 119 |
| 4.6.2.2. | Bump test Método 2 (Bump test unidireccional, programa ARM)..... | 122 |
| 4.6.2.3. | Bump test Método 3 (Bump test triaxial)..... | 124 |
| 4.6.2.4. | Modos de vibración..... | 125 |
| 4.6.3. | Graficar y obtener datos de vibración..... | 126 |
| 4.6.4. | Simulación y traslado de puntos | 128 |
| 4.6.5. | Análisis ODS | 131 |
| CONCLUSIONES | | 132 |
| RECOMENDACIONES | | 134 |
| BIBLIOGRAFÍA | | 135 |
| ANEXOS..... | | 137 |

Introducción

La presente tesis está enfocada en el desarrollo de un diseño de un modelo que pueda simular diferentes casos de problemas que se presentan en las industrias con distintos equipos, tales como, motores, bombas, ventiladores, entre otros equipos que son muy usados hoy en día en el sector industrial.

El tema de tesis surgió a partir de la necesidad que tienen las empresas de querer reducir costos al minimizar las paradas repentinas de equipos críticos que son importantes en el proceso que estos desarrollan, para llevar a cabo tal fin es necesario enfocarse en el tema de mantenimiento predictivo, principalmente en el análisis vibracional, el cual es el método que te da más datos para poder predecir una posible falla futura.

El principal punto está enfocado en la necesidad de querer que otras personas aprendan un poco acerca del mantenimiento predictivo, principalmente de identificar los distintos tipos de fallas que se presentan en la industria y principalmente darles las herramientas teóricas y prácticas para poder implementar la solución, no solo la más fácil sino adecuarse a los equipos que se tenga a disposición en ese instante, por ejemplo poder identificar el grado de un desbalance y poder resolverlo con un analizador y un tacómetro láser que sería la forma más fácil para resolverlo , pero no siempre se tiene estas herramientas a disposición, por lo cual se puede usar un método matemático en el cual se enseñara en la presente tesis.

Se presentará además un tema que es muy importante para una persona que desee adentrarse en el tema de análisis vibracional, el cual se refiere a la realización de un ODS del módulo físico, en el cual se implementará y analizará, por lo que se dará una visión muy clara de temas importantes como modos de vibración y velocidades críticas que son de suma importancia, así como, poder ver como se deforma el módulo a diversos modos de funcionamiento.

Justificación

La tesis tiene como propósito desde el punto de vista académico, que los estudiantes puedan adquirir los conocimientos necesarios para implementar un diagnóstico ya sea en estructuras y maquinas rotativas en la cual sea posible realizar el análisis de frecuencias y así predecir defectos para aumentar el tiempo de servicio del dispositivo.

El módulo de simulación de vibraciones mecánicas puede ser de ayuda para aprender acerca del comportamiento de las vibraciones bajo distintas formas de falla que se pueden presentar de forma industrial, así como las técnicas para poder dar una solución rápida con los instrumentos que se tengan a mano en ese momento.

Este tipo de mantenimiento predictivo garantiza una alta eficiencia en los diferentes procesos que se analicen, por tal razón, el uso de instrumentos digitales de medición para el análisis de vibraciones ayuda al mantenimiento predictivo a obtener resultados accesibles y confiables.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar, construir y poner en funcionamiento un módulo para análisis vibracional, que pueda ensayarse casos clásicos de funcionamiento y diferentes modos de falla, además de realizar un análisis Operating Deflection Shapes (ODS).

Objetivos Específicos

1. Diseñar un módulo con un peso máximo de 50 kg que sea de fácil manejo.
2. Determinar los componentes del módulo para seleccionar los puntos de medición vibracional.

3. Implementar el módulo para fines aplicativos a través de una guía de práctica para cada prueba.
4. Realizar un análisis vibracional de diferentes casos de fallas y proponer e implementar diferentes soluciones para disminuir la vibración que se presenta.
5. Determinar las frecuencias naturales del módulo y analizar las más críticas.
6. Utilizar la herramienta de ODS para poder visualizar el comportamiento del módulo bajo condiciones de funcionamiento normal y en resonancia.



Capítulo 1

Marco Teórico

1.1. Introducción

El uso frecuente de las máquinas en nuestras vidas, ya sean en una empresa hasta los mismos que usamos en el hogar están sometidas a vibraciones. Teniendo en cuenta que ahora se busca una disminución de gastos en reparación y cambio de equipos, materiales, y la alta exigencia de calidad y productividad industrial, hacen que el mantenimiento predictivo en máquinas e instalaciones industriales sea cada vez más exacto.

Una de las principales herramientas que utilizamos para ver la condición de funcionamiento de la máquina en el mantenimiento predictivo, es el análisis de las vibraciones mecánicas, su estudio se ha convertido en algo esencial que el estudiante de ingeniería mecánica, ya que el buen funcionamiento de maquinaria mecánica está relacionado en muchos casos con su comportamiento vibratorio.

Es importante conocer la clasificación de las vibraciones mecánicas ya que nos presentan un panorama de los diferentes estudios, en este capítulo se describirá los mayores casos que pueden presentarse en el funcionamiento de las máquinas.

Otra herramienta importante en el estudio de las vibraciones mecánicas es el modelo matemático. Este procedimiento debe ser preciso ya que los errores producen información errónea.

El estudio de las vibraciones mecánicas también llamado, mecánica de las vibraciones, es una rama de la mecánica, o más generalmente de la ciencia, estudia los movimientos oscilatorios de los cuerpos o sistemas y de las fuerzas asociadas con ella.

1.2. Vibración

La vibración es considerada como un movimiento de un cuerpo de forma repetitiva, o como una oscilación, el cual se desplaza alrededor de un punto de referencia como una posición de equilibrio. Cuando la fuerza a la cual está sometida el cuerpo es cero entonces esta se considerará como la posición de equilibrio.

El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de movimientos individuales de 6 tipos diferentes. Esos son traslaciones en las tres direcciones ortogonales x , y , y z , y rotaciones alrededor de los ejes x , y , y z . Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de esos seis movimientos. De un tal cuerpo se dice que posee seis grados de libertad.¹

Todos los objetos o cuerpos tienen una señal de vibración, por lo que se puede encontrar mucha información en cada componente que conforman dicho cuerpo, por lo cual es importante tomar en consideración cada vibración de forma individual.

1.3. Movimiento armónico simple

El movimiento armónico simple es un movimiento periódico que es descrito por una función armónica (seno o coseno) en función del tiempo; es la base de las señales de vibración ya que una onda compleja se representa como la combinación de varias funciones armónicas simples.

Las funciones principales de toda señal de vibración que es medida en el dominio del tiempo son las ondas senoidales, las cuales representan oscilaciones puras, un caso típico en el cual podemos ver una oscilación pura en una falla es el caso de desbalance. Esta oscilación podemos verla a través de un experimento simple:

¹ GLEN WHITE. Introducción al Análisis de Vibraciones pág. 16.

Imagínese un lápiz suspendida de un muelle como el de la Figura 1.1. Este objeto es desplazado una distancia A y luego se le deja libre, en condiciones ideales, se efectuará un movimiento armónico simple que tendrá una amplitud A . Si se coloca papel que corra debajo del lápiz con una velocidad constante, podremos ver una vibración simple expresada en forma de una onda senoidal, tal como se representa en la Figura 1.2.

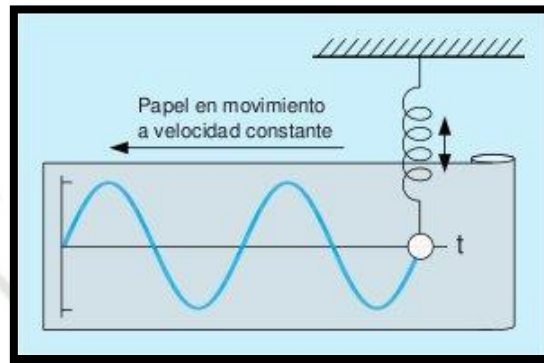


Figura 1.1: Masa suspendida en un muelle.
Fuente: Curso de análisis de vibraciones Sinais-España.

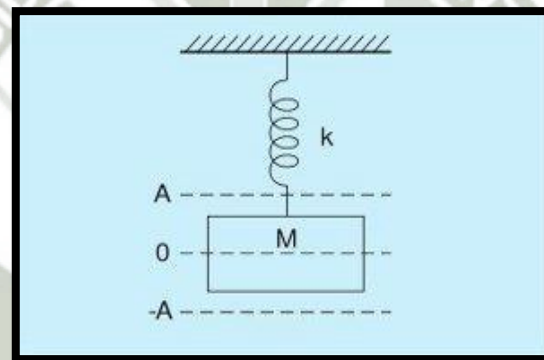


Figura 1.2: Movimiento armónico simple.
Fuente: Curso de análisis de vibraciones Sinais-España.

1.4. Características de la vibración

A continuación se describen las características que definen a la vibración:

- Frecuencia: Se define como el número de ciclos en un tiempo determinado. También se expresa como la inversa del periodo T ($f=1/T$). Sus unidades son: Ciclos por segundo (CPS o Hertz), Ciclos por minuto (CPM) o múltiplos de la velocidad en la que opera la maquina (Órdenes).

- Amplitud (A): Es la cantidad de vibración producida, y es un factor de severidad de la misma. Se puede expresar de distintas formas:

- ✓ Pico : Distancia entre posición neutral a la distancia máxima. (A p)
- ✓ Pico-Pico : Distancia entre la cresta negativa hasta la positiva. (A p-p)
- ✓ RMS : Es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda; en caso de las ondas sinusoidales (únicamente),

$$A_{RMS} = 0.707 A p.$$

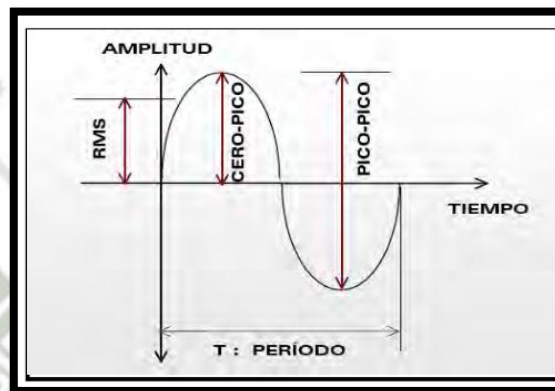


Figura 1.3: Formas de expresar la amplitud.

Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico (A-MAQ).

- Fase: Es una medida de la diferencia de tiempo entre dos señales. La fase debe ser medida en términos de ángulos en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero período de tiempo.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama desfase o desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o un período completo de la onda, lo que realmente no es ningún desplazamiento. Un desplazamiento de 90 grados es un desplazamiento de $\frac{1}{4}$ de período de la onda, etc.²

Una señal puede estar retrasada o adelantada respecto a otra. Esos fenómenos se llaman retraso de fase y avance de fase respectivamente.

² GLEN WHITE. Introducción al Análisis de Vibraciones pág. 20.

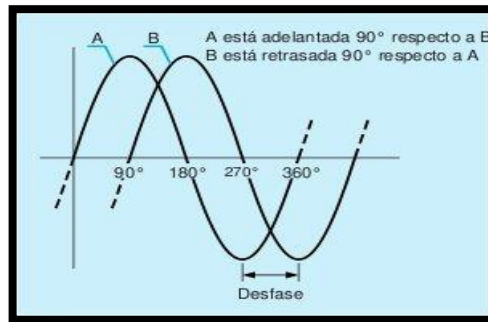


Figura 1.4: Desfase entre dos senoides.
Fuente: Curso de análisis de vibraciones Sinais-España.

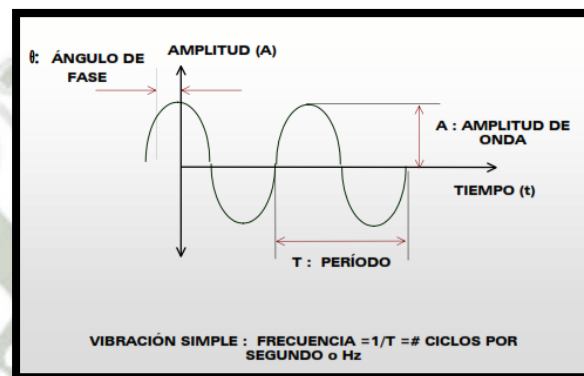


Figura 1.5: Características de la vibración.
Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico (A-MAQ).

1.5. Unidades de medición de las vibraciones

Las mediciones son utilizadas para cuantificar la vibración (ver tabla 1.1).

| Medición | Unidades | Descripción |
|----------------|-----------------------------|--|
| Desplazamiento | Micra p-p, Mils p-p (*) | Movimiento de la máquina o estructura y está relacionado con el esfuerzo. |
| Velocidad | mm/seg, pulg/seg (**) | Rapidez del cambio del desplazando y está relacionado a la fatiga. |
| Aceleración | G's (***) | Está relacionado con las fuerzas presentes en los componentes de la máquina. |

Tabla 1.1. Parámetros de medición.

Fuente: Creación Propia, basado en Vibraciones Básicas de Máquinas, Ronald L. Eshleman.

Dónde:

(*) 1 Mil p-p =0.001 pulgadas pico-pico=25.4 micras pico-pico

(**) 1 pulg/seg =25.4 mm/seg.

(***) 1 G =386.1 pulg/seg²

- Desplazamiento. Es usada a bajas frecuencias (inferiores a 1200 CPM) y está relacionado a los esfuerzos de flexión de sus elementos y se expresa en mils pico a pico, también es comúnmente utilizado para determinar el movimiento relativo entre el eje y su cojinete o entre la carcasa de la máquina y su eje.

Existe la dificultad para medir desplazamientos a altas frecuencias porque son magnitudes tan pequeñas que se confunden con el ruido de la señal.

$$d(t) = D\sin(\omega t)$$

Dónde:

d = desplazamiento instantáneo.

D = desplazamiento máximo o pico.

t = tiempo.

ω =frecuencia.

- Velocidad. Es la rapidez del cambio del desplazamiento, siendo la derivada del desplazamiento con respecto al tiempo y está relacionado a la fatiga del material, la velocidad se utiliza para evaluar la severidad en un rango de frecuencias desde 600 CPM (10 Hz) hasta 60,000 CPM (1,000 Hz).

$$v(t) = \frac{dd}{dt} = \omega D\cos(\omega t)$$

Dónde:

v = velocidad instantánea.

- Aceleración. Es la medida dominante a altas frecuencias (superiores a 60,000 CPM) y está relacionado a las fuerzas presentes en los componentes de la máquina, tales como los engranajes y es utilizado para evaluar la condición de la

máquina cuando la frecuencia excede a 1,000 Hz (60,000 CPM). En este caso actúa de manera contraria al desplazamiento al no poder medir a bajas frecuencias por mostrar señales muy pequeñas.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2d}{dt^2} = -\omega D \sin(\omega t)$$

Dónde:

a = aceleración instantánea.

| |
|---|
| Velocidad = $2\pi fD$ |
| Aceleración = $2\pi fV = (2\pi f)^2 D$ |
| D : Desplazamiento pico (Pulgadas) |
| F : Frecuencia (ciclos/seg) |
| V : Velocidad (Pulg/seg) |
| A : Aceleración (Pulg/seg ²) (1 g = 386.1 Pulg/seg ²) |

Tabla 2.2. Conversión de medidas.

Fuente: *Vibraciones básicas de máquinas – Vibration Institute (Cap. II)*.

En la figura 1.6 se observa que la aceleración y el desplazamiento están desfasados en 180 grados y la velocidad está desfasada de la aceleración y desplazamiento en 90 grados.

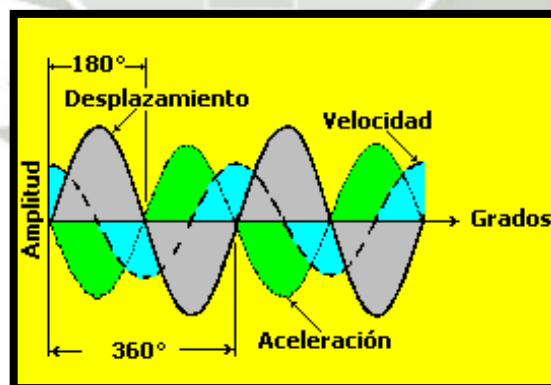


Figura 1.6: Relaciones entre el Desplazamiento, velocidad y aceleración.

Fuente: *Vibraciones básicas de máquinas – Vibration Institute (Cap. II)*.

1.6. Sistema de cuerpo libre

De acuerdo a las características estructurales deducimos que:

- Masa: Peso dividido entre la gravedad.
- Rigidez: Depende de la elasticidad de la compresión.
- Amortiguación: Capacidad de un sistema para disipar a energía vibratoria.

Imaginemos que tenemos una barra con una masa y rigidez propias, a la cual le aplicamos una fuerza de excitación armónica forzada.

$$F = F_o * \text{Sin}(\omega t).$$

A esta fuerza se le opondrán 3 fuerzas propias del sistema FR, FI y FA

Considerando un grado de libertad con amortiguamiento viscoso se tiene:

$$F = FR + FI + FA$$

Donde:

F : Fuerza

FR : Fuerza Rígida = K x (t)

FA : Fuerza Amortiguación = C v(t)

FI : Fuerza Inercial = m*a (t)

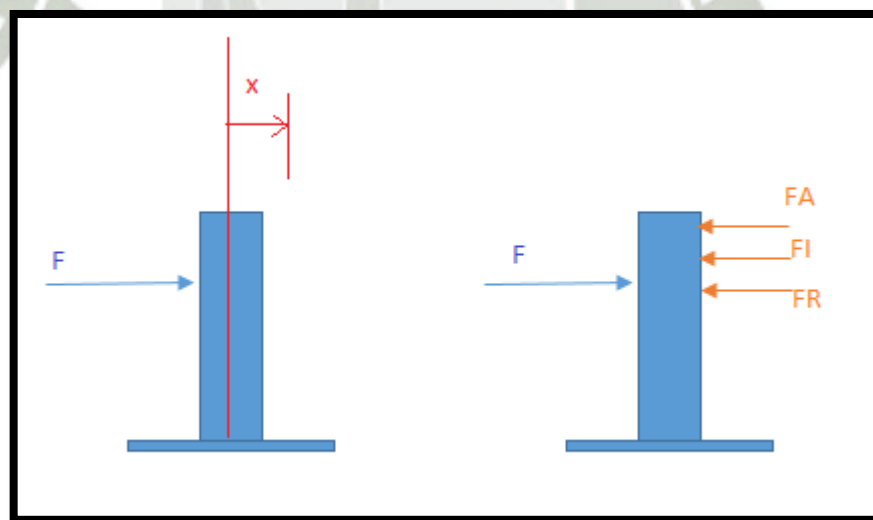


Figura 1.7: Distribución de Fuerzas Cuerpo Libre.
Fuente: Creación Propia.

Considerando un desplazamiento

$$\overrightarrow{x(t)} = x \text{sin}(\omega t)$$

Reemplazamos en la ecuación

$$FR = xK * \sin(\omega t)$$

$$FA = xC\omega * \cos(\omega t)$$

$$FI = -m\omega^2 * \sin(\omega t)$$

- **Fuerza rígida**

La fuerza rígida, es una fuerza que se opone a la fuerza de excitación, dicha fuerza es proporcionada por la geometría del sistema y el tipo de material del que está constituido, $FR = xK * \sin(\omega t)$ donde K es la constante de rigidez y X es la deformación del sistema, debido a la aplicación de la fuerza. Se observa que la amplitud de la fuerza rígida KX es independiente de la velocidad (ω) del rotor.³

- **Fuerza inercial**

La fuerza inercial es la fuerza del movimiento de la masa, $FI = -m\omega^2 * \sin(\omega t)$, donde m es la masa inercial, X es la deformación del sistema y ω la velocidad del rotor (rad/seg). Se observa que la amplitud de la fuerza inercial $m\omega^2$ varía con el cuadrado de la velocidad del rotor y tiene una dirección contraria a la fuerza rígida.⁴

- **Fuerza de amortiguación**

La fuerza de amortiguación es la capacidad de un sistema para disipar energía cinética en otro tipo de energía $FA = xC\omega * \cos(\omega t)$, donde C es la constante de amortiguamiento del sistema. Se observa que la amplitud de la fuerza de amortiguación $CX\omega$ varía en forma proporcional a la velocidad del rotor y tiene una dirección de 90° con respecto a la fuerza rígida.⁵

³ CESAR MIGUEL LOPEZ LAMADRID. Evaluación, rediseño y validación de Estructuras mediante Análisis Vibracional por funciones Avanzadas, pág.9.

⁴ Ibíd.

⁵ Ibíd.

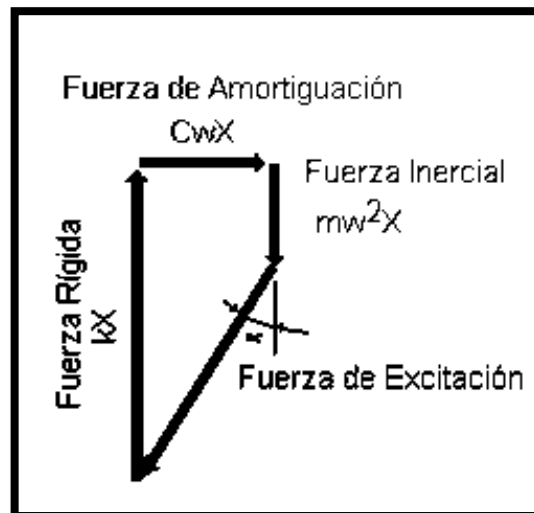


Figura 1.8: Relación entre las Fuerzas FR, FI y FA.

Fuente: Análisis Vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo-ASME (CAP. II).

- **Frecuencia crítica**

Como se observa la fuerza rígida y la fuerza inercial tienen la misma dirección pero diferente sentido; cuando estas fuerzas son iguales, se eliminan y queda el control vibracional en la fuerza de amortiguamiento, en este punto es donde se da el fenómeno de resonancia y es donde se encuentra la frecuencia crítica.

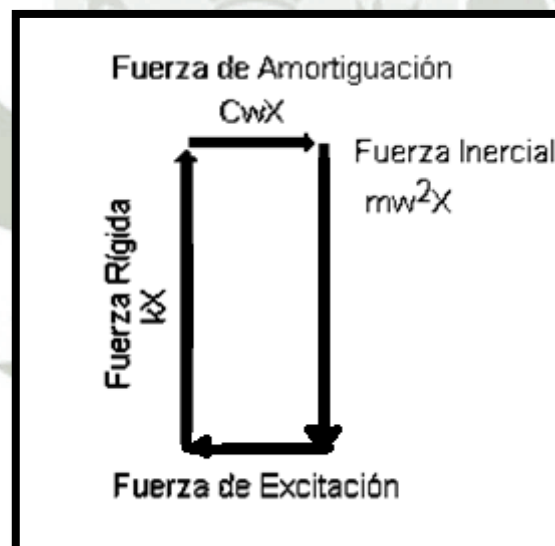


Figura 1.9: Frecuencia Crítica.

Fuente: Creación Propia.

$$F. rigida = F. inercial$$

$$xK * \sin(\omega t) = mx\omega^2 * \sin(\omega t)$$

$$\omega_{crit} = \sqrt{K/m}$$

1.7. Vibración compuesta

Se llama vibración compuesta a la suma de varias vibraciones simples. Este es el caso común que se presentan en las máquinas, ya que la imagen en el dominio del tiempo considera cada vibración simple de cada componente interno de la máquina. Teniendo esto en cuenta, se deduce que la forma de onda de vibración de una máquina no es una señal sinusoidal sino que puede llegar a ser muy compleja. Como se puede ver en la Figura 1.10, dos señales de vibración de diferente frecuencia forman vibración compuesta.

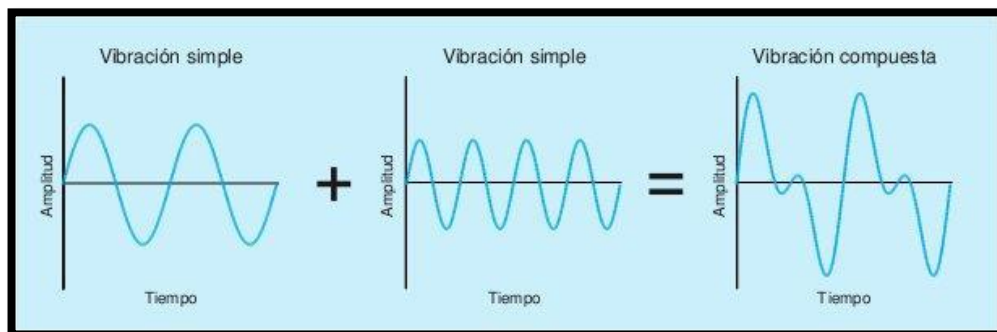


Figura 1.10: Suma de Vibraciones simples en el dominio del tiempo.
Fuente: Curso de Análisis de Vibraciones Sinais-España.

1.8. Análisis de Frecuencia y transformada de Fourier

Por lo visto anteriormente es difícil el análisis de la señales de vibración en el dominio del tiempo, por lo cual es más factible realizar el análisis de las frecuencias, este análisis es llamado análisis de espectro en el dominio de la frecuencia de una señal de vibración.

La gráfica en el dominio del tiempo se llama la forma de onda, y la gráfica en el dominio de la frecuencia se llama el espectro. El análisis del espectro es equivalente al transformar la información de la señal del dominio de tiempo en el dominio de la frecuencia.

Las relaciones siguientes son válidas entre tiempo y frecuencia:

$$Tiempo = \frac{1}{Frecuencia}$$

$$Frecuencia = \frac{1}{Tiempo}$$

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos. Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones (fig.) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo).⁶

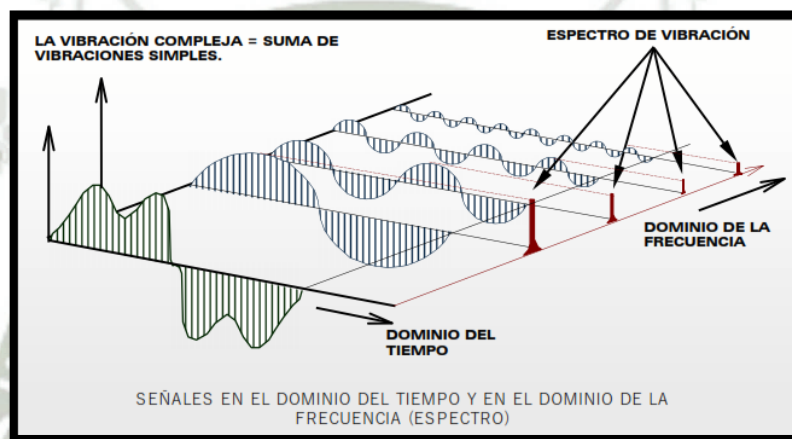


Figura 1.11: Señales en el Dominio del tiempo y Dominio de Frecuencia (espectro).
Fuente: Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico (A-MAQ).

1.9. Valor global

Vibración global es la energía de vibración total medida en un rango de frecuencia. La medición de la vibración " global " de una máquina o componente, un rotor en relación con una máquina, o la estructura de una máquina, y la comparación de la medición global a su valor normal (NORM) indican la salud actual de la máquina. Una mayor lectura de vibración global indica que "algo" está causando la máquina o componente que vibre más.

La vibración es considerada el mejor parámetro de funcionamiento para juzgar condiciones dinámicas a baja frecuencia como el desequilibrio, desalineación, holgura

⁶ SINAIS. Curso Online Análisis Vibracional. ESPAÑA, pág. 13.

mecánica, la resonancia estructural, fundación suave, eje arco, desgaste excesivo o álabes del rotor perdidos.

1.10. Detección de la envolvente

La aceleración envolvente, también llamada Demodulación, Espectro de Pulso de Golpe, o el Espectro de Energía de Pico, es una técnica que nos permitirá detectar problemas mucho antes que sucedan, estando estas en su etapa temprana de falla, es de suma importancia en elementos rodantes principalmente, pero no exclusivamente.

Es común el uso del parámetro de velocidad para cubrir un rango de frecuencias para detectar fallas en la maquinaria y en elementos rodantes de cojinetes. Pero no es muy fácil su análisis ya que estas frecuencias de cojinetes se esconden o confunden con frecuencias propias de la maquinaria y de sus armónicas. Problemas como el desbalance o el desalineamiento pueden esconder un problema en un elemento rodante de un cojinete, a pesar que éste se encuentre en un estado crítico, ya que su amplitud no puede ser muy significativa comparada con otras frecuencias de falla como las descritas anteriormente. A causa de esto es a veces difícil, si no imposible, detectar un cojinete en sus fases iniciales de falla solo analizando un espectro de la velocidad.

Al aparecer un defecto en cualquier elemento de un cojinete, este produce una resonancia la cual se comporta con el mismo principio de una campana. Pero este sonido se produce a muy altas frecuencias, mucho más altas que las frecuencias de falla típicas de rodamientos que se describirán más adelante.

Como se sabe la resonancia de estos componentes de cojinetes dependen de factores como el material, la estructura, la masa, la carga, y en la frecuencia de excitación. Por lo tanto existen muchas frecuencias a la cuales se conoce como “Pajar”. Este pajar al ser a muy alta frecuencia se debe observar en unidades de aceleración. Los pajares ocurren típicamente entre 120.000 CPM y 600.000 CPM pero la frecuencia exacta no es tan importante como el hecho de que están presentes.

La Aceleración Envolvente nos ayuda separar el pajar y distinguir impactos aleatorios como frotación, o un impacto que repite tal como un componente de cojinete o algo como un engranaje que se encuentra en su estado inicial de falla.

1.10.1. Pasos para derivar la Aceleración Envolvente

Como ejemplo para entender cómo funciona la aceleración envolvente, se tomará una falla en la pista exterior BPFO de un rodamiento, pero esta falla se encuentra en un estado que no es crítico sino que se encuentra en su estado inicial de falla, por lo que el defecto es difícil de identificar.

- **Forma de Onda.**

Al tomar mediciones de un cojinete obtendremos una forma de onda en la cual se encontrarán vibraciones a baja y alta frecuencias, donde tendremos la resonancia de los componentes del cojinete, en este caso de la pista exterior en el cojinete, como se puede ver en la Figura 1.12, no se distinguen los picos porque se encuentra combinada las vibraciones de alta frecuencia montadas en las de baja frecuencia.

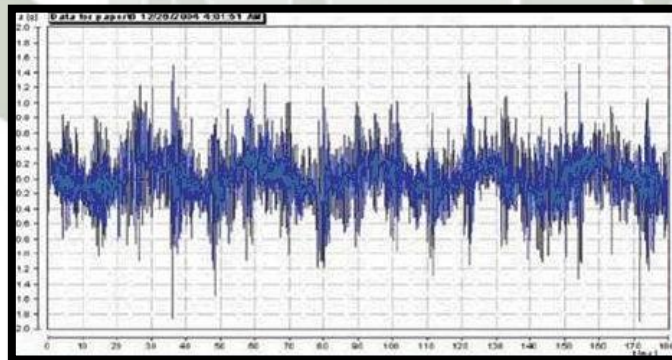


Figura 1.12: Ejemplo de forma de onda.

Fuente: Industrial Maintenance Support (Greg Lee, Ludeca).

- **Aplicando un filtro de paso de banda.**

Para poder distinguir los componentes del pajar, se hace pasar la señal por un filtro de para que las frecuencias que estén dentro del rango sean permitidas por el filtro mientras las otras frecuencias, especialmente debajo del rango, sean filtradas, es importante conocer además que rango se utilizará, ya que la envolvente se usa

también en engranajes pero con otro filtro distinto, en el caso de cojinetes usamos un filtro de 500 Hz a 10 kHz. Los otros rangos se mostrarán en la Tabla 3.7.

Una vez filtrada la onda podemos ver el defecto que se está presentando en el cojinete, como muestra en la Figura 1.13, en la cual se observa un impacto que produce una resonancia cada vez que el elemento rodante pasa por el defecto en la carrera exterior. El filtro elimina vibraciones que no se encuentran en el rango que definimos, por lo cual se ve claramente el impacto que se analizará.

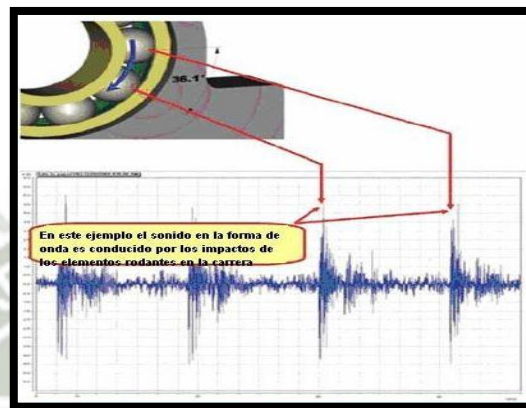


Figura 1.13: Onda, impacto elemento rodante con defecto.
Fuente: Industrial Maintenance Support (Greg Lee, Ludeca).

- **Envolviendo la Forma de Onda.**

Posteriormente la señal es rectificadora, eliminando la porción negativa de la señal como se muestra en la Figura 1.14.

La forma de onda rectificadora es envuelta colocando una huella o línea sobre la forma general de la forma de onda rectificadora (ver la Figura 1.14). Esta línea envolvente ahora es utilizada como una nueva señal. Advierta que los picos y los valles de la forma de onda empatan todavía el espaciamiento entre los elementos rodantes en la superficie de la carrera exterior.

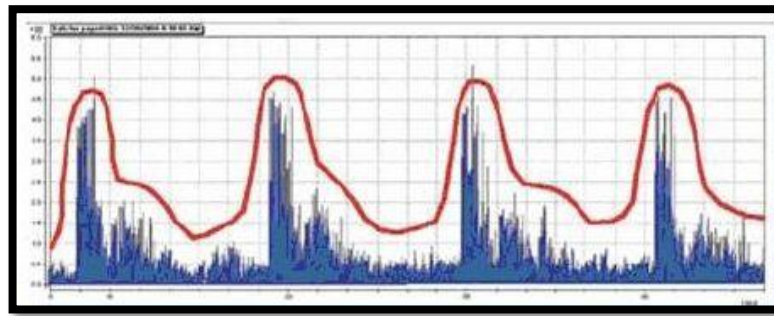


Figura 1.14: Onda, señal rectificadora y envuelta.
Fuente: Industrial Maintenance Support (Greg Lee, Ludeca).

- **Calculando el Nuevo Espectro**

La línea envolvente ahora es utilizada como si fuera una señal verdadera de la vibración. Un espectro es realizado en la señal envolvente (en rojo, Figura 1.14) que revelará las frecuencias de alguna pauta repetitiva en la señal recientemente generada. El defecto del cojinete es casi imposible de distinguir de las otras frecuencias en el espectro de la velocidad (Figura 1.15) pero la pista externa del cojinete y sus múltiplos son claramente visibles en el espectro envuelto (Figura 1.16).⁷



Figura 1.15: Frecuencia rodamiento, en unidad de velocidad.
Fuente: Industrial Maintenance Support (Greg Lee, Ludeca).

⁷ GREG LEE, LUDECA, Industrial Maintenance Support.



Figura 1.16: Frecuencia pista exterior y múltiples, en unidad de velocidad.
Fuente: Industrial Maintenance Support (Greg Lee, Ludeca).

1.10.2. Medidas

Los envoltentes no son restringidos a la aceleración pero pueden ser utilizados también para otro tipo de mediciones. Por ejemplo, el Pulso de Golpe o la señal de Energía de Pico pueden ser envueltos utilizando el mismo proceso del paso de banda que fue utilizado con la forma de onda de aceleración. Si la señal de Pulso de Golpe es manejada por un impacto que ocurre en un intervalo regular de la frecuencia, aparecerá en la frecuencia del impacto que maneja en el Espectro Envuelto. Otras unidades tales como la Velocidad también pueden ser envueltas utilizando la misma técnica. La unidad de la envoltente se utiliza Ge.⁸

1.11. Toma de datos

1.11.1. Selección de medida.

Las vibraciones pueden obtenerse por tres medidas diferentes: desplazamiento, velocidad y aceleración.

⁸ *Ibíd.*

| Medición | Rango de frecuencias | Parámetro físico asociado | Aplicación |
|-------------------------|----------------------|---------------------------|---------------------------------|
| Desplazamiento relativo | 0-60,000 CPM | Esfuerzo y movimiento | Movimiento entre caras del eje |
| Desplazamiento absoluto | 0- 600 CPM | Esfuerzo y movimiento | Movimiento estructural |
| Velocidad | 600 – 60,000 CPM | Energía y fatiga | Condición general de la máquina |
| Aceleración | 60,000 – 600,000 CPM | Fuerza | Condición general de la máquina |

Tabla 1.3: Selección de medida.

Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. II).

1.11.2. Transductores de vibración.

Un transductor es el dispositivo encargado de tomar las señales de vibración que se desea tomar, el funcionamiento de un transductor se basa en la generación de una señal eléctrica que es proporcional al movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal, y debería producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias que interesan.

Los tipos diferentes de transductores responden a parámetros diferentes de la fuente de vibración, como se puede apreciar en la tabla siguiente.

| Nombre | Sensible a |
|----------------------|----------------|
| Sensor de Proximidad | Desplazamiento |
| Sensor de Velocidad | Velocidad |
| Acelerómetro | Aceleración |

Tabla 1.4: Tipos de Transductores.

Fuente: Creación Propia.

Los sensores se seleccionan basándose en los siguientes parámetros:

- Sensibilidad, constante de respuesta en mV/mil, mV/ (pulg/seg) o mV/g;
Es el factor de conversión de la señal eléctrica a unidades de vibración.

Cuando mayor es el voltaje de salida por unidad de medición mayor será la sensibilidad del transductor.

- Tamaño del sensor.
- Medida seleccionada, (desplazamiento, velocidad, aceleración).
- Frecuencia de respuesta, es la capacidad de reproducir la magnitud de vibración dentro del rango de frecuencias.
- Velocidad de la máquina.
- Magnitud de la señal.

1.11.3. Tipos de transductores

- Captadores de Proximidad o de No Contacto. Llamados también transductores de corriente de Eddy y miden el desplazamiento relativo estático y dinámico del eje con respecto al alojamiento de cojinetes, se utilizan como monitores de vibración (protección) en rotores livianos instalados en carcasas robustas tales como turbinas, compresores, etc. Este dispositivo genera un campo magnético, el eje al acercarse a la bobina reduce la potencia de la señal. Cuando el eje se mueve, la señal eléctrica cambia proporcionalmente al movimiento (mV/mil), el sensor de señales produce una tensión de corriente alterna proporcional a la vibración y una señal de corriente continua proporcional a la separación o “gap”.⁹



*Figura 1.17: Transductor de proximidad.
Fuente: Directindustry.*

⁹ RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas, pág. 2.4.

- Transductores de Velocidad. Estos sensores son auto excitados o sea que no requieren suministro de energía para trabajar, se llaman también sensores sísmicos porque interiormente tiene una bobina suspendida con dos resortes dentro de un campo magnético fijo, al existir movimiento relativo entre el imán permanente y la bobina se genera una señal eléctrica que responde directamente a la velocidad de la vibración y son utilizados para medir las vibraciones en los alojamientos de los cojinetes en el rango de frecuencias de 10 hasta 2,000 Hz. Un transductor de velocidad típico genera 500 mV/pulg/seg, excepto para frecuencias inferiores a 10 Hz.¹⁰

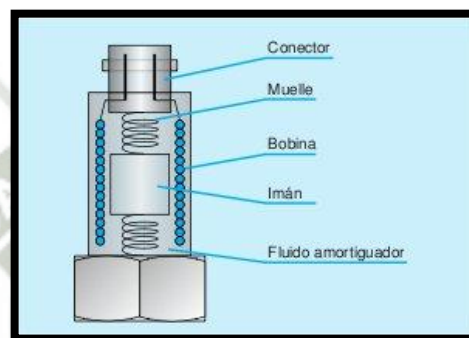


Figura 1.18: Transductor de velocidad.

Fuente: Curso de Análisis de Vibraciones Sinais-España.

- Acelerómetros. Son sensores utilizados para medir los niveles de vibración en carcasas y alojamientos de cojinetes, son los sensores más usados. Consiste en una pequeña masa montada sobre cristales piezoeléctricos que producen pequeñas señales eléctricas proporcionales a la aceleración cuando hay una fuerza aplicada. Para poder medir la pequeña señal eléctrica generada por los cristales piezoeléctricos los acelerómetros tienen incorporados amplificadores electrónicos de alta ganancia, por ejemplo el acelerómetro IRD 970 tiene una sensibilidad de 50 mV/g.

El tamaño de un acelerómetro es proporcional a su sensibilidad: Un acelerómetro, tan pequeño como un borrador de lápiz tiene una

¹⁰ RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas, pág. 2.6.

sensibilidad de 5 mV/g y una respuesta plana hasta 25 kHz. Un acelerómetro de 1,000 mV/g que es utilizado para mediciones a bajas frecuencias, puede ser tan grande como un transductor de velocidad y tener una respuesta plana hasta 1,000 Hz. El analista debe tener cuidado de las características de cada acelerómetro antes de utilizarlos.

Si se desea medir velocidad de vibración, la señal es usualmente integrada antes de ser registrada o analizada; el ruido del cable, la longitud del cable y la sensibilidad por temperatura del acelerómetro deben ser evaluadas cuidadosamente.¹¹

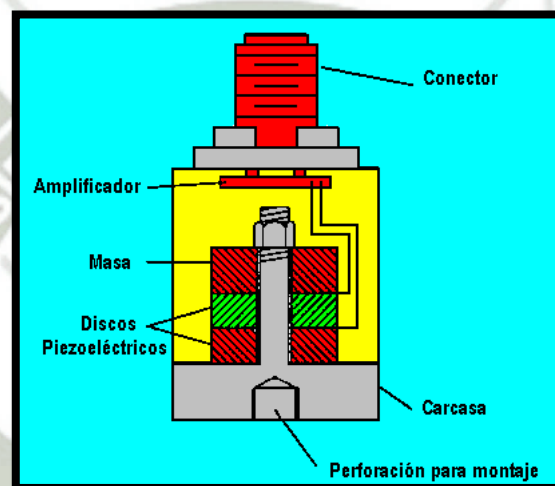


Figura 1.19: Transductor de aceleración.

Fuente: *Análisis Vibracional en Equipos rotativos y Mantenimiento predictivos—ASME (Cap II)*.

1.11.4. Montaje y ubicación de los sensores

El método utilizado para montar el transductor de vibración, afecta a la curva de respuesta del sensor, porque la frecuencia natural del acelerómetro disminuye dependiendo del método de montaje empleado. Por lo tanto se debe tener en consideración este factor para la selección de transductor debido al rango de frecuencias que se desea medir. (Ver tabla 1.5).

¹¹ RONALD L. ESHLEMAN PH. D. *Vibraciones Básicas de Maquinas*, pág. 2.7.

| Método de Montaje | Límite de Frecuencias CPM |
|---------------------|---------------------------|
| Sonda de 9 pulgadas | 30,000 |
| Magnético | 120,000 |
| Pegamento epóxico | 150,000 a 240,000 |
| Cera de abejas | 300,000 |
| Espárrago | 360,000 a 600,000 |

Tabla 1.5: Límite de Frecuencias para Métodos de Montaje.
Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. II).

La clave de una buena medida es de ubicar los sensores lo más cerca posible a los apoyos, los que son los que reciben toda la información de vibraciones que queremos medir, es importante que se mida en dirección de la carga a la cual está sometida, también considerar que se debe evitar planchas, empaquetaduras, etc., ya que por este motivo las medidas no serán reales y darán un mal diagnóstico. Las posiciones horizontal y vertical a la línea central del cojinete son utilizadas para sensar las vibraciones causadas por fuerzas radiales tal como el desbalance, la posición axial es utilizada para sensar las vibraciones causadas por fuerzas axiales como eje doblado.

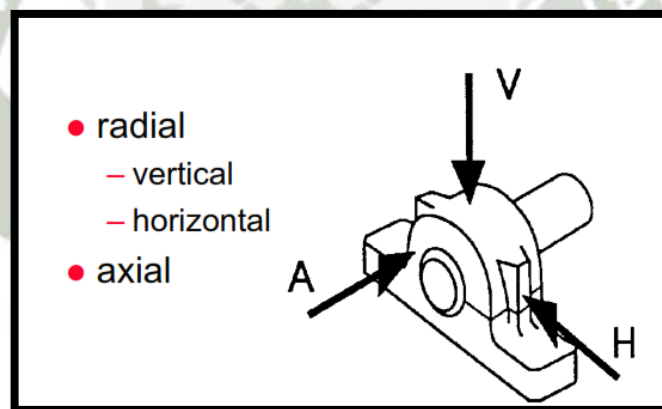


Figura 1.20: Ubicación de sensores para la medición.
Fuente: Análisis Vibracional en Equipos rotativos y Mantenimiento predictivos-ASME (Cap II).

Si los rodamientos son radiales las lecturas de vibración deben ser radiales y si son de contacto angular la lectura debe ser axial, siempre se debe considerar el lado de carga del rodamiento.

1.11.5. Rango de frecuencias

Un transductor se debe seleccionar en base del rango de frecuencia que se desea medir, así mismo el rango debe mostrar con claridad la muestra que el inspector desea analizar. Se debe tener en consideración para tener un buen rango de frecuencias la resolución que se obtendrá por el rango escogido; si seleccionamos un rango bastante amplio entonces nuestra resolución será reducida a un punto que no se podrá distinguir frecuencias muy cercanas; en otro caso si el rango es muy pequeño podría ser necesario que necesitemos varias tomas con rangos distintos para cubrir todo el rango que necesitamos analizar.

Una óptima configuración permite la suficiente resolución para analizar la frecuencia a la velocidad de operación y sus bandas vecinas, también el rango de frecuencias elevadas para rodamientos y engranajes, para la selección inicial de un rango de frecuencias es de gran ayuda apoyarse en la siguiente Tabla 1.6.

| Componente | Frecuencias Máxima |
|------------------------------|--------------------|
| Vibraciones del eje | 10 x RPM |
| Cajas de engranajes | 3 x GM |
| Elementos de los rodamientos | 10 x BPF1 |
| Bombas | 3 x VP |
| Motores y Generadores | 3 x 2 LF |
| Ventiladores | 3 x BP |
| Cojinetes planos | 10 x RPM |

*Tabla 1.6: Rango de Frecuencia dependiendo de la medición a realizar.
Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. II).*

1.12. Colectores de datos

Los Colectores de datos electrónicos adquieren y almacenan parámetros de vibración tales como; la vibración total, la vibración total en un rango de frecuencias, espectro, forma de onda, órbitas, diagramas de cascada, mediciones de alta frecuencia y detección de espectros de envolventes.

Los colectores tienen incorporados el algoritmo FFT y con una buena resolución. Las cantidades típicas de líneas que tienen los colectores son; 100, 200, 400, 800, 1,600, 3,200

y 6,400. El incremento del número de líneas proporciona un zoom válido, esta expansión es requerida para ver los datos cercanos espaciados en la pantalla del computador, aunque el tiempo de adquisición también será mayor.

1.13. Muestreo de datos

El analizador FFT se presenta en líneas (bins), las frecuencias entre dichas líneas no pueden ser distinguidas.

La frecuencia más baja distinguible es la que fija el tiempo de adquisición de datos.

En la figura 1.21. Se presentan las muestras transformadas igualmente espaciadas en un espectro de N líneas o bins y termina en la frecuencia máxima solicitada, cada bin o línea tiene una frecuencia f que es igual a $1/T_s$, donde T_s bin es el tiempo que demora una muestra y la $F_{MAX} = N \times f = N / T$, ninguna frecuencia inferior a $f_{bin} = 1/T_s$, puede determinarse porque la información que hay en la memoria del analizador es incompleta. El espectro puede tener N bins (líneas) usualmente de 100 hasta 6400 y dependen del número de muestras recolectadas por el analizador o colector de datos.¹²

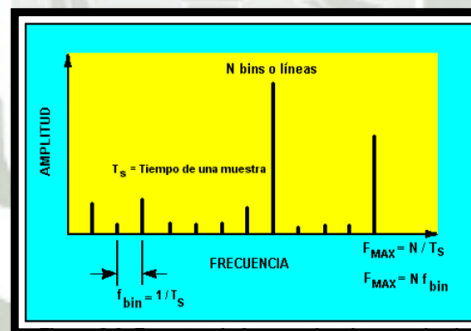


Figura 1.21: Muestras en Rango de Frecuencias.

Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. III).

¹² RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas, pág. 3.6.

1.14. Ventanas

1.14.1. Fugas

El analizador FFT después de tomar muestras, lleva a cabo el cálculo en este "lote" de muestras y enseña el espectro resultante. Si una forma de onda senoidal está pasando a través del nivel cero, al principio y al final de la grabación de tiempo, el espectro FFT resultante consistirá de una sola línea con la amplitud y la frecuencia correcta. Si por otra parte, el nivel de la señal no está en cero, en ambas partes de la grabación de tiempo, la forma de onda será truncada y eso provocará una discontinuidad en la señal de la que se tomó muestras. A este se le dio el nombre de fugas. Es como si la energía en la señal se "fuga" desde su ubicación correcta hacia las líneas vecinas.

1.14.2. Ventana

Para reducir este fenómeno de fugas, se utiliza la función llamada Ventana, la cual se encarga que la señal medida comience en cero y termine en cero durante la adquisición de la muestra. La Ventana funciona multiplicando los datos tomados por la función ventana que se seleccionó.

- La ventana Hanning, tiene la forma de un ciclo de una onda cosenoidal, a la que se agrega 1 para que así siempre sea positivo obligando a la señal que sus extremidades vayan a cero, aunque agrega una distorsión en la forma de onda. La ventana Hanning siempre se debe usar con señales continuas y nunca se debe usar con transientes. La razón es que la forma del transiente será distorsionada por la forma de la ventana, y la frecuencia y el contenido de un transiente están íntimamente conectados con su forma.¹³

¹³ GLEN WHITE. Introducción al Análisis de Vibraciones, pág. 66.

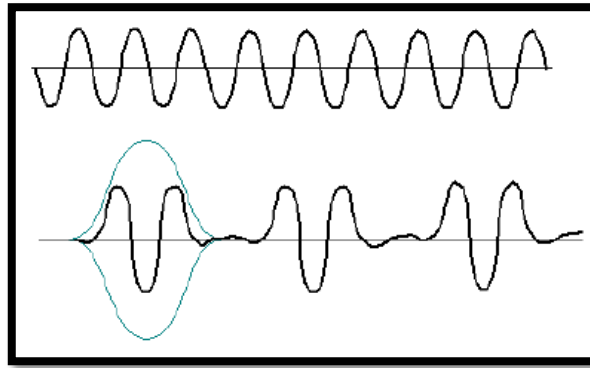


Figura 1.22: Ventana Hanning.

Fuente: Introducción al análisis de Vibraciones-AZIMA DLI.

- La ventana uniforme o Rectangular, (función self-windowing) son usadas para datos transientes, son utilizados para medir la respuesta en las pruebas de impacto salvo que los datos lleguen a cero dentro de la prueba, por esta razón doble golpe dentro del tiempo de la adquisición de datos no son recomendados.¹⁴
- La ventana Flat Top, Una ventana con una banda de paso más plana reduce las diferencias en amplitud entre las muestras minimizando el error en amplitud. Recomendada para líneas discretas espectrales y evolución de condición.

| Ventana (Window) | Propósito | Error estimado en la Amplitud | Factor de Ventana (WF) |
|------------------|---|-------------------------------|------------------------|
| Uniforme | Pruebas de impacto | 56.5% | 1 |
| Hanning | Monitoreo de las vibraciones | 18.8% | 1.5 |
| Flat Top | Medición exacta de la amplitud de vibración | 1% | 3.8 |

Tabla 1.7: Ventanas, propósito y factor de Ventana.

Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. III).

1.15. Promediados

Los analizadores FFT pueden usar varios modos de promediado, son usados para mejorar los datos en la forma de onda y el espectro. Los promediados recomendados según la Frecuencia Máxima.

¹⁴ RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas, pág. 3.9.

| Rango (CPM) | Números de Promedios |
|-------------|----------------------|
| <12000 | 2 a 3 |
| 12000-60000 | 4 a 8 |
| > 60000 | > 8 |

Tabla 1.8: Promedios recomendados según Rango de Frecuencias.
Fuente: Creación Propia.

Los modos de promediado son:

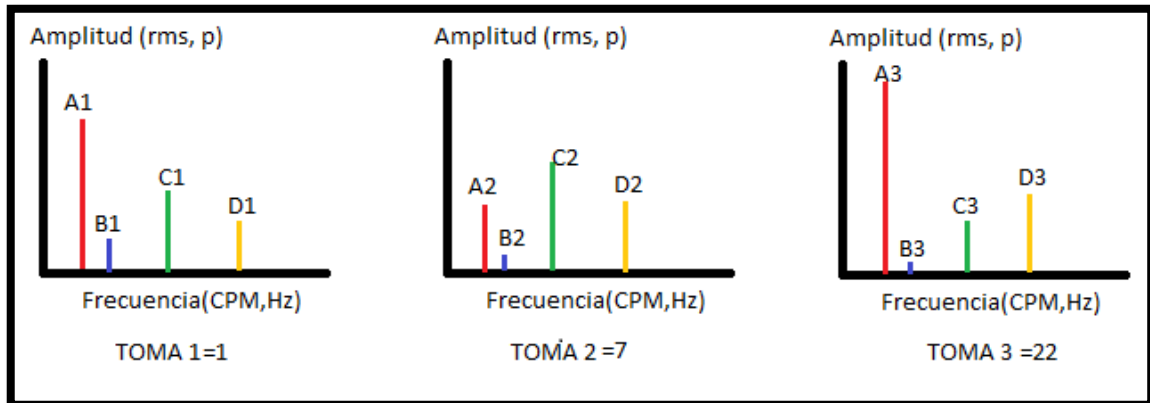


Figura 1.23: Toma de datos para un mismo proceso.

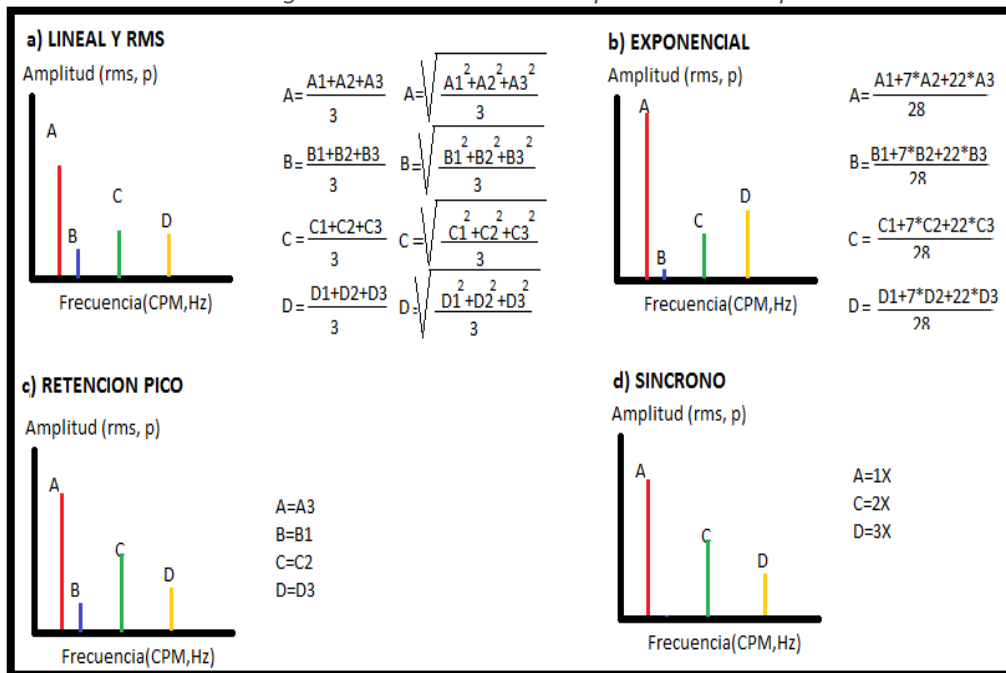


Figura 1.24: Modos de promedios Dominio Frecuencia.
Fuente: Creación Propia.

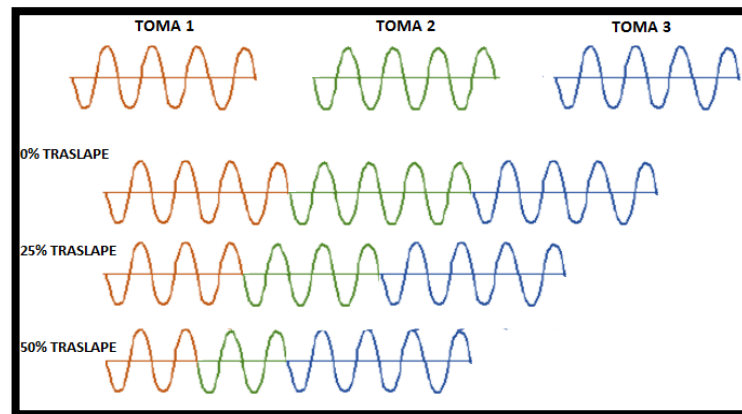


Figura 1.25: Traslape Dominio Tiempo.
Fuente: Creación Propia.

1.16. Resolución

Permite identificar dos frecuencias que son muy cercanas sin que una de ellas se sobreponga a otra y no puedan ser visibles para poder ser analizadas. Tener en cuenta las siguientes fórmulas para definir la resolución adecuada para la configuración de puntos que se realizara en los siguientes capítulos:

$$\text{Resolución} = \frac{2 * \text{Rango de Frecuencias} * (\text{Factor de ventana})}{\text{Número de líneas}}$$

$$\text{T tiempo de recolección de datos} = T_{max} = \frac{60 * \text{Números de líneas}}{\text{Rango de frecuencias}}$$

$$\text{T tiempo traslape} = T_{max} + [(1 - \text{traslape})(T_{max})(\#promedios - 1)]$$

Capítulo 2

Diseño Del Módulo De Análisis Vibracional

2.1. Descripción del módulo

En la industria es cada vez más requerida la implementación de mantenimiento predictivo para poder reducir costos y paradas que pueden ser perjudiciales a corto y largo plazo para las empresas, el módulo tiene un fin académico más que funcional, en el probaremos los problemas más comunes que afectan los componentes de las maquinas industriales y que pueden ser diagnosticadas y analizadas por el mantenimiento predictivo, en este caso específicamente con el análisis vibracional.

El módulo se basará en un molino de granos de maíz que se utilizan en la gran mayoría empresas que se dedican a este tipo de trabajos, como se resaltó anteriormente el módulo es principalmente para poder demostrar diferentes situaciones y saber cómo resolverlos, además de esto se someterá el módulo a un ODS para determinar frecuencias naturales y otras propiedades del sistema que son importantes para su estudio.

2.2. Diseño Módulo

2.2.1. Selección del motor eléctrico

Por motivos de comodidad de peso y traslado del módulo el motor que se utilizará no será de gran potencia, ya que como se sabe mientras más potencia el motor es más grande por lo general, la selección también se basa en el hecho no requerimos una carga considerable, los elementos que ejercerán resistencia al motor son el disco de desbalance (molino), martillos y la masa de desbalance, por lo que el motor debe tener una potencia baja y alcanzar altas velocidades para tener una variación de amplitud de vibración notable, ya que esta depende de la velocidad como se vio en la base teórica descrita anteriormente; es decir, un motor eléctrico monofásico que alcance 1750 RPM como velocidad de placa.

La marca seleccionada es KAZO, el motor seleccionado tiene las siguientes características:

| | |
|-------------|---------------|
| Marca | KAZO |
| Modelo | KMC1-100L-4 |
| Potencia | 2 HP = 1.5 kW |
| Masa | 15 kg |
| Voltaje | 220 V |
| Corriente | 12.4 A |
| Rodamientos | 6306 - 6206 |

Tabla 2.1: Características del Motor seleccionado.
Fuente: Creación Propia.

2.2.2. Diseño de disco de desbalance

El propósito del disco es que se pueda colocar los martillos en él, como es más difícil de colocar o retirar masas en los martillos entonces se diseñará el disco en el cual se pueda colocar las masas de prueba y corrección para poder realizar las pruebas de desbalance que se verá en el Capítulo 3. Este se representa con un molino compuesto de 2 discos y 8 álabes o martillos. El disco como los demás diseños estarán en el Anexo G.

El disco accionado por el motor debe presentar un agujero donde se pueda introducir al eje del motor, además contará con 8 agujeros a cada 30° de 5 (6.35) mm (1/4”) y estos con radio de 60 mm (2.5”) al centro del disco, para poder colocar masas y generar fuerza de desbalance controlada.

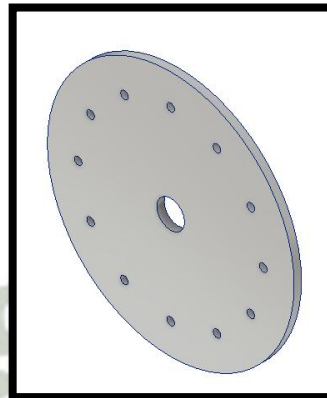


Figura 2.1: Disco de desbalance.
Fuente: Creación Propia.

2.2.3. Cálculo de los pernos soportes del motor.

El motor esta ensamblado a la estructura soporte mediante 4 pernos de 9.53 mm (3/8”) grado SAE 2; estos se seleccionaron por encontrarse en el mercado a disposición, además que estos pernos soportan cargas mayores a las que estarán sometidos. Los cálculos de selección de los pernos de fijación del motor se presentan a continuación:

| Características | |
|---------------------------------|---|
| N: Número de hilos | 24 hilos |
| At: Área de esfuerzo a tracción | 0.0878 plg ² = 56.65 mm ² |
| Ar: Área al diámetro menor | 0.0809 plg ² = 52.19 mm ² |
| Sp: Resistencia a la prueba | 55 Kpsi =379.2 MPa |
| St: Resistencia a la tensión | 74 Kpsi = 510.2Mpa |
| Sf: Resistencia a la fluencia | 57 Kpsi= 393 Mpa |

Tabla 2.2: Características pernos seleccionado.
Fuente: Creación Propia.

Comprobación de cargas sobre pernos pretensados:

$$F_p = \frac{k_s * n * \mu}{F_s} * F_{pr}$$

Donde:

k_s = Constante de holgura = 1; para agujeros con holguras nominales estándar.

μ = Coeficiente de fricción = 0.2; para superficies sin tratar o galvanizadas.

n = Número de pernos = 4.

F_s : Factor de seguridad = 1.5.

F_p : Fuerza que pueda resistir los pernos.

F_{pr} : Fuerza de pretensado.

$$F_{pr} = 0.7 * S_t * A_t$$

$$F_{pr} = 0.7 * 74 \text{ kpsi} * 56.65 \text{ mm}^2 * \frac{6.89}{9.81}$$

$$F_{pr} = 2061 \text{ Kg}$$

$$F_p = \frac{k_s * n * \mu}{F_s} * F_{pr}$$

$$F_p = \frac{1 * 4 * 0.2}{1.5} * 2061$$

$$F_p = 1099.2 \text{ kg}$$

Por lo tanto los 4 pernos soportan una carga de 1099.2 kg por lo que no fallarán si no se sobrepasa esta carga.

2.2.4. Diseño del Eje

2.2.4.1. Selección del Material

Se ha decidido seleccionar un acero SAE/AISI 4140 en frío por su adecuada resistencia y dureza, las propiedades mecánicas del material son:

| AISI/SAE | Módulo de elasticidad (E) | Módulo de rigidez (G) | Resistencia de fluencia en tracción S_y | Esfuerzo último en tracción (S_u) | Elongación (2 in) | Dureza Brinell |
|----------|---------------------------|-----------------------|---|---------------------------------------|-------------------|----------------|
| Unidades | GPa | GPa | MPa | MPa | % | HB |
| 4140 | 200 | 80.8 | 1150 | 1250 | 13 | 370 |

Tabla 2.3: Propiedades del acero SAE 4140.
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley- Mischke.

2.2.4.2. Determinación del diámetro y longitud del eje

La ecuación del código ASME es utilizada para el cálculo de árboles o ejes sometidos a flexión y torsión, especialmente cuando se genere una concentración de esfuerzos al existir un chavetero. Para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, está dada por:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma_s} \sqrt{K_b M_b^2 + (K_t M_t)^2}$$

Donde:

d = Diámetro (m).

σ_s = Esfuerzo Permisible (Pa).

K_b = Coeficiente combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

K_t = Coeficiente combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

M_b = Momento flector (N.m).

M_t = Momento de torsión (N.m).

Los valores de K_b y K_t se representan en la siguiente tabla en función de la forma de actuación de la carga aplicada al eje:

| | K_b | K_t |
|---------------------------------|-----------|-----------|
| Carga aplicada gradual | 1,5 | 1 |
| Carga repentina (choque menor) | 1,5 – 2,0 | 1,0 – 1,5 |
| Carga repentina (choque fuerte) | 2,0 – 3,0 | 1,5 – 3,0 |

Tabla 2.4: Valores de carga en el eje.
Fuente: Diseño de ejes Norma ASME.

El código ASME específico para ejes de acero comprados con especificaciones definidas.

Donde:

$\sigma_s = 30\%$ del límite elástico (Esfuerzo de Fluencia del material), para ejes sin cuñero.

Al tener el eje con chavetero, el esfuerzo permisible se puede calcular como:

$$\sigma_s = \begin{cases} 0.23\sigma_f \\ 0.14\sigma_r \end{cases}$$

Donde:

$\sigma_f =$ Esfuerzo de Fluencia del material [Pa]

$\sigma_r =$ Esfuerzo de ruptura del material [Pa]

Al realizar los cálculos del esfuerzo permisible, se elige el menor valor obtenido para remplazarlo en la ecuación del código ASME.

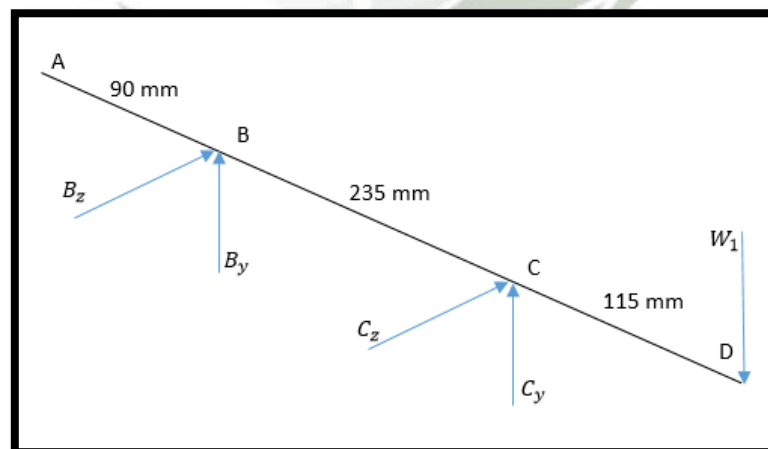


Figura 2.2: Esquema del eje.
Fuente: Creación Propia.

El torque que se genera en el eje es:

$M_T = T_{arranque}$, momento de torsión máximo (se toma en relación al momento de torsión nominal $T_{nominal}$ [N· m]).

Teniendo en cuenta que:

$$P = T * w = \frac{T * N}{\frac{60}{2\pi}}$$

$$T = \frac{P * \frac{30}{\pi}}{N}$$

$$T = \frac{1500 * \frac{30}{\pi}}{1750}$$

$$T = 8.19 \text{ N.m}$$

$$M_T = T_{arranque} = 2.2 * T_{nominal}$$

$$M_T = 2.2 * 8.19$$

$$M_T = 18.018 \text{ N.m}$$

$W_1 =$ Peso estimado del molino [N].

$$W_1 = 4 \text{ kg} \cong 39.24 \text{ N.}$$

- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.

- Plano X-Y

El eje presenta la carga de los discos de desbalance y de los martillos, como se muestra a continuación:

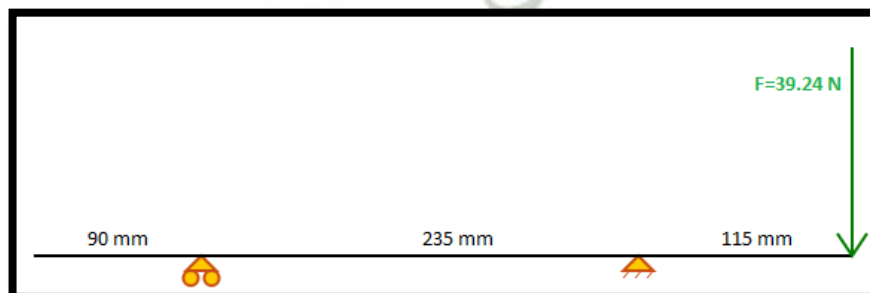


Figura 2.3: Diagrama de distribución de cargas.
Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

Se calcula el momento máximo que se puede presentar en el diseño:

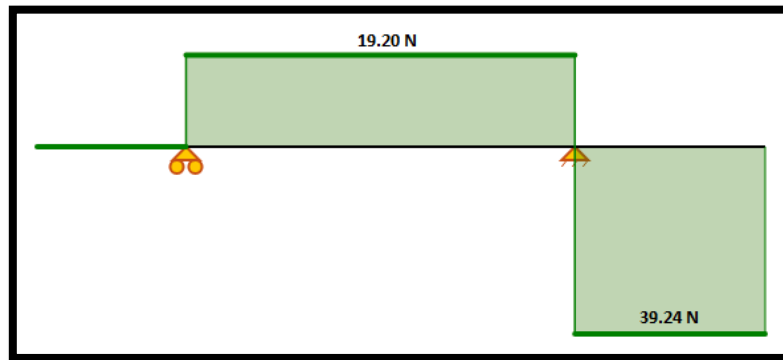


Figura 2.4: Diagrama de esfuerzo cortante del eje.
Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

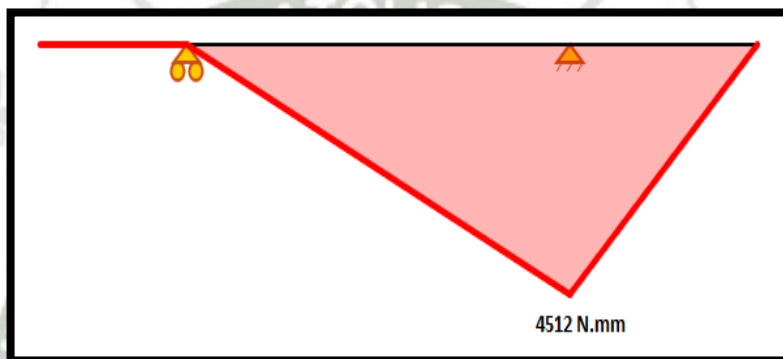


Figura 2.5: Diagrama de esfuerzo flector del eje.
Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

El momento máximo obtenido es $4512 \text{ N.mm} = 4.512 \text{ N.m}$

Deflexión:

$$\delta = \frac{0.0605}{EI}$$

Al utilizar la ecuación del código ASME, se requiere conocer previamente los coeficientes de carga del eje y el material:

$$K_b = 1.5$$

$$K_t = 1.5$$

$$\sigma_s = \{0.3 * 1150 = 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s = \begin{cases} 0.23 * 1150 = 265 \text{ MPa} \\ 0.14 * 1250 = 175 \text{ MPa} \end{cases}$$

Se elige el menor:

$$\sigma_s = 175 \text{ MPa}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma_s} \sqrt{K_b M_b^2 + (K_t M_t)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 175 * 10^6} \sqrt{(1.5 * 4.512)^2 + (1.5 * 18.018)^2}$$

$$d = 9.32 \text{ mm}$$

Se selecciona un eje de diámetro de 1" (25.4 mm) que corresponde a una medida comercial y para soportar las cargas en los extremos.

A continuación se muestra la configuración del eje a diseñar.

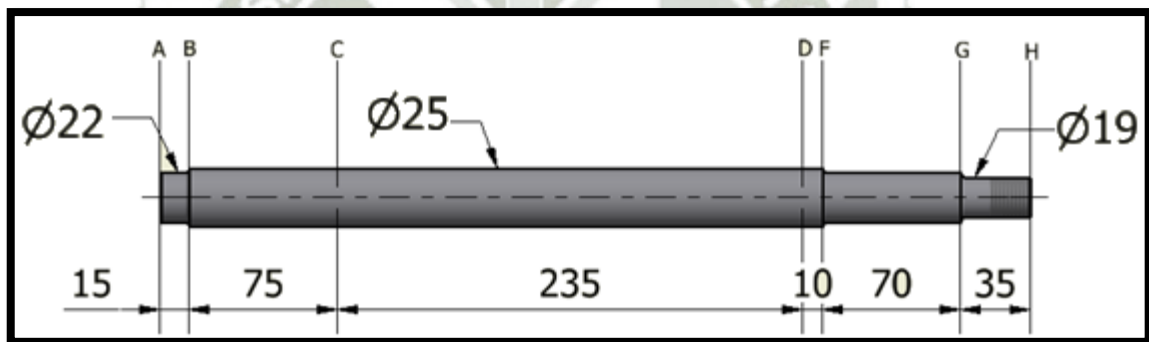


Figura 2.6: Dimensiones del eje.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

Se tienen tres dimensiones de diámetros:

D1=22mm.

D2=25mm.

D3=19mm.

En la sección AB se encontrará ubicado el acople flexible, en las secciones C y D se ubicaran los rodamientos, y en la sección GH se ubicaran los discos, martillos del molino y una tuerca de $\frac{3}{4}$ " que impedirá el movimiento axial de los componentes del molino.

Para el cálculo de Deflexión:

El código ASME nos da una valor de deflexión máxima de 0.005 in= 0.0127 cm.

$$I = \frac{1}{4} * \pi * r^4$$

$$I = \frac{1}{4} * \pi * \left(\frac{2.5}{2}\right)^4 = 1.92 \text{ cm}^4$$

$$\delta = \frac{0.0605}{EI}$$

$$\delta = \frac{0.0605}{20 * 10^6 * 1.92} = 1.58 * 10^{-9} \text{ mm} < 0.127 \text{ mm}$$

2.2.5. Cálculo de los pesos de los componentes del molino.

Se realiza un nuevo cálculo con los pesos reales del molino.

Las fuerzas ejercidas por el peso del molino que contiene los siguientes componentes, será:

- Martillos.
- Disco de desbalance.
- Disco de apoyo.
- Separador.

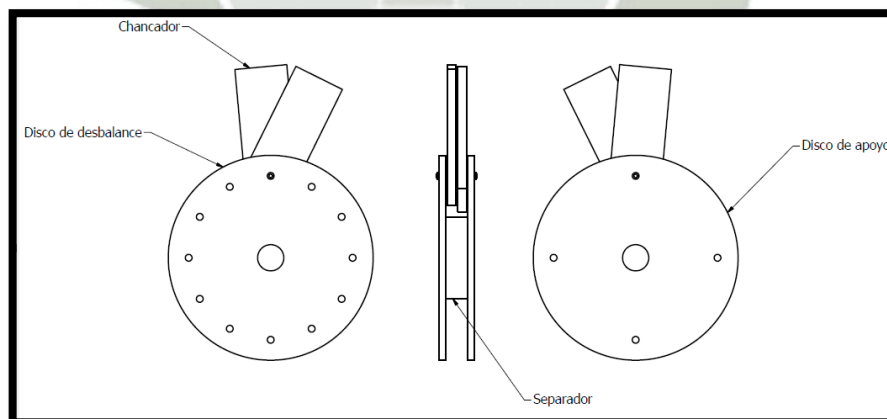


Figura 2.7: Componentes del Molino.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

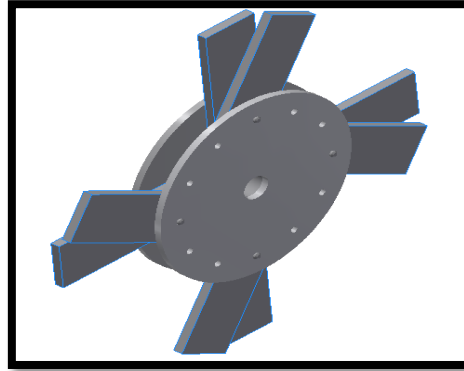


Figura 2.8: Vista Isométrica del Molino.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

Como se aprecia en las imágenes, el molino consta de 2 discos, 1 separador y 8 martillos, a continuación se calcula la fuerza ejercida por el material A36.

$$F_W = F_{W1} + F_{W2}$$

Donde:

F_W : Peso total del molino.

F_{W1} : Peso de los discos y separador.

F_{W2} : Peso de los martillos y pernos.

Material de los disco acero A-36.

Densidad del acero $\rho = 7800 \frac{kg}{m^3}$.

Se procede a calcular las masas correspondientes:

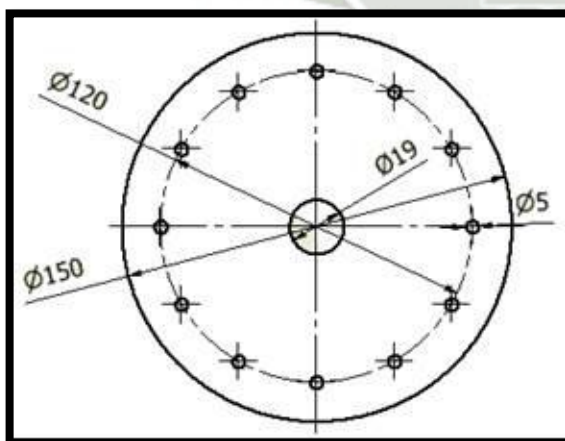


Figura 2.9: Disco de desbalance.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk

- Cálculo de la masa del disco de desbalance:

$$m_{DD} = V_{DD} * \rho_{DD}$$

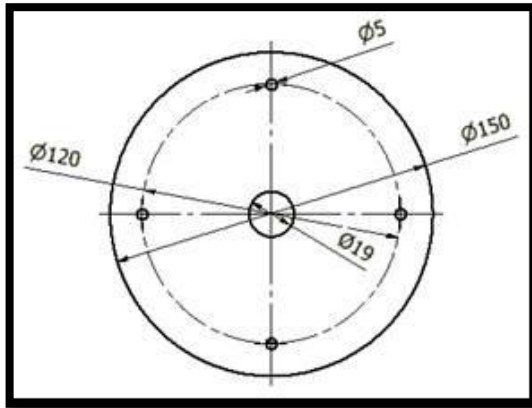
$$m_{DD} = \frac{\pi * (d_1^2 - d_2^2 - d_3^2) * e}{4} * \rho_{DD}$$

$$m_{DD}$$

$$= \frac{\pi(0.15^2 - 0.019^2 - 12 * 0.005^2)m^2(0.005)}{4}$$

$$* 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{DD} = 0.66 Kg$$



- Cálculo de la masa del disco de apoyo:

$$m_{DA} = V_{DA} * \rho_{DD}$$

$$m_{DA} = \frac{\pi * (d_1^2 - d_2^2 - d_3^2) * e}{4} * \rho_{DD}$$

$$m_{DA}$$

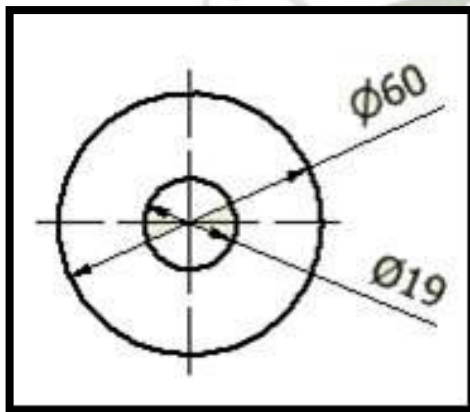
$$= \frac{\pi(0.15^2 - 0.019^2 - 4 * 0.005^2)m^2(0.005)}{4}$$

$$* 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{DA} = 0.68 Kg$$

Figura 2.10: Disco de apoyo.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk



-Cálculo de la masa del separador:

$$m_S = V_S * \rho_{DD}$$

$$m_S = \frac{\pi * (d_1^2 - d_2^2) * e}{4} * \rho_{DD}$$

$$m_S = \frac{\pi(0.06^2 - 0.019^2)m^2(0.016)}{4} * 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_S = 0.28 Kg$$

Figura 2.10: Separador.

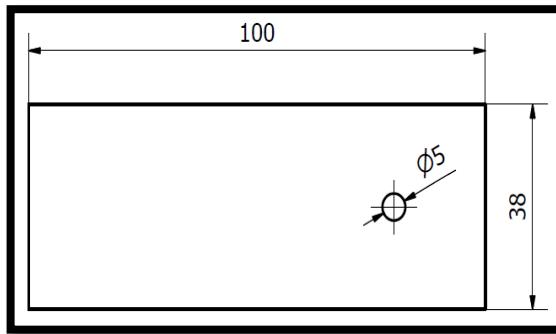
Fuente: Creación Propia, Software Autodesk

Entonces la fuerza generada por los discos será:

$$F_{W1} = m_{W1} * g$$

$$F_{W1} = (0.67 + 0.68 + 0.32)kg * \frac{9.81m}{s^2}$$

$$F_{W1} = 16.4 N$$



- Cálculo de la masa del martillo:

$$m_C = V_C * \rho_{DD}$$

$$m_C = \left(L * A - \frac{\pi * (d_1^2)}{4} \right) * e * N * \rho_{DD}$$

$$m_C = \left(0.1 * 0.038 - \frac{\pi(0.005^2)}{4} \right) m^2 * 0.007 * 8$$

$$* 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_C = 1.65 Kg$$

Figura 2.11: Martillo.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk

Entonces la fuerza generada por los martillos y pernos será:

$$F_{W1} = m_{W1} * g$$

$$F_{W1} = (1.65 + 0.013 * 12) kg * \frac{9.81m}{s^2}$$

$$F_{W2} = 17.72 N$$

La fuerza total debido a la masa de los componentes es:

$$F_W = 16.4 + 17.72$$

$$F_W = 34.12 N$$

Dado que los volantes contienen una masa calibrada, de la cual se conoce su magnitud y ubicación, se genera una fuerza centrífuga debida a la misma. Esta fuerza se calcula mediante la expresión:

$$F_C = \omega_n^2 * m_t * r$$

Donde:

ω_n : Velocidad del rotor (rad/s).

m_t : Masa del tornillo (kg).

r : Ubicación de la masa calibrada con respecto al eje de rotación (m).

$$F_C = \left(1750 * \frac{2\pi}{60} \right)^2 * 0.013kg * 0.06m$$

$$F_C = 26.2 N$$

Entonces la fuerza total ejercida será: $34.12 + 26.2 = 60.32 N$

$$W_1 = 60.32 N$$

Una vez calculadas las fuerzas que se desarrollan en el eje debido a los diferentes componentes, se realiza los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores para los planos X-Y.

2.2.6. Comprobación del diámetro del eje.

- Diagrama momento fuerza cortante y momento flector en el plano X-Y

Las fuerzas presentes en este plano son la fuerza que produce el peso de los volantes, y el propio peso de la masa controlada, para el desbalance.

$F_w = 34.12 \text{ N}$ (Fuerza correspondiente al peso del molino).

$F_c = 26.2 \text{ N}$ (Fuerza controlada para el desbalance).

$$W_1 = F_w + F_c$$

El cuerpo libre del eje se grafica con la siguiente distribución:

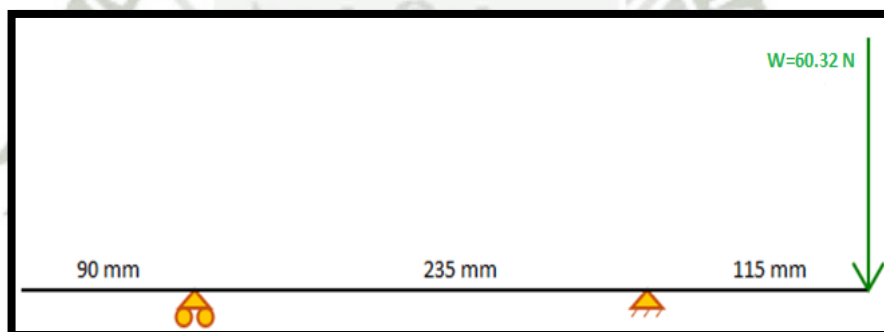


Figura 2.12: Diagrama de distribución de cargas.

Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 29.52 N

Apoyo B: 89.84 N

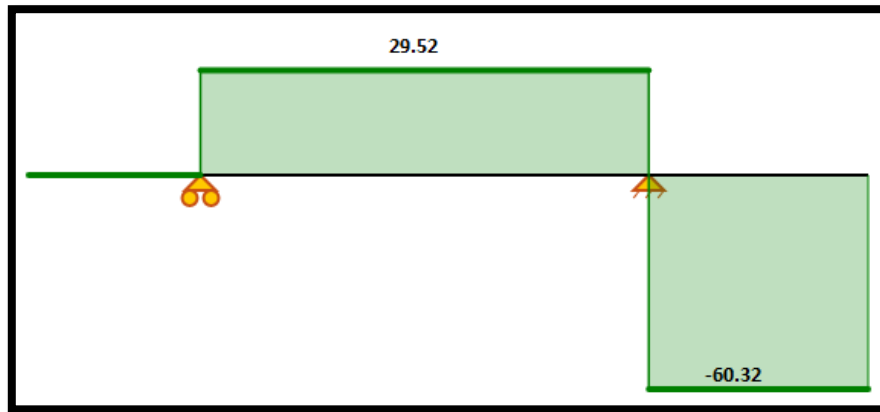


Figura 2.13: Diagrama de esfuerzo cortante del eje.
Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

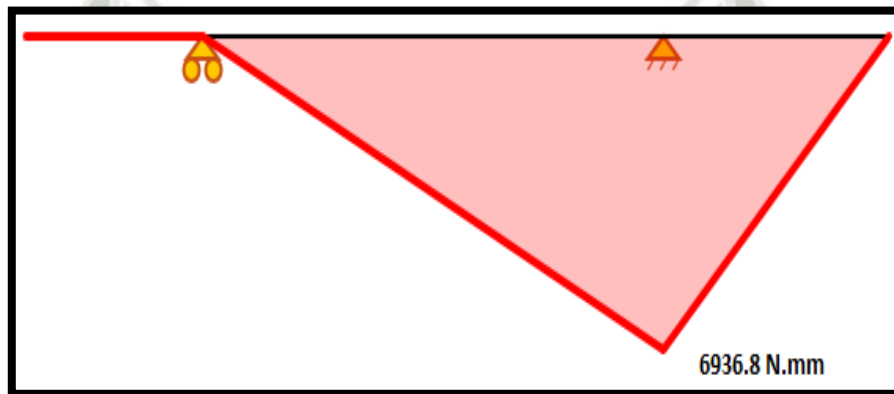


Figura 2.14: Diagrama de esfuerzo flector del eje.
Fuente: Creación Propia, Software XVigas.

El momento flector máximo es:

$$M_1 = 6.94 \text{ N.m}$$

Deflexión:

$$\delta = \frac{0.0931}{EI}$$

Al utilizar la ecuación del código ASME, se requiere conocer previamente los coeficientes de carga del eje y el material:

$$K_b = 1.5$$

$$K_t = 1.5$$

$$\sigma_s = \begin{cases} 0.23 * 1150 = 265 \text{ MPa} \\ 0.14 * 1250 = 175 \text{ MPa} \end{cases}$$

Se elige el menor:

$$\sigma_s = 175 \text{ MPa}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma_s} \sqrt{K_b M_b^2 + (K_t M_t)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 175 * 10^6} \sqrt{(1.5 * 6.94)^2 + (1.5 * 18.018)^2}$$

$$d = 9.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro seleccionado sigue cumpliendo con el diámetro seleccionado.

- Determinación de los puntos críticos del eje

Se presenta la ubicación de los puntos críticos del eje para el banco de pruebas del rotor en voladizo.

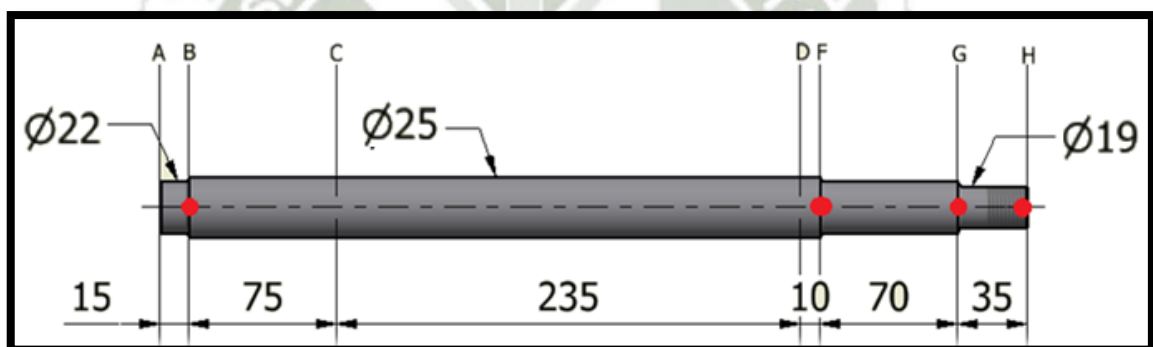


Figura 2.15: Dimensiones del eje.

Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

2.2.7. Cálculo de chavetas

Los ejes, en donde va a estar montado el acople debe ejercer un torque para mover al molino a través de la potencia entregada por el motor. Dicho torque lo transmitirá la chaveta, la cual será la intermediaria para que esto ocurra.

La fuerza que se generará en la chaveta por la acción del torque se visualiza en la siguiente figura 2.16:

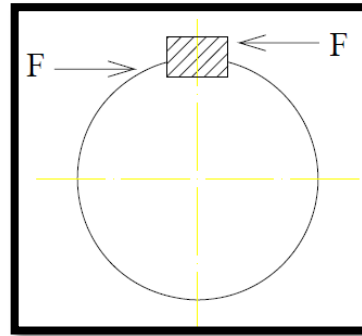


Figura 2.16: fuerza generada por torque en la claveta.
Fuente: Creación Propia.

La fuerza que actúa en la claveta tiende a cizallarla, de modo que se ejercerá un esfuerzo de corte. El área de corte se presentará en la superficie achurada de la siguiente figura.

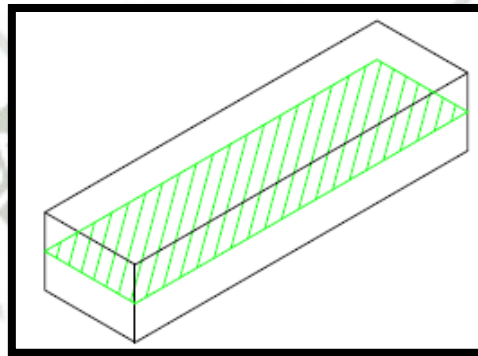


Figura 2.17: Esquema del eje con claveta.
Fuente: Creación Propia.

2.2.7.1. Material a Utilizar:

El material de la claveta será de acero SAE 1045, debido a los esfuerzos de corte. La tabla 2.5 muestra las propiedades mecánicas del material.

| AISI/SAE | Resistencia de fluencia en tracción (S_y) | Esfuerzo último en tracción (S_u) | Dureza Brinell |
|----------|---|---------------------------------------|----------------|
| Unidades | MPa | MPa | HB |
| SAE 1045 | 420 | 670 | 215 |

Tabla 3.5. Propiedades del acero SAE 1045.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica. Shigley – Mischke. Sexta Edición.

2.2.7.2. Cálculo eje

- Para un diámetro de 3/4 in (19 mm).
- Troque de 18.018 N.m (159.47 lb.in).
- Tamaño de cubo $W=3/16$ (Recomendación Robert Mott – Tabla 2.6).

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * Sy} = \frac{4 * 159.47 * 3}{\frac{3}{4} * \frac{3}{16} * 42000}$$

$$L = 0.324 \text{ in} \cong 8.3 \text{ mm}$$

→ Se elige una longitud de 15 mm, debido a los espesores de los discos.

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

| Tamaño nominal del eje | | Tamaño nominal de la cuña | | |
|------------------------|---------------|---------------------------|-----------|-------------|
| Más de | Hasta (incl.) | Ancho, W | Altura, H | |
| | | | Cuadrada | Rectangular |
| 5/16 | 7/16 | 3/32 | 3/32 | |
| 7/16 | 9/16 | 1/8 | 1/8 | 3/32 |
| 9/16 | 7/8 | 3/16 | 3/16 | 1/8 |
| 7/8 | 1 | 1/4 | 1/4 | 3/16 |
| 1 | 1 1/4 | 5/16 | 5/16 | 1/4 |
| 1 1/8 | 1 1/2 | 3/8 | 3/8 | 1/4 |
| 1 1/4 | 2 | 1/2 | 1/2 | 3/8 |
| 2 | 2 1/2 | 5/8 | 5/8 | 7/16 |
| 2 1/2 | 3 | 3/4 | 3/4 | 1/2 |
| 3 | 3 1/2 | 7/8 | 7/8 | 5/8 |
| 3 1/2 | 4 | 1 | 1 | 3/4 |
| 4 | 5 | 1 1/4 | 1 1/4 | 7/8 |
| 5 | 6 | 1 1/2 | 1 1/2 | 1 |
| 6 | 7 | 1 3/4 | 1 3/4 | 1 1/8 |
| 7 | 9 | 2 | 2 | 1 1/4 |
| 9 | 11 | 2 1/2 | 2 1/2 | 1 3/4 |
| 11 | 13 | 3 | 3 | 2 |
| 13 | 15 | 3 1/2 | 3 1/2 | 2 1/2 |
| 15 | 18 | 4 | | 3 |
| 18 | 22 | 5 | | 3 1/2 |
| 22 | 26 | 6 | | 4 |
| 26 | 30 | 7 | | 5 |

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.
Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Tabla 4.6. Tamaño de cuña en función del diámetro.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica*. Shigley – Mischke. Sexta Edición.

2.2.8. Selección de Componentes

2.2.8.1. Selección de acople

Se eligió un acople flexible por la desalineación permisible de este acople, adecuado para nuestro fin.

| | |
|-----------------------|-----------------|
| Referencia | SN-110 |
| Tipo | FLEXIBLE |
| Marca | Mega Chain |
| Diámetro interno | 7/8 in |
| Revolución máxima | 4500 RPM |
| Desalineación angular | 1°10' GRADOS |
| Desalineación radial | 0.7 mm |
| Desalineación axial | 0.5 mm a 1.7 mm |

Tabla 2.7: Propiedades Acople seleccionado.
Fuente: Catálogo Mega Chain.

2.2.8.2. Selección de las chumaceras.

Las unidades de rodamientos de bolas estándar de SKF se conocen como unidades de rodamientos Y.

Las unidades de rodamientos Y constan de un soporte, un rodamiento y una obturación previamente montados y engrasados de fábrica. Estas unidades listas para montar soportan una desalineación inicial moderada, pero no suelen permitir el desplazamiento axial del eje.

| | |
|----------------------------|-------------------------|
| Tipo | Unidad de rodamientos Y |
| Marca | SKF |
| Diámetro interno | 1 in |
| Revolución máxima | 4300 RPM |
| Rodamientos | YAR 205-100-2RF |
| Soporte | P 52 |
| Carga radial en el soporte | 405 Lbf |

Tabla 2.8: Propiedades Chumacera seleccionado.
Fuente: Catálogo General SKF.

2.2.8.3. Diseño de la estructura soporte

El propósito de la estructura soporte es alojar el motor eléctrico a una altura accesible para poder realizar las pruebas correspondientes.

Esta estructura contará con una base inferior donde se va a soportar el motor eléctrico, el motor estará sujeto a la estructura soporte mediante 4 pernos de 9.53 mm (3/8") vistos anteriormente. En la parte superior tendrá una base

donde se ubicarán las chumaceras y el eje, con el fin de rigidizar tener una mayor área para fijar la estructura. Para que el soporte sea ligero, fácil de transportar de un lugar a otro y posea buenas características en cuanto a rigidez y flexibilidad, se utilizarán planchas de 3/16” de acero A-36.

| Propiedades mecánicas | | | | |
|-----------------------|------------|-----------------------|------------|------------|
| Esfuerzo Fluencia | | Esfuerzo Tracción | | Elongación |
| (Kg/mm ²) | MPa | (Kg/mm ²) | MPa | % |
| 25,5 (mín) | 250 (mín.) | 40,8 (mín) | 400 (mín.) | 20 (mín.) |

Tabla 2.9: Propiedades del acero A-36.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley- Mischke.

- Cargas

• Carga Muerta

| Elemento | Peso (kg) | Cantidad | Peso Total (kg) |
|------------|-----------|----------|-----------------|
| Motor | 15 | 1 | 15 |
| Eje | 2 | 1 | 2 |
| Chumaceras | 0.29 | 2 | 0.58 |
| Acople | 0.15 | 1 | 0.15 |
| Molino | 2 | 1 | 2 |
| Pernería | 0.15 | 1 | 0.15 |
| Total | | | 19.88 |

Tabla 2.10: Pesos que soporta la estructura.

Fuente: Creación Propia

La carga muerta total sería 20 kg, no se toma en cuenta carga viva debido a su inexistencia.

- Simulación

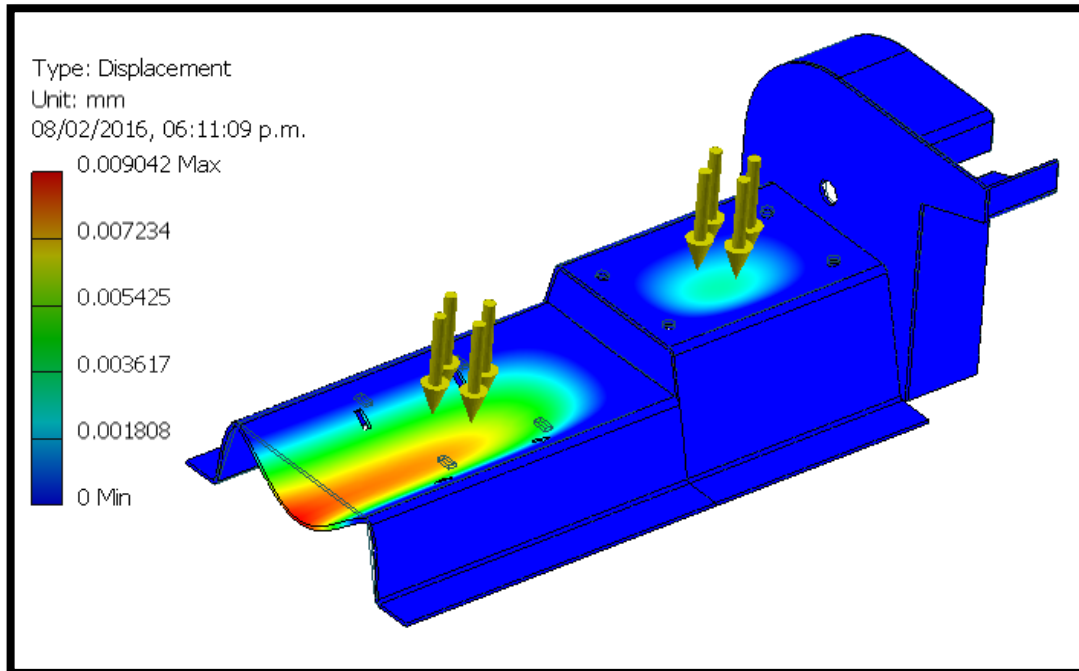
La carga total para la estructura es de 20 kg, la cual se distribuirá en la superficie de esta para proceder con el análisis correspondiente.

Se modela la estructura en Autodesk Simulation Mechanical, para lo cual se asumirá una plancha de espesor de 3/16” de acero A-36 y se corroborará con la simulación.

La estructura se someterá a una carga distribuida a lo largo de la superficie de apoyo:

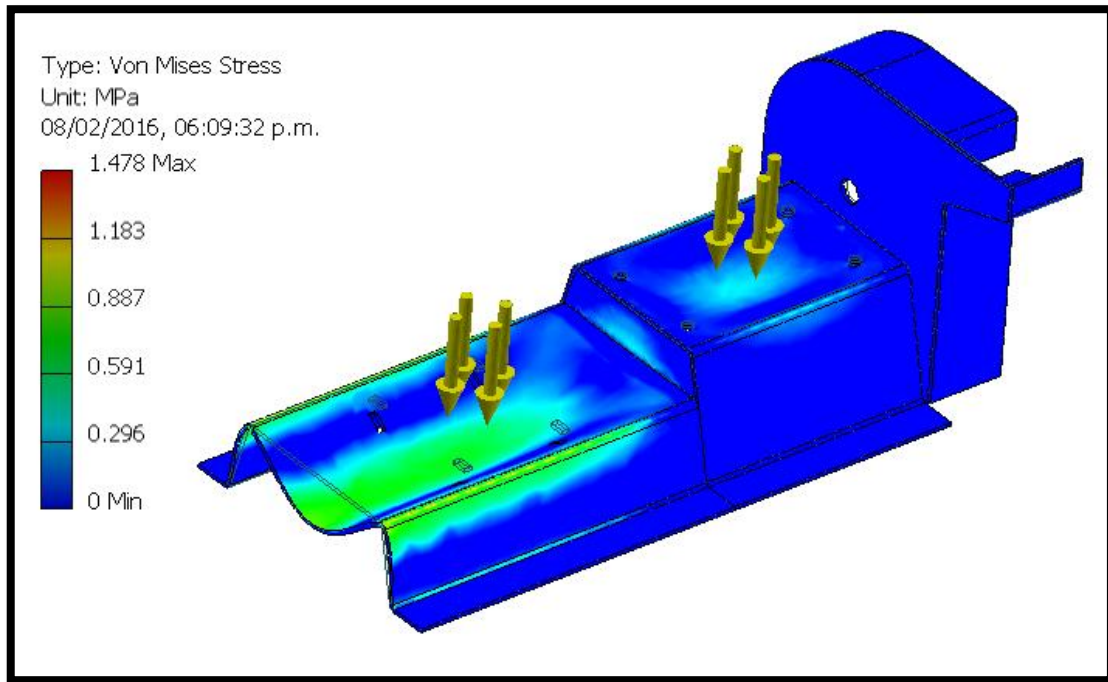
$$P = \frac{20 \text{ kg} * 9.81}{(0.31\text{m} * 0.19\text{m}) + (0.45\text{m} * 0.227\text{m})}$$

$$P = 1218.25 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$



*Figura 2.18: Resolución de Simulación-desplazamiento.
Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Simulation.*

Se puede observar en la Figura 2.18, que el desplazamiento máximo de la estructura es de 0.009 mm, lo cual es despreciable, y no afecta en el material seleccionado.



*Figura 2.19: Resolución de Simulación-Von Mises.
Fuente: Creación Propia, Software Autodesk Simulation.*

El esfuerzo máximo de Von Mises es de 1.478 MPa, que siendo comparado con el esfuerzo de fluencia del acero que es 250 MPa, es completamente despreciable y no genera ningún problema.

2.2.8.4. Diseño de uniones soldadas

- Uniones soldadas de las estructuras

El cálculo de la soldadura en los nodos se realiza mediante la metodología LRFD, y debido a que la estructura es de un solo material y de espesores similares, se determinará la longitud, espesor de garganta y ubicación de la soldadura.

De acuerdo al material de llenado y material base se usarán electrodos E6010, según la Tabla 2.9, que consta con una resistencia a la tracción de 62.25 ksi.

| Grupo | Material base (Especificación ASTM) | Proceso de soldadura | |
|-------|--|----------------------|-----------|
| | | SMAW | SAW |
| I | A36 | E60XX o E70X | F6X o F7X |
| | A242 | E70XX | F7X |
| II | A572 Grados 42 y 50 | | |
| | A588 | | |
| | A992 | | |
| III | A572 Grados 60 y 65 | E80XX | F8X |
| IV | A514 (más de 2 ½ pulg de espesor) | E100XX | F10X |
| V | A514 (igual o menor a 2 ½ pulg) | E110XX | F11X |

Tabla 2.11: Requisitos de igualado de los metales de relleno.
Fuente: Adaptada de la tabla 4.1.1 del AWS (AWS, 2000).

| Resistencia de diseño a cortante de soldadura de filete SMAW, de longitud unitaria, W_d (kli) | | | | | | | | |
|---|-----------------|-----------------|------|------|------|------|------|-------------------|
| w (pulg) | t_e (pulg) | F_{EXX} (ksi) | | | | | | L_w^* (pulg) |
| | | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | |
| $\frac{1}{8}$ | 0.088 | 2.38 | 2.77 | 3.17 | 3.56 | 3.96 | 4.36 | 12.5 |
| $\frac{3}{16}$ | 0.133 | 3.58 | 4.18 | 4.77 | 5.37 | 5.97 | 6.56 | 18.8 |
| $\frac{1}{4}$ | 0.177 | 4.77 | 5.57 | 6.36 | 7.16 | 7.95 | 8.75 | 25.0 |
| $\frac{5}{16}$ | 0.221 | 5.97 | 6.96 | 7.95 | 8.95 | 9.94 | 10.9 | 31.3 |
| $\frac{3}{8}$ | 0.265 | 7.16 | 8.35 | 9.54 | 10.7 | 11.9 | 13.1 | 37.5 |
| $\frac{7}{16}$ | 0.309 | 8.35 | 9.74 | 11.1 | 12.5 | 13.9 | 15.3 | 43.8 |
| $\frac{1}{2}$ | 0.354 | 9.54 | 11.1 | 12.7 | 14.3 | 15.9 | 17.5 | 50.0 |

F_{EXX} = resistencia mínima a la tensión del material de aportación, ksi;
 w = tamaño nominal de la soldadura, pulg
 W_d = $0.75t_e (0.60F_{EXX})$; t_e = garganta efectiva = $0.707w$
 = resistencia de diseño a cortante de una soldadura de filete de piernas iguales por pulg de longitud, kli
 L_w^* = longitud máxima de la soldadura de filete con carga en el extremo, bajo la cual, la longitud efectiva iguala la longitud real (Sección J2.2b), pulg

Tabla 2.12: Resistencia de diseño a cortante filete SMAW.
Fuente: Estructuras de acero, comportamiento y método LRFD – Vinakota.

El espesor efectivo de la garganta se da en función al material más grueso (3/16”), según la Tabla 2.10, el cual es de 1/8”, por lo tanto es el espesor mínimo de la garganta será:

$$T_e = 1/8''$$

Se procede a calcular la capacidad de soldadura, la cual será transversal y longitudinal en la estructura en diferentes puntos.

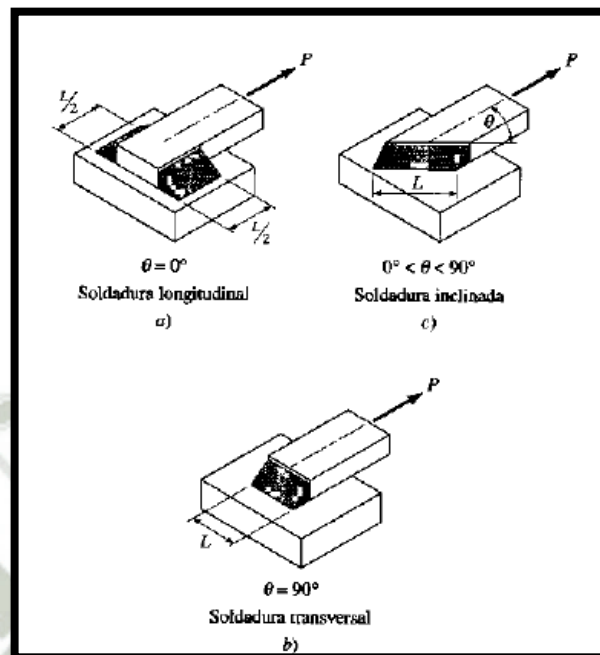


Figura 2.20: Ángulo de Soldadura longitudinal, transversal e inclinada.
Fuente: Estructuras de acero, comportamiento y método LRFD - Vinakota.

Resistencia de diseño de la soldadura del material de aporte.

Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$R_{dw} = \phi * F_w * A_w$$

Donde:

R_{dw} : Resistencia de diseño de la soldadura del material de aporte (klb).

ϕ : Factor de resistencia.

F_w : Resistencia nominal del material de aporte. (ksi).

A_w : Área efectiva de la sección transversal. (pulg²).

Pero para una soldadura de filete lineal con carga en el plano, también se puede expresar:

$$R_{dw} = 0.75 * (0.6 * F_{EXX} * t_e * L_w)(1 + 0.5 * \text{sen}(\theta)^{1.5})$$

Donde:

F_{EXX} : Resistencia del material de aporte (ksi).

t_e : Espesor efectivo de garganta (pulg).

L_w : Distancia efectiva del elemento soldadura (pulg).

θ : Ángulo de la carga (grados).

Se procede a calcular la longitud efectiva:

$$L_w = L_g - 2w$$

Donde:

L_g : Longitud total de la soldadura (pulg).

w : Tamaño de la pierna de la soldadura (pulg).

Teniendo en cuenta que:

$$t_e = w * \text{sen}45^\circ$$

Se procede a realizar los cálculos, para una longitud de soldadura igual a 1 pulgada, que es la longitud más pequeña y evitar cálculos repetitivos, se tiene:

$$L_w = 1 - 2 * \left(\frac{0.125}{\text{sen}45^\circ} \right)$$

$$L_w = 1.21 \text{ pulg}$$

$$R_{dw} = 0.75 * (0.6 * F_{EXX} * t_e * L_w)(1 + 0.5 * \text{sen}(\theta)^{1.5})$$

$$R_{dw} = 0.75 * (0.6 * 62.25 \text{ ksi} * 0.125 \text{ pulg} * 1.21 \text{ pulg})(1 + 0.5 * \text{sen}(90)^{1.5})$$

$$R_{dw} = 4.23 \text{ klb}$$

La resistencia del material de aporte es de 4.23 kLb que es mayor a la fuerza que estará sometida la soldadura de la estructura que es 0.044 kLb (20 kg), por lo tanto el diseño de la soldadura no fallará.

En la figura 2.19 se mostrará los símbolos que usaremos para graficar soldadura en nuestros planos que se encuentran en el ANEXO G.

| Uniones soldadas precalificadas | | | | | | | | | |
|---|------------|--------------------------|--------------------|----------|-------|---|---|-------------|-----------------|
| Símbolos básicos de soldaduras | | | | | | | | | |
| Canto | Filete | Tapón o muesca | Ranura o a tope | | | | | | |
| | | | Rectangular | V | Bisel | U | J | V abocinada | Bisel abocinado |
| | | | | | | | | | |
| Símbolos suplementarios de soldaduras | | | | | | | | | |
| Respaldo | Espaciador | Soldadura todo alrededor | Soldadura en campo | Contorno | | Ver AWS A2.4 para otros símbolos suplementarios de soldaduras | | | |
| | | | | | | | | | |
| Ubicación normal de los elementos de los símbolos de una soldadura | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| <p>Nota:</p> <p>El tamaño, el símbolo de la soldadura y el espaciamiento deben leerse en ese orden, de izquierda a derecha, a lo largo de la línea de referencia. Ni la orientación de la referencia ni la ubicación de la flecha alteran esta regla.</p> <p>La pierna perpendicular de los símbolos de soldadura Δ, V, P, I, deben estar a la izquierda.</p> <p>La flecha y los otros lados de las soldaduras son del mismo tamaño, a menos que se muestre otra cosa.</p> <p>Las dimensiones de las soldaduras de filete deben aparecer tanto en el lado de la flecha como en el símbolo del otro lado.</p> <p>El punto del símbolo de la soldadura en campo debe apuntar hacia la cola.</p> <p>Los símbolos se aplican entre los cambios abruptos de dirección de la soldadura, a menos que estén regulados por el símbolo de "todo alrededor" o dimensionados de otra forma.</p> <p>Estos símbolos no establecen explícitamente el caso que ocurre con frecuencia en los trabajos estructurales, en los que se presenta material duplicado (como los atiesadores) en el lado lejano de una placa de alma o placa de unión. La industria fabricante ha adoptado esta convención: que cuando la lista detallada de materiales muestre la existencia de un miembro en el lado lejano, así como en el cercano, la soldadura mostrada para el lado cercano debe duplicarse en el lado lejano.</p> | | | | | | | | | |

Figura 2.21: Símbolos Básicos de Soldadura (LRFDM, 2011).

Fuente: Manual LRFD.

Capítulo 3

Diagnóstico de Pruebas Experimentales Usando Análisis Vibracional

3.1. Introducción

En los últimos tiempos las maquinas rotativas son más críticas, ya que están a cargo de un proceso que no permite una falla inesperada.

Las maquinas rotativas son cada vez más rápidas y ligeras, debido al avance tecnológico constante, pero estas maquinarias están obligadas mayormente a ser puestas en marcha por periodos más largos, por lo tanto se busca métodos cada vez más fiables para tener una detección, localización y análisis de fallos antes que estos sucedan.

Usando un análisis vibracional el estado de una maquina puede ser monitoreado constantemente, por lo tanto se puede determinar la salud de una maquina e identificar cualquier fallas que pueden ser generadas o que ya existen.

En esta sección de la tesis desarrollada se llevarán a cabo diversas pruebas que son las más comunes fallas que afectan a las máquinas industriales, serán analizadas y reparadas para llevar un análisis post intervención para cada prueba realizada.

3.2. Las fallas más comunes diagnosticadas por análisis vibracional

- Desbalance.
- Eje doblado.
- Excentricidad.

- Desalineamiento.
- Soltura.
- Problemas de poleas y fajas.
- Defecto de engranajes.
- Fallas de rodamientos
- Problemas eléctricos.
- Remolino de aceite.
- Resonancia.
- Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas.

3.3. Evaluación de la condición de máquinas

Las mediciones deben ser tomadas en los alojamientos de los rodamientos lo más cerca de ellos como sea posible, por lo general se pueden usar dos métodos que son los más comunes para determinar el estado de condición de los apoyos.

- Evaluación de la vibración del sistema rotor – cojinete: Se relaciona la tolerancia diametral del cojinete con el eje, velocidad del rotor y la vibración relativa. La proporción R/C, donde R (en mils pico-pico) y C (en mils), se identifica en la tabla 3.1; su desventaja se requiere sensores de desplazamiento y no considera características de la maquina analizada.

| Mantenimiento | R/C Permisibles | |
|---------------------------------------|-----------------|------------|
| | 3,600 RPM | 10,000 RPM |
| Normal | 0,3 | 0.2 |
| Advertencia | 0.3-0.5 | 0.2-0.4 |
| Parada la próxima vez más conveniente | 0.5 | 0.4 |
| Parada inmediatamente | 0.7 | 0.6 |

*Tabla 3.1: Evaluación Vibración Sistema Rotor-Cojinete.
Fuente: Vibraciones Básicas de Maquinas-Vibration Institute (Cap. V).*

- Evaluación numérica:
 - Se basa en la Norma ISO 2372-1974
Aplicada a rango de velocidad de giro entre 600 y 12000 RPM. Los datos requeridos son el nivel global de vibración en velocidad-valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia de 600 a 60000 CPM, distinguiendo varias

clases de equipos rotativos según Tabla 3.2 y determinando la severidad en la Tabla 3.3 y Tabla 3.4.

| Clase | Descripción |
|-----------|---|
| Clase I | Equipos pequeños hasta 15 kW. |
| Clase II | Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial. |
| Clase III | Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial. |
| Clase IV | Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica). |

Tabla 3.2: Clasificación de equipos.

Fuente: Basis for specifying evaluation standards ISO 2372.

| Velocidad (mm/s, rms) | Tipos de máquinas | | | |
|--------------------------|-------------------|----------|-----------|----------|
| | Clase I | Clase II | Clase III | Clase IV |
| 0,18 a 0,28 | A | | | |
| 0,28 a 0,45 | | | | |
| 0,45 a 0,71 | | | | |
| 0,71 a 1,12 | | | | |
| 1,12 a 1,8 | B | | | C |
| 1,8 a 2,8 | | | | |
| 2,8 a 4,5 | C | | D | |
| 4,5 a 7,1 | | | | |
| 7,1 a 11,2 | D | | | |
| 11,2 a 18 | | | | |
| 18 a 28 | | | | |

| | |
|------------------------|-------------------------|
| A Buena | C Inatisfactoria |
| B Satisfactoria | D Inaceptable |

Tabla 3.3: Tabla de severidad en mm/s-RMS.

Fuente: Basis for specifying evaluation standards ISO 2372.

| Vibration Severity | Velocity Range Limits and Machinery Classes ISO Std. 2372-1974 | | | |
|--------------------|---|-----------------|-----------------------------|-------------------------------|
| | Small Machines | Medium Machines | Large Machines | |
| | Class I | Class II | Rigid Supports Class III | Flexible Supports Class IV |
| 0.011 | good | good | good | good |
| 0.018 | good | good | good | good |
| 0.028 | good | good | good | good |
| 0.044 | satisfactory | good | good | good |
| 0.071 | satisfactory | satisfactory | good | good |
| 0.110 | unsatisfactory | satisfactory | satisfactory | good |
| 0.177 | unsatisfactory | unsatisfactory | satisfactory | satisfactory |
| 0.28 | unsatisfactory | unsatisfactory | unsatisfactory | satisfactory |
| 0.44 | unsatisfactory | unsatisfactory | unsatisfactory | unsatisfactory |
| 0.71 | unsatisfactory | unsatisfactory | unsatisfactory | unsatisfactory |
| 1.10 | unacceptable | unacceptable | unacceptable | unacceptable |
| 1.77 | unacceptable | unacceptable | unacceptable | unacceptable |
| 2.79 | unacceptable | unacceptable | unacceptable | unacceptable |

Tabla 3.4: Tabla de severidad en in/s-RMS.

Fuente: Basis for specifying evaluation standards ISO 2372.

- Se basa en la Norma ISO 10816-1995, esta Norma reemplaza a la ISO 2372-1974.

| |
|--|
| <p>Class I: Individual parts of engines and machines, integrally connected to the complete machine in its normal operating condition. (Production electrical motors of up to 15 kW are typical examples of machines in this category.)</p> <p>Class II: Medium-sized machines (typically electrical motors with 15 kW to 75 kW output) without special foundations, rigidly mounted engines or machines (up to 300 kW) on special foundations.</p> <p>Class III: Large prime-movers and other large machines with rotating masses mounted on rigid and heavy foundations which are relatively stiff in the direction of vibration measurements.</p> <p>Class IV: Large prime-movers and other large machines with rotating masses mounted on foundations which are relatively soft in the direction of vibration measurements (for example, turbogenerator sets and gas turbines with outputs greater than 10 MW).</p> |
|--|

Tabla 3.5: Clasificación de equipos.

Fuente: Basis for specifying evaluation standards ISO 10816-3.

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte es mayor que su frecuencia principal de excitación en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles.

Table B.1 — Typical zone boundary limits

| R.m.s. vibration velocity mm/s | Class I | Class II | Class III | Class IV |
|-----------------------------------|---------|----------|-----------|----------|
| 0,28 | A | A | A | A |
| 0,45 | | | | |
| 0,71 | | | | |
| 1,12 | B | B | B | B |
| 1,8 | | | | |
| 2,8 | C | C | C | C |
| 4,5 | | | | |
| 7,1 | D | D | D | D |
| 11,2 | | | | |
| 18 | | | | |
| 28 | | | | |
| 45 | | | | |

Tabla 3.6: Tabla de severidad en in/s RMS y mm/s RMS.
Fuente: Basis for specifying evaluation standards ISO 10816-3.

- Severidad envolvente, Estándar SKF.

| Filtro Pasabanda | Rango | Uso |
|------------------|-----------------|------------------------|
| Banda I | 5 Hz a 100 Hz | Fajas |
| Banda II | 50 Hz a 1kHz | Rodillos |
| Banda III | 500 Hz a 10 kHz | Cojinetes, rodamientos |
| Banda IV | 5 kHz a 40 kHz | Engranajes |

Tabla 3.7: Banda de envolvente.
Fuente: SKF del Perú.

| SKF Microlog – SKF Multilog | | | | | SKF Microlog - SKF Multilog | | |
|-----------------------------|------------|----------------|--------------|--------------|--|--------------|---------------|
| | Band I | Band II | Band III | Band IV | | Band III | Band IV |
| Good | 0 - 2 mG | 0 - 20 mG | 0 - 0.2 G' s | 0 - 0.5 G' s | Good | 0 - 0.4 G' s | 0 - 1.5 G' s |
| Satisfactory | 2 - 10 mG | 20 - 200 mG | 0.2 - 2 G' s | 0.5 - 5 G' s | Satisfactory | 0.4 - 4 G' s | 1.5 - 15 G' s |
| Unsatisfactory | 10 - 50 mG | 0.2 - 0.5 G' s | 2 - 5 G' s | 5 - 25 G' s | Unsatisfactory | 4 - 10 G' s | 15 - 75 G' s |
| Unacceptable | 50+ mG | 0.5+ G' s | 5+ G' s | 25+ G' s | Unacceptable | 10+ G' s | 75+ G' s |
| Handheld probe | | | | | Magnetic and permanently mounted probe | | |

Tabla 3.8: Severidad de envolvente.
Fuente: SKF del Perú.

3.4. Instrumentos y equipos a utilizar

- Microlog serie GX: El colector de datos Microlog serie GX consiste en un terminal portátil, ligero y con tres canales destinado a recopilar y almacenar datos. Posee todas las características y prestaciones de un potente analizador para capturar y ver en pantalla espectros en alta resolución.
- Software de host @plitude Analyst: Este programa permite configurar las mediciones fácilmente y presenta los datos recopilados en formato de estadísticas, informes y gráficos a fin de obtener información útil para el análisis.



Figura 3.1: Microlog serie GX usado.
Fuente: Propia.

- Cámara termografía FLIR E40: Intervalo de temperaturas del objeto: -20°C a $+650^{\circ}\text{C}$, Figura 3.2-1.
- Acelerómetro base magnética 100 mV/g NOM, Figura 3.2-2.
- Estroboscopio TKRS 10: La velocidad de destello de hasta 12 500 destellos por minuto (FPM) abarca un amplio rango de aplicaciones, Figura 3.2-3.
- Alineador de ejes TKSA 80: Herramienta avanzada de alineación de ejes por láser que amplía sus conocimientos sobre alineación, el sistema ofrece una base de datos de configuración de alineación de maquinaria, además de inspecciones

visuales sobre fugas de aceite, niveles de aceite, estado de los pernos de sujeción e indicios de desgaste, Figura 3.2-4.



Figura 3.2: 1-Cámara termográfica FLIR.

2-Acelerómetro.

3 -Estroboscopio

4- Alineador de ejes

Fuente: Propia.

3.5. Primera Prueba: Desbalance

Según muchas empresas dedicadas al mantenimiento predictivo, la mayoría concuerda que casi la mitad de los problemas producidos en las maquinas son causadas por un desbalance.

Esta condición ocurre cuando el centro de masa no coincide con el eje geométrico, existen tres tipos de desbalance: estático (una fuerza), par y dinámico (combinación ambos).

| | Valor Global | Aumento valor considerable |
|------------|--|--|
| Síntomas | Espectro | 1xRPM, ruido espectral bajo (radial y axial en voladizo) |
| | Fase | Entre H y V de 90° |
| | Forma de onda | Senoidal |
| Medición | Medida radial y solo axial en rotor voladizo | |
| Corrección | Compensación de masas | |

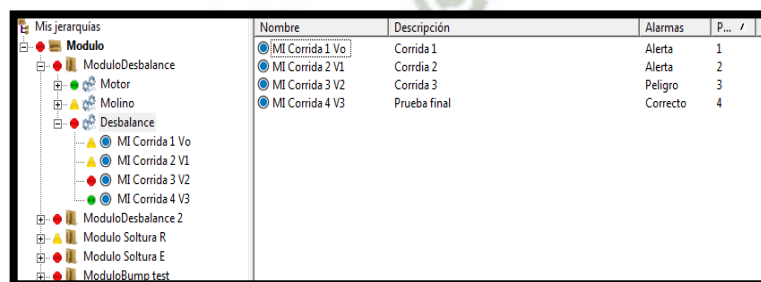
Tabla 3.9: Resumen desbalance.
Fuente: Creación Propia.

3.5.1. Pruebas experimentales de Desbalance

Existen múltiples métodos para realizar un balance de masas, se presentarán tres métodos muy fáciles de usar sin equipos especiales pero con una gran precisión para realizar esta tarea. En este caso se considera el módulo como un rotor en voladizo, siendo las lecturas axiales también importantes.

3.5.1.1. Método 1: Sin fase y tres corridas de vibración (Matemático).

- Configuración de puntos



| Nombre | Descripción | Alarmas | P... / |
|-----------------|--------------|----------|--------|
| MI Corrida 1 V0 | Corrida 1 | Alerta | 1 |
| MI Corrida 2 V1 | Corrida 2 | Alerta | 2 |
| MI Corrida 3 V2 | Corrida 3 | Peligro | 3 |
| MI Corrida 4 V3 | Prueba final | Correcto | 4 |

Figura 3.3: Creación de puntos necesarios para prueba.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst

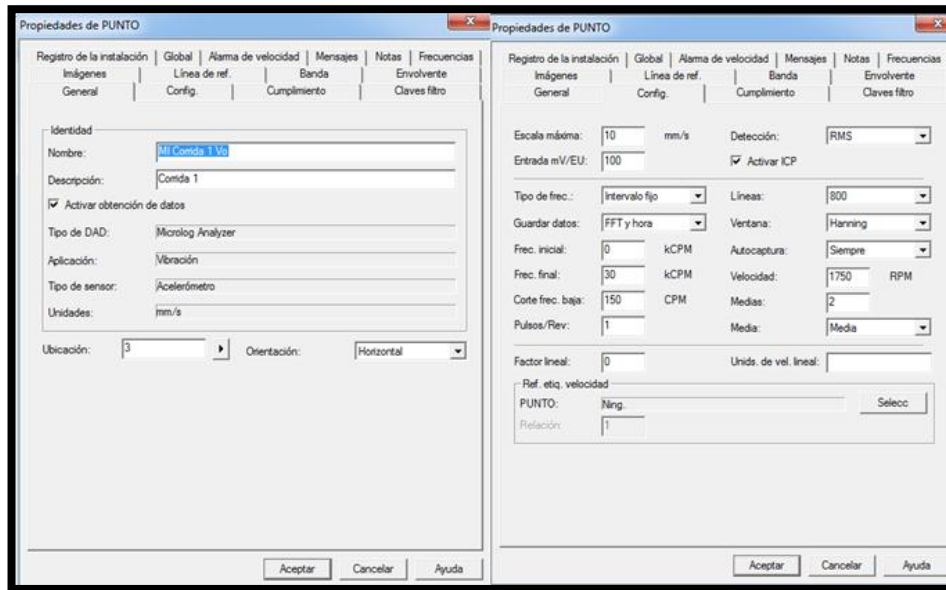


Figura 3.4: Configuración de puntos.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst

- Tabla de valores

| | | Antes | | Después | | | Antes | | Después |
|----------|--------------|--------|-------|--------------|--------|---------------|--------|------|---------|
| MOTOR | MI 01HV | 9.115 | mm/s | 1.730 | MOLINO | MI 03HV | 11.600 | mm/s | 1.843 |
| | MI 01HV baja | 9.112 | mm/s | 1.721 | | MI 03HV baja | 11.600 | mm/s | 1.803 |
| | MI 01HA | 0.050 | g | 0.053 | | MI 03HA | 0.050 | g | 0.025 |
| | MI 01E3 | 1.118 | gE | 1.417 | | MI 03E3 | 2.578 | gE | 2.163 |
| | MI 01VV | 7.348 | mm/s | 0.895 | | MI 03VV | 11.130 | mm/s | 4.200 |
| | MI 01VV baja | 7.350 | mm/s | 0.876 | | MI 03VV baja | 11.130 | mm/s | 4.165 |
| | MI 01VA | 0.050 | g | 0.045 | | MI 03VA | 0.030 | g | 0.050 |
| | MI 02HV | 10.640 | mm/s | 1.554 | | MI 03 AV | 3.437 | mm/s | 2.162 |
| | MI 02HV baja | 10.640 | mm/s | 1.539 | | MI 03 AV baja | 3.423 | mm/s | 2.124 |
| | MI 02HA | 0.040 | g | 0.070 | | MI 03AA | 0.080 | g | 0.080 |
| | MI 02HE3 | 1.389 | gE | 1.716 | | MI 04HV | 13.460 | mm/s | 2.561 |
| | MI 02VV | 8.498 | mm/s | 2.551 | | MI 04HV baja | 13.490 | mm/s | 2.496 |
| | MI 02VV baja | 8.500 | mm/s | 2.534 | | MI 04HA | 0.010 | g | 0.030 |
| | MI 02VA | 0.090 | g | 0.110 | | MI 04HE3 | 1.923 | gE | 2.180 |
| | MI 02AV | 3.880 | mm/s | 1.737 | | MI 04VV | 11.630 | mm/s | 3.937 |
| | MI 02AV baja | 3.881 | mm/s | 1.702 | | MI 04VV baja | 11.600 | mm/s | 3.882 |
| MI 02 AA | 0.070 | g | 0.180 | MI 04VA | 0.030 | g | 0.020 | | |
| | | | | MI 04AV | 4.105 | mm/s | 2.080 | | |
| | | | | MI 04AV baja | 4.105 | mm/s | 1.954 | | |
| | | | | MI 04AA | 0.080 | g | 0.070 | | |

Tabla 3.10: Valor global Método 1 Balanceo antes y después de corrección.
Fuente: Creación Propia.

| | NORMAL | ALERTA | EMERGENCIA |
|---|--------|------------|------------|
| Valores permisibles de Vibración (mm/seg. – RMS) | 2.8 | 2.8-7.1 | 7.1 |
| Valores permisibles de Vibración (g's. – RMS) | 0.054 | 0.054-0.14 | 0.14 |
| Valores permisibles de Envolverte de aceleración (gE-P-P) | 4 | 4-10.0 | 10 |

Tabla 3.11: Valor permisible para módulo.
Fuente: Creación Propia, basado en ISO 10816

- Primer Balanceo: Tomamos solo medida en el punto con el valor global más crítico, en este caso punto 4 en dirección horizontal.

Peso de prueba (W_{prueba}): 11.1 gramos.

- Corrida 1 Vo

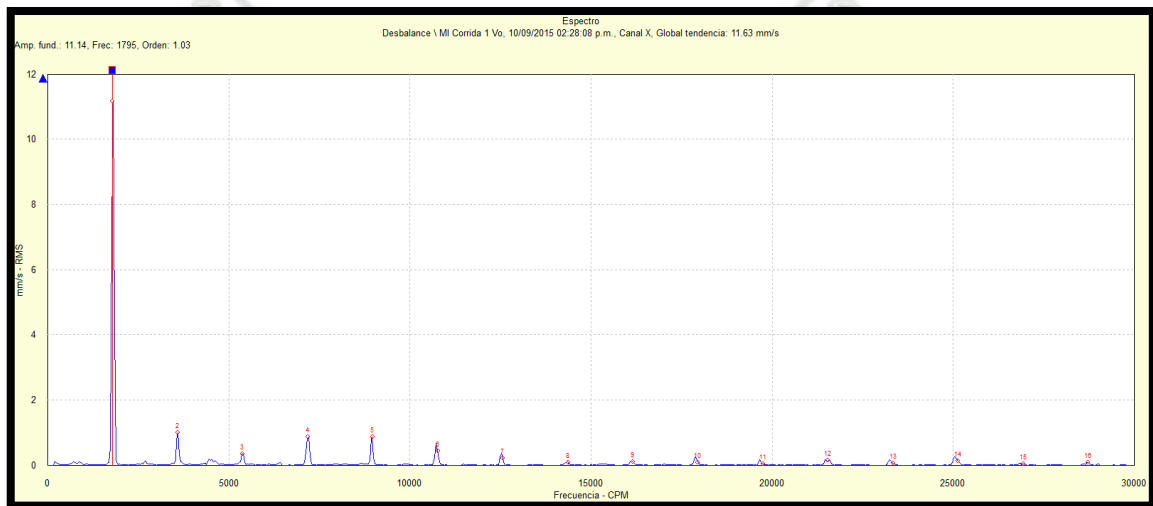


Figura 3.5: Desbalance 1X, espectro global 11.63 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

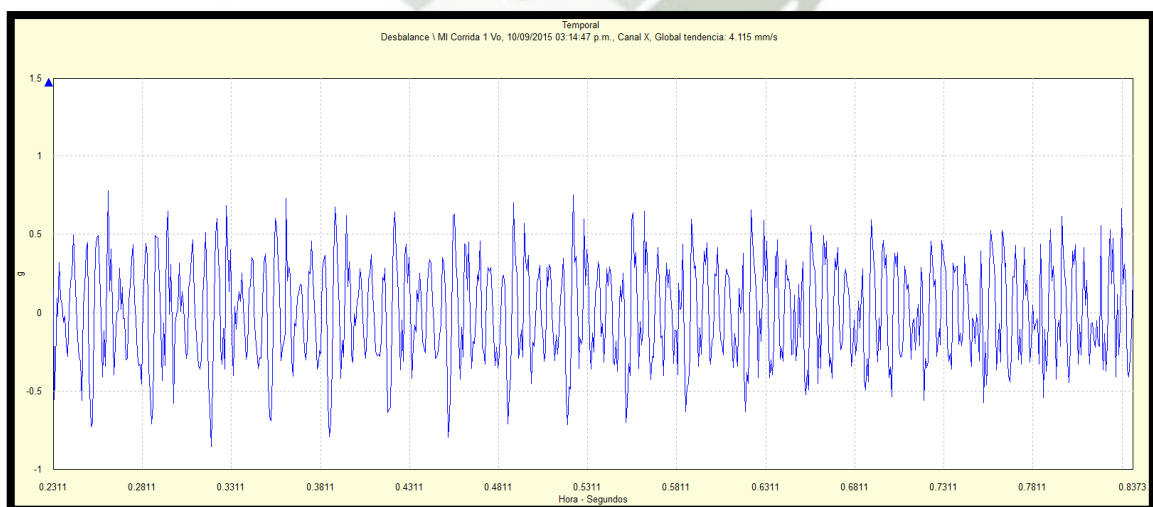


Figura 3.6: Desbalance, forma de onda.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Corrida 2 V1

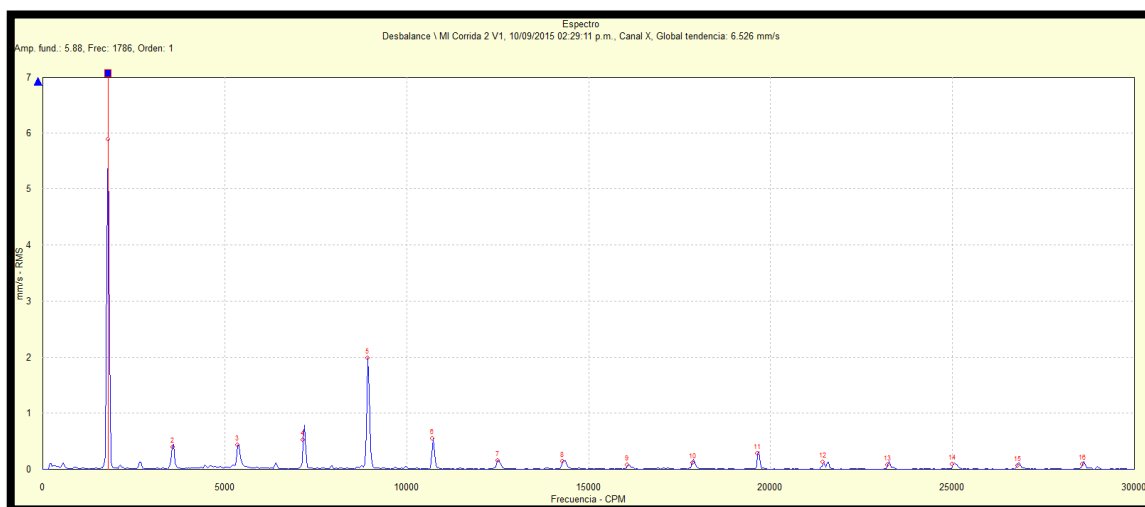


Figura 3.7: Espectro global 6.53 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Corrida 3 V2

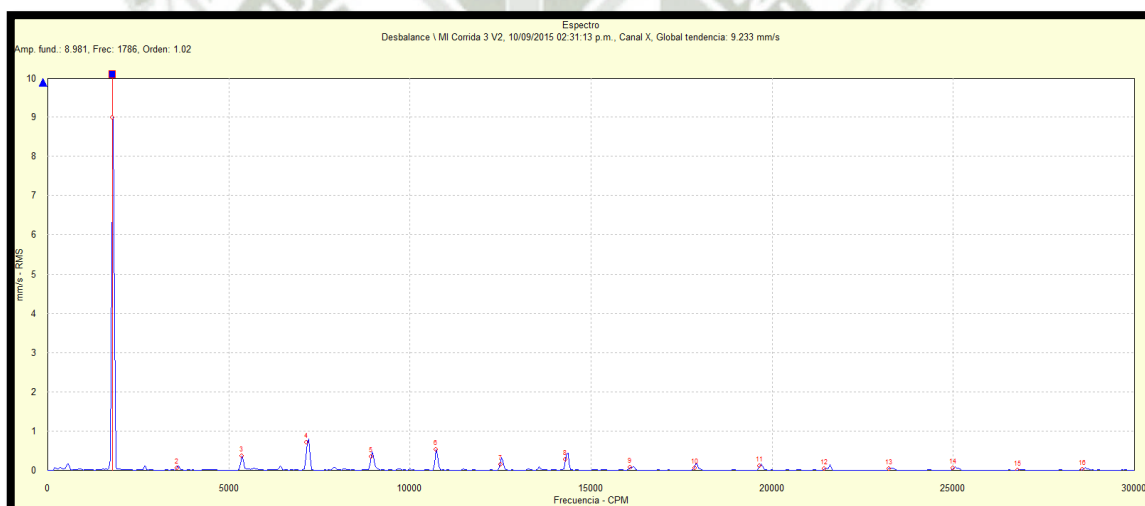


Figura 3.7: Espectro global 9.23 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

| CORRIDA | AMPLITUD (mm/s) | PESO (g) | UBICACIÓN (grados °) |
|---------|-----------------|----------|----------------------|
| V0 | 11,6 | 0 | - |
| V1 | 6,53 | 11,1 | 0 |
| V2 | 9,23 | 11,1 | 180 |

Tabla 3.12: Tabla de resultado de las corridas.
Fuente: Creación Propia.

El método más simple se utiliza cuando no se dispone de un instrumento para medir fase o es imposible la medición de este parámetro. En este caso se miden las amplitudes de las vibraciones preferiblemente a la frecuencia de rotación. De igual forma, será necesario marcar en el rotor las posiciones 1, 2 y 3 a 90° entre sí.

El método consiste en realizar tres corridas de prueba. En la primera de ellas se medirá la amplitud de las vibraciones, V_0 . Para la segunda corrida de pruebas, se fijará un contrapeso de pruebas de masa conocida, W_T , en la posición 1 y nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones, V_1 ; esta lectura será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por el contrapeso de prueba ubicado en la posición 1.

En el siguiente paso, se ubicará ahora el contrapeso en la posición 2. Nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones, V_2 , con lo que se obtiene una lectura proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de pruebas en la posición 2.

Del tratamiento vectorial de estas magnitudes se obtiene la amplitud de las vibraciones provocadas por el efecto único del contrapeso de pruebas, V_T , así como el ángulo de posición del desbalance original V_0 , con respecto al efecto del contrapeso en la posición 1.

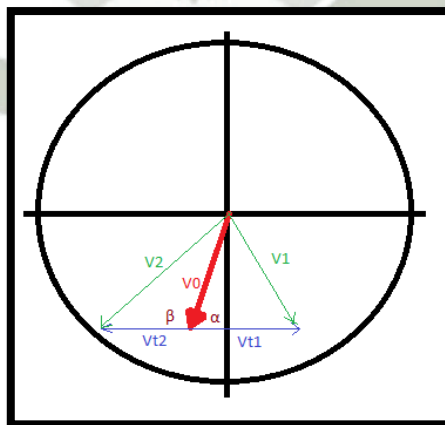


Figura 3.8: Dirección y magnitud de fuerzas de desbalance.
Fuente: Creación Propia.

Por la ley de los cosenos:

$$V_1^2 = V_{t1}^2 + V_0^2 - 2 * V_{t1} * V_0 * \cos\alpha \quad (1)$$

$$V_2^2 = V_{t2}^2 + V_0^2 - 2 * V_{t2} * V_0 * \cos\beta \quad (2)$$

Sabemos $\pi = \alpha + \beta$, entonces:

$$\alpha = \pi - \beta$$

$$\cos\alpha = \cos\pi - \cos\beta$$

$$\cos\alpha = -\cos\beta \quad (3)$$

Ecuaciones (2) y (3):

$$V_1^2 = V_{t1}^2 + V_0^2 - 2 * V_{t1} * V_0 * \cos\alpha \quad (1)$$

$$V_2^2 = V_{t2}^2 + V_0^2 + 2 * V_{t2} * V_0 * \cos\alpha \quad (4)$$

Sumando (1) y (4), sabiendo que $V_{t1}=V_{t2}=V_t$

$$V_1^2 + V_2^2 = V_{t1}^2 + V_{t2}^2 + 2V_0^2$$

$$V_1^2 + V_2^2 = 2V_t^2 + 2V_0^2$$

$$V_t = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad (5)$$

Ecuaciones (2) y (3):

$$V_1^2 = V_{t1}^2 + V_0^2 - 2 * V_{t1} * V_0 * \cos\alpha \quad (1)$$

$$V_2^2 = V_{t2}^2 + V_0^2 + 2 * V_{t2} * V_0 * \cos\alpha \quad (4)$$

Restando (1) y (4), sabiendo que $V_{t1}=V_{t2}=V_t$

$$V_1^2 - V_2^2 = -4V_t * V_0 * \cos\alpha$$

$$\cos\alpha = \frac{V_1^2 - V_2^2}{-4V_t * V_0}$$

$$\alpha = \text{acos} \frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_t * V_0} \quad (6)$$

Para el peso de corrección

$$\frac{W_{correccion}}{V_0} = \frac{W_{prueba}}{V_t}$$

$$W_{correccion} = \frac{W_{prueba}}{V_t} * V_0 \quad (7)$$

Reemplazando en ecuaciones (5), (6) y (7)

$$V_t = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} = \sqrt{\frac{6.53^2 + 9.23^2 - 2 * 11.6^2}{2}}$$

$$V_t = 8.405 \text{ mm/s}$$

$$\alpha = \text{acos} \frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_t * V_0} = \text{acos} \frac{9.23^2 - 6.53^2}{4 * 8.405 * 11.6}$$

$$\alpha = 84^\circ \approx 90^\circ$$

$$W_{correccion} = \frac{W_{prueba}}{V_t} * V_0 = \frac{11.1 \text{ gramos}}{8.405 \frac{\text{mm}}{\text{s}}} * 11.6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$W_{correccion} = 15.319 \text{ gramos}$$



Figura 3.9: Peso de prueba (izquierda) y Peso de corrección (derecha).
Fuente: Propia.

- Balanceo de afinamiento

Peso de prueba (W_{prueba}): 7.2 gramos

| CORRIDA | AMPLITUD (mm/s) | PESO (g) | UBICACIÓN (grados °) |
|---------|-----------------|----------|----------------------|
| V0 | 4,11 | 0 | - |
| V1 | 3,82 | 7,2 | 0 |
| V2 | 9 | 7,2 | 180 |

Tabla 3.13: Tabla de resultado de las corridas de afinamiento.
Fuente: Creación Propia.

Reemplazando en ecuaciones (5), (6) y (7)

$$V_t = 5.56 \text{ mm/s}$$

$$\alpha = 43.41^\circ \approx 45^\circ$$

$$W_{\text{correccion}} = 5.32 \text{ gramos}$$

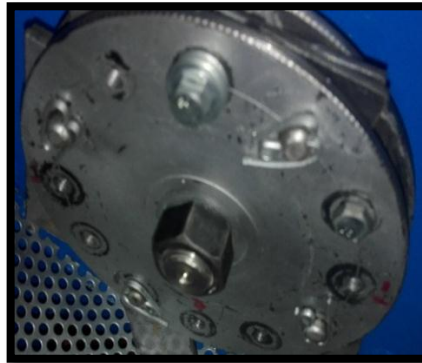


Figura 3.10: Disco balanceado final.

Fuente: Propia.

3.5.1.2. Método 2: Sin fase y 4 corridas de vibración (Grafico).

- Tabla de valores

| | | Antes | | Después | | | | Antes | | Después | |
|----------|--------------|-------|-------|---------|--------------|--------|---------------|-------|------|---------|--|
| | | | | | | | | | | | |
| MOTOR | MI 01HV | 2.455 | mm/s | 1.263 | | MOLINO | MI 03HV | 2.603 | mm/s | 1.712 | |
| | MI 01HV baja | 2.450 | mm/s | 1.244 | | | MI 03HV baja | 2.580 | mm/s | 1.712 | |
| | MI 01HA | 0.065 | g | 0.025 | | | MI 03HA | 0.020 | g | 0.030 | |
| | MI 01E3 | 0.753 | gE | 1.299 | | | MI 03E3 | 1.572 | gE | 1.431 | |
| | MI 01VV | 1.636 | mm/s | 1.152 | | | MI 03VV | 5.205 | mm/s | 2.976 | |
| | MI 01VV baja | 1.624 | mm/s | 1.117 | | | MI 03VV baja | 5.171 | mm/s | 2.945 | |
| | MI 01VA | 0.085 | g | 0.100 | | | MI 03VA | 0.055 | g | 0.050 | |
| | MI 02HV | 2.727 | mm/s | 1.453 | | | MI 03 AV | 2.905 | mm/s | 1.881 | |
| | MI 02HV baja | 2.725 | mm/s | 1.434 | | | MI 03 AV baja | 2.889 | mm/s | 1.865 | |
| | MI 02HA | 0.035 | g | 0.030 | | | MI 03AA | 0.090 | g | 0.030 | |
| | MI 02HE3 | 1.764 | gE | 2.022 | | | MI 04HV | 2.795 | mm/s | 3.685 | |
| | MI 02VV | 3.506 | mm/s | 1.695 | | | MI 04HV baja | 2.758 | mm/s | 3.656 | |
| | MI 02VV baja | 3.488 | mm/s | 1.661 | | | MI 04HA | 0.030 | g | 0.020 | |
| | MI 02VA | 0.001 | g | 0.080 | | | MI 04HE3 | 1.542 | gE | 1.432 | |
| | MI 02AV | 5.090 | mm/s | 2.027 | | | MI 04VV | 6.232 | mm/s | 3.354 | |
| | MI 02AV baja | 5.078 | mm/s | 2.007 | | | MI 04VV baja | 6.177 | mm/s | 3.123 | |
| MI 02 AA | 0.001 | g | 0.040 | | MI 04VA | 0.030 | g | 0.025 | | | |
| | | | | | MI 04AV | 3.398 | mm/s | 2.278 | | | |
| | | | | | MI 04AV baja | 3.330 | mm/s | 2.163 | | | |
| | | | | | MI 04AA | 0.070 | g | 0.030 | | | |

Tabla 3.14: Valor global Método 2 Balanceo antes y después de corrección.

Fuente: Creación Propia.

- Balanceo

Seleccionamos el punto 4 como el punto de referencia para corregir el desbalance por ser el que tiene el mayor valor global en dirección vertical.

Peso de prueba (W_{prueba}): 11.4 gramos.

• Corrida 1 Vo

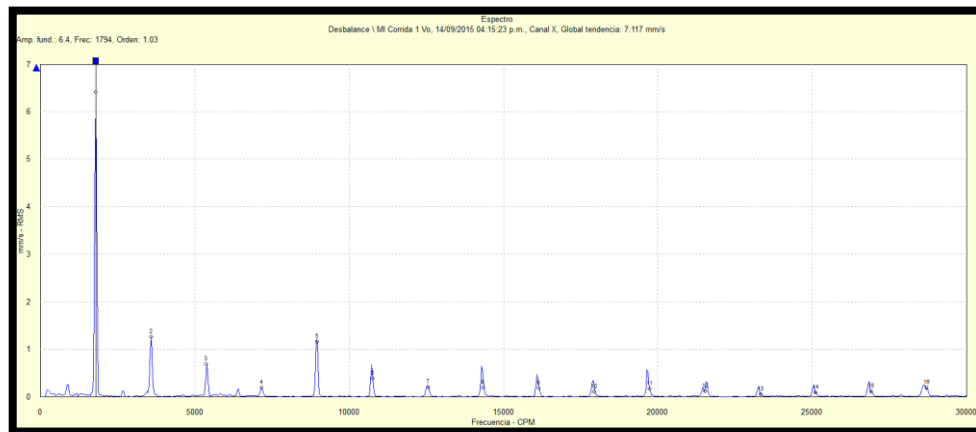


Figura 3.11: Espectro global 7.117 mm/s RMS.

Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

• Corrida 2 V1

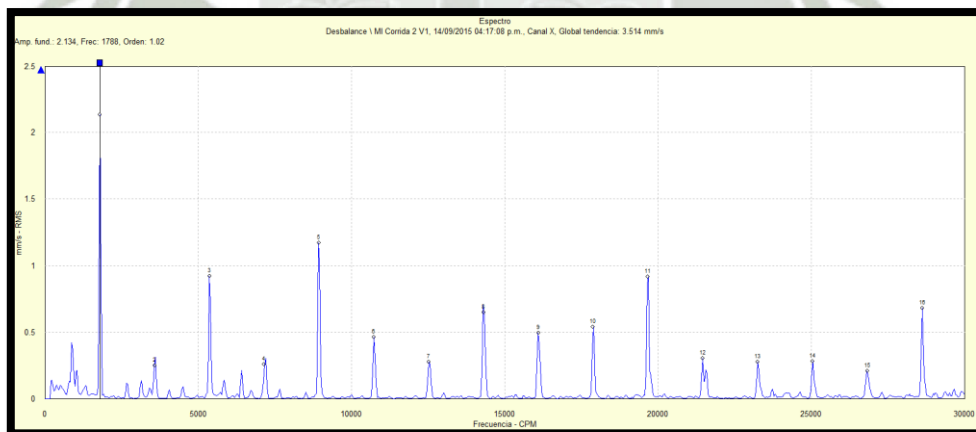


Figura 3.12: Espectro global 3.514 mm/s RMS.

Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Corrida 3 V2

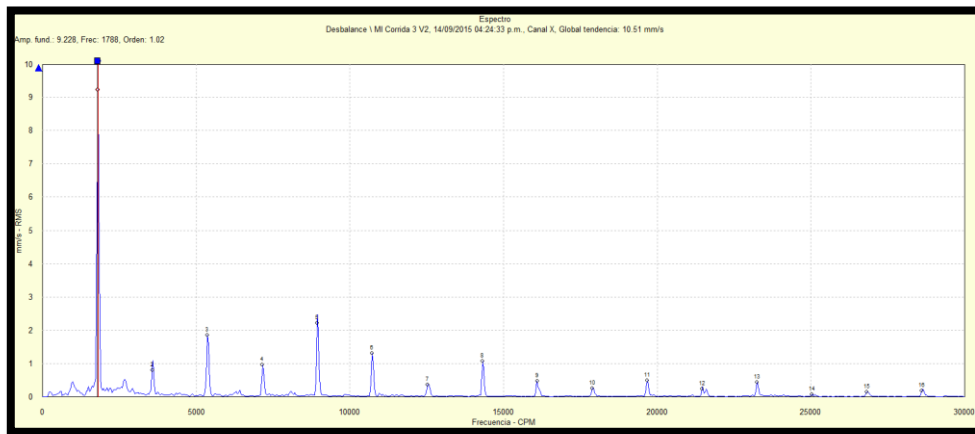


Figura 3.13: Espectro global 10.51 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Corrida 4 V3

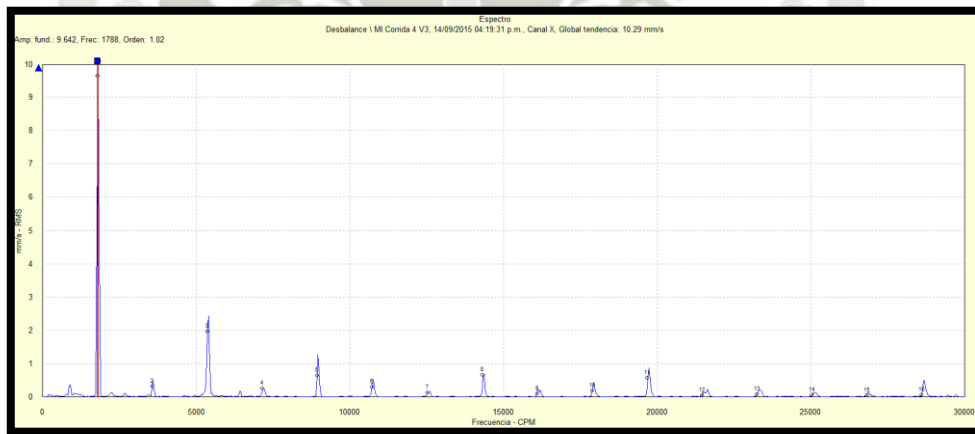


Figura 3.14: Espectro global 10.29 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

| CORRIDA | AMPLITUD (mm/s) | PESO (g) | UBICACIÓN (grados °) |
|---------|-----------------|----------|----------------------|
| V0 | 7.117 | 0 | - |
| V1 | 3.514 | 11.4 | 0 |
| V2 | 10.51 | 11.4 | 120 |
| V3 | 10 | 11.4 | 240 |

Tabla 3.15: Tabla de resultado de las corridas.
Fuente: Creación Propia.

Método alternativo de las cuatro corridas se emplea el valor de vibración del sistema en la velocidad de operación o frecuencia de 1X. Se realiza la primera corrida del

equipo y se toma la señal de la máquina en su estado inicial (V_0). Con el valor obtenido se grafica una circunferencia con radio V_0 . Se selecciona una masa de prueba WT, se seleccionan tres puntos equidistantes (P_1, P_2, P_3) en los que se pondrán la masa de prueba y con los que se harán las siguientes tres corridas.

Se coloca la masa de prueba en la posición 1, se procede a realizar la segunda corrida obteniendo un valor de vibración V_1 . Se grafica un círculo en la posición 1 cuyo radio es V_1 .

Se instala la masa de prueba en la posición 2 y se realiza la tercera corrida obteniendo un valor de vibración V_2 . Se grafica un círculo en la posición 2 cuyo radio es V_2 .

Se instala la masa de prueba en la posición 3 y se realiza la segunda corrida obteniendo un valor de vibración V_3 . Se grafica un círculo en la posición 3 cuyo radio es V_3 .

Se traza un vector desde el centro del plano polar hasta la región de intersección de los tres círculos (V_t). Este vector representa la masa de corrección necesaria para balancear el rotor.

Al no haber espacio en 120° se distribuirá el peso en 90° y 180° .

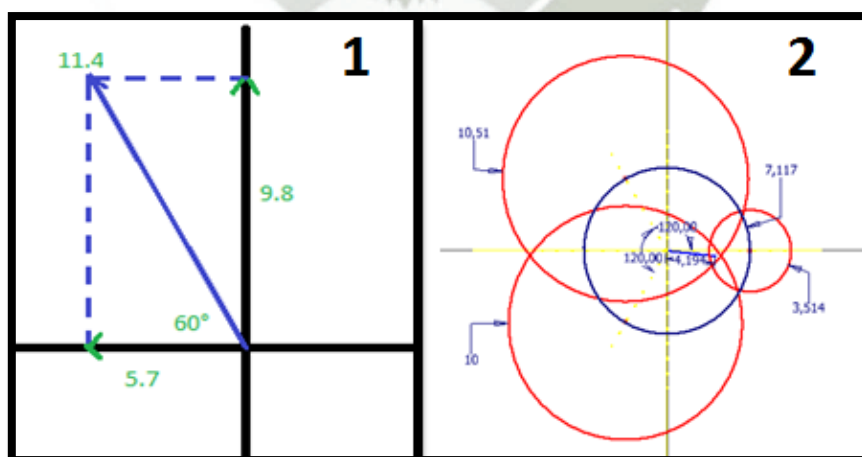


Figura 3.15: 1- Distribución peso prueba 120° .

2- Plano polar para determinar V_t .

Fuente: Propia.

Para el peso de corrección

$$W_{correccion} = \frac{W_{prueba}}{V_t} * V_0 = \frac{11.4 \text{ gramos}}{4.194 \frac{mm}{s}} * 7.117 \frac{mm}{s}$$

$$W_{correccion} = 19.345 \text{ gramos}$$



Figura 3.16: Disco balanceado Método 2.
Fuente: Propia

3.5.1.3. Método 3: Balanceo con Microlog y tacómetro

- Medición 1 plano
- Se debe coleccionar los datos a la velocidad nominal del módulo.
- En el disco se colocará una cinta reflectora como un punto de referencia para medir fase y velocidad.
- El equipo estará conectado a un medidor de fase que medirá la fase y las RPM las cuales se enviarán al colector Microlog por la función “Equilibrado”.

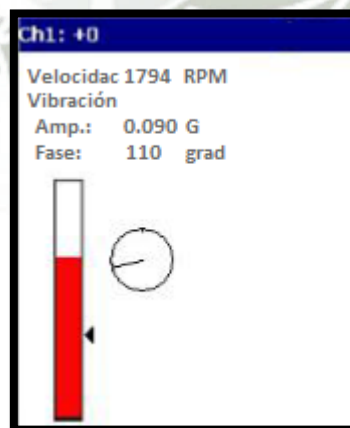


Figura 3.17: Medida de referencia.
Fuente: Propia, Microlog GX.

Es importante mantener la misma velocidad en todas las mediciones de equilibrado.

- Añadir un peso de prueba, se añadirá 11 g como peso de prueba en la marca de referencia, el radio no lo moveremos para que se cuente como unidad ya que solo tenemos una posición radial para colocar el peso, podemos colocar en la pantalla una masa negativa si se quitará la masa envés de agregarla.

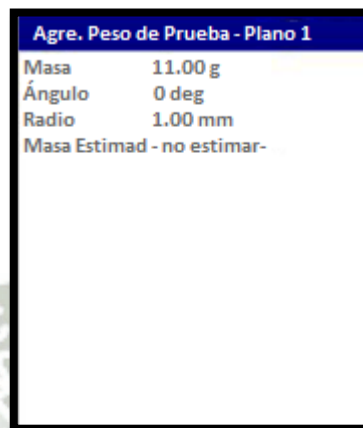


Figura 3.18: Ajustar parámetros de Prueba.
Fuente: Propia, Microlog GX.

- Realice la medición de prueba

Con el peso de prueba se deberá arrancar la máquina nuevamente y tomar la siguiente medida de Medición con peso de prueba

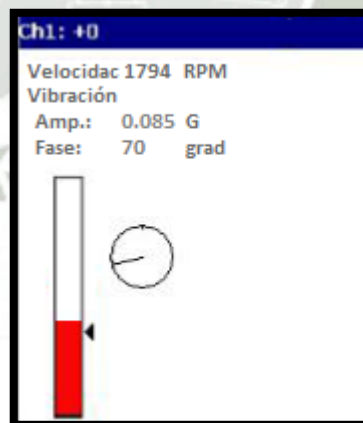


Figura 3.19: Medida con parámetros de prueba.
Fuente: Propia, Microlog GX.

Para obtener un equilibrado preciso, estas lecturas deben cumplir la regla del 30/30 (con respecto a la medición de referencia, el peso de prueba produce un cambio de un 30% en la amplitud o un cambio de 30 grados en la fase, o ambos).

Si no es el caso el Microlog te pedirá cambiar el peso de prueba. Si se cumple la regla del 30/30, el Microlog utiliza las diferencias entre la medición de referencia y la medición de prueba para calcular el coeficiente de influencia, que se usa para calcular la solución del peso de corrección permanente.

Los pesos de prueba se deben remover antes de añadir un peso de corrección definitivo.

| Peso correc. - Solución | | |
|-------------------------------|--------|--------|
| Plano | | 1 d... |
| ¿Dividir masa? | | No |
| Peso | | Agr... |
| Radio (1) | | 1.0... |
| Velocidad de la última ejecuc | | 179... |
| <hr/> | | |
| Masa | 18.531 | g |
| Ángulo | 10 | grad |
| Radio | 1 | mm. |

Figura 3.20: Parámetros de corrección.
Fuente: Propia, Microlog GX.

- Añada el peso de corrección
A veces un peso no puede colocarse adecuadamente con el ángulo que sugieren los cálculos de equilibrado. La opción ¿Div. Masa? divide automáticamente el peso especificado en dos, situados en dos ángulos de colocación alrededor del ángulo original.

$$\text{weight constant} = \frac{\text{change in weight}}{\text{change in vibration}}$$

- Realice una medición con peso de corrección
Para finalizar se realizará la medición con el peso de corrección.

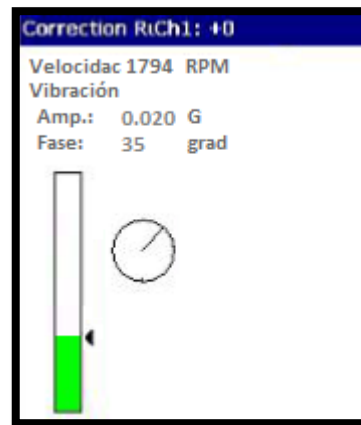


Figura 3.21: Medida con parámetros de corrección.
Fuente: Propia, Microlog GX.

Microlog permite un reajuste de ser necesario con un peso residual con los procedimientos descritos anteriormente.



Figura 3.22: Optical Phase Reference CMSS6155W.
Fuente: Propia.

3.6. Segunda Prueba: Desalineamiento

El propósito de alineación de los ejes es impedir vibraciones excesivas y el fallo prematuro de piezas de la máquina.

Es el proceso de ajuste de la posición relativa de dos máquinas acopladas (por ejemplo, un motor y una bomba) de manera que las líneas centrales de sus ejes formen una línea recta cuando la máquina está en marcha a temperatura de funcionamiento normal.

La alineación se consigue moviendo las patas frontales y/o posteriores de una máquina hacia arriba, hacia abajo y de costado, hasta que los ejes queden

alineados dentro de las tolerancias requeridas. La otra máquina permanece estacionaria.

| | | | |
|--------------------------------------|------------|--------------|--|
| Desalineación angular | Síntomas | Valor Global | Aumento excesivo de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración axial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave |
| | | Fase | Vibración radial menor que axial en 1x, 2x y 3x Fase axial a ambos lados del acople desfasadas 180° |
| | Medición | | Axial mayor que Radial |
| | Corrección | | Realizar un alineamiento |
| Desalineación paralela | Síntomas | Valor Global | Aumento excesivo de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración radial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave |
| | | Fase | Fase radial a ambos lados del acople desfasadas 180° |
| | Medición | | Radial y en menor medida Axial |
| | Corrección | | Realizar un alineamiento |
| Desalineación cojinete y rodamientos | Síntomas | Valor Global | Aumento de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración axial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave |
| | | Fase | Fase axial izq., superior, derecha, inferior 90° entre ellas |
| | Motivo | | Mal montaje, patas no en el mismo plano |
| | Corrección | | Nivelación de bancada y si es necesario montaje de cojinete adecuado |
| Desalineación poleas y correas | Síntomas | Valor Global | Aumento de valor global dependiente del lugar de toma |
| | | Espectro | Gran vibración axial y radial 1X RPM conductor o conducido |
| | Medición | | Importante axial que radial (diferencia con desbalance) |
| | Desgaste | | Desigual en dirección axial en poleas y correas |

Tabla 3.16: Resumen desalineación
Fuente: Creación Propia.

3.6.1. Montaje de Alineador

Antes de comenzar cualquier trabajo de alineación se debe tener en cuenta que el equipo que se alineará no se moverá durante el proceso de alineación y que no tenga malas condiciones mecánicas ya que la alineación no podrá ser posible de manera correcta.

Como regla general se realiza una alineación aproximada y seguidamente una alineación fina cuando se haya realizado todo el trabajo de instalación. Antes de la realineación, observen cómo marcha la máquina.



Figura 3.23: Montaje de alineador láser en módulo.
Fuente: Propia.

3.6.2. Configuración de medidas

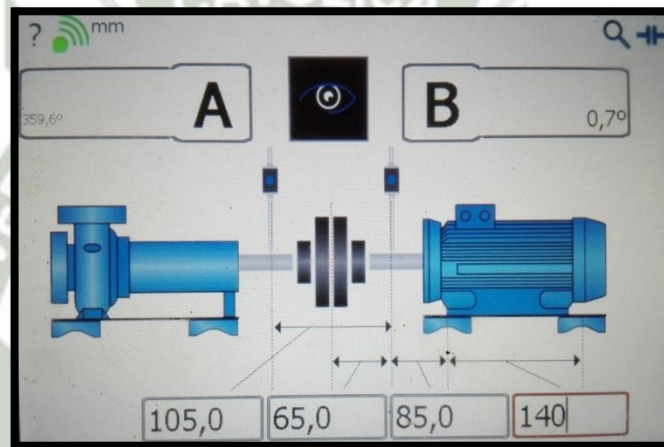


Figura 3.24: Ingreso de datos (medidas).
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

- Tolerancias de alineación

Las tolerancias de alineación dependen en gran modo de la velocidad de rotación de la máquina.

La maquinaria deberá ser alineada dentro de las tolerancias indicadas por el fabricante.

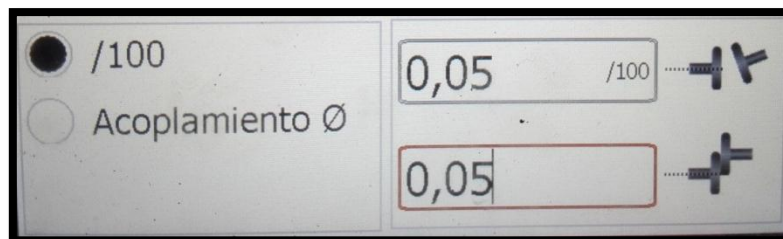


Figura 3.25: Ingreso de datos (tolerancias).
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

| TOLERANCIAS PARA ALINEACION DE EJES | | | | | | | | |
|-------------------------------------|--------------------------|-----------|-----------|-----------|-------------------------|-----------|-----------|-----------|
| R.P.M. | DESALINEAMIENTO PARALELO | | | | DESALINEAMIENTO ANGULAR | | | |
| | mils | | mm | | mils/in | | mm/100 | |
| | EXCELENTE | ACEPTABLE | EXCELENTE | ACEPTABLE | EXCELENTE | ACEPTABLE | EXCELENTE | ACEPTABLE |
| 0000 - 1000 | 3 | 5 | 0.07 | 0.13 | 0.6 | 1 | 0.06 | 0.1 |
| 1000 - 2000 | 2 | 4 | 0.05 | 0.1 | 0.5 | 0.8 | 0.05 | 0.08 |
| 2000 - 3000 | 1.5 | 3 | 0.03 | 0.07 | 0.4 | 0.7 | 0.04 | 0.07 |
| 3000 - 4000 | 1 | 2 | 0.02 | 0.04 | 0.3 | 0.6 | 0.03 | 0.06 |
| 4000 - 5000 | 0.5 | 1.5 | 0.01 | 0.03 | 0.2 | 0.5 | 0.02 | 0.05 |
| 5000 - 6000 | <0.5 | <1.5 | <0.01 | <0.03 | 0.1 | 0.4 | 0.01 | 0.04 |

Tabla 3.17: Tolerancias para Alineación de ejes.
Fuente: SKF, tolerancia del Manual TKSA 80.

3.6.3. Medios de alineación

Para alinear los ejes, las patas delanteras y traseras del equipo B (móvil) deben ser movidas en cualquiera de las cuatro direcciones: arriba o abajo, derecha o izquierda.

- Ajuste vertical con suplementos, la elevación de una máquina con una palanca de pata de cara, gato o grúa móvil no presenta normalmente problemas. Las lanas que usaremos son de grosores desde 0,05 hasta 2 mm.
- Ajuste horizontal, el movimiento de una máquina pesada de costado en una distancia exacta no es fácil, si se intenta hacerlo con un mazo o una palanca de pata de cabra., en nuestro caso se colocará una placa de soporte, la idea general es mover la máquina girando un tornillo.
- Métodos tradicionales para alinear ejes

Aunque muy comunes, los métodos tradicionales para alinear ejes no suelen ofrecer el nivel de precisión requerido por la maquinaria actual. Los métodos aproximados de alineación, aún utilizados hoy en día, como por ejemplo el uso de galgas o una regla/viga, pueden ser rápidos, pero también imprecisos. Otro método tradicional que utiliza relojes comparadores y ofrece una buena precisión, pero requiere operarios especialistas y mucho tiempo.

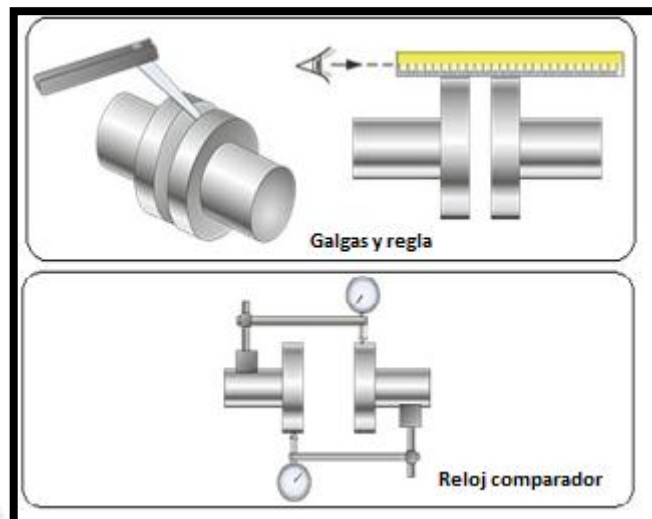


Figura 3.26: Métodos tradicionales de alineación.
Fuente: SKF del Perú.

- Método de alineación de ejes láser y por contacto

Un alineador de ejes láser realiza una alineación más rápida y precisa que los métodos tradicionales.

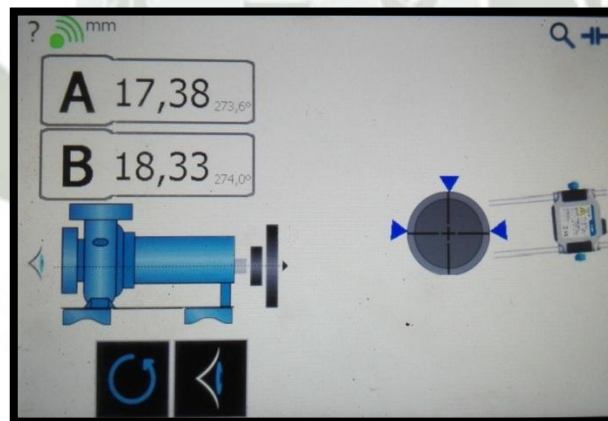


Figura 3.26: Toma de datos (3 posiciones).
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

Se realizan tres medidas: a 0° , 90° y 270° , la toma de estas mediciones dependerá mucho del equipo que se utilice para la alineación, en nuestro caso se utilizó el alineador láser TKSA 80 de SKF, el cual puede tomar medidas sin importar el orden en el que se tomen dichas medidas, además de aceptar un rango de $\pm 15^\circ$.

3.6.4. Desalineamiento Paralelo

La desalineación paralela muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. $2X$ es por lo regular mayor que $1X$, pero su altura respecto a $1X$ es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este.

Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas ($4X-8X$) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soldadura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa.

No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso.



Figura 3.27: Desalineación paralela horizontal.
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

- Medidas equipo desalineado
 - Vibración punto 1 Vertical

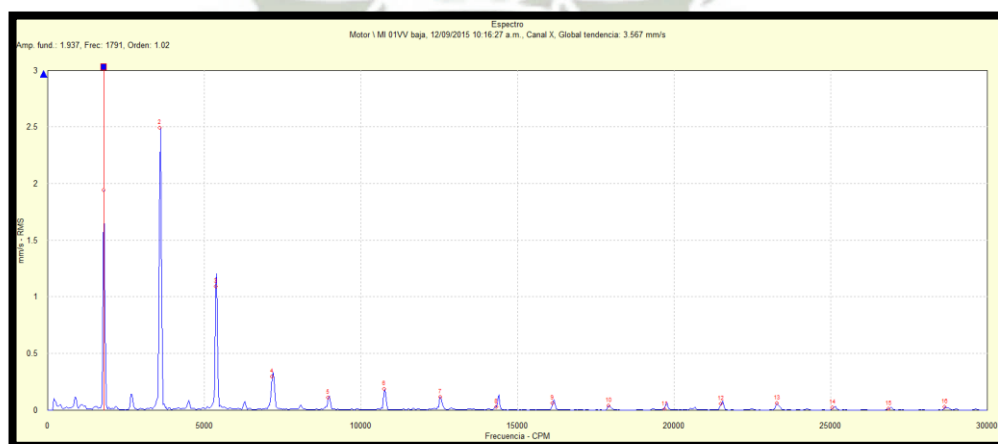


Figura 3.28: Desalineación Paralela- $1X$, $2X$, $3X$ espectro global 3.567 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 3 Horizontal

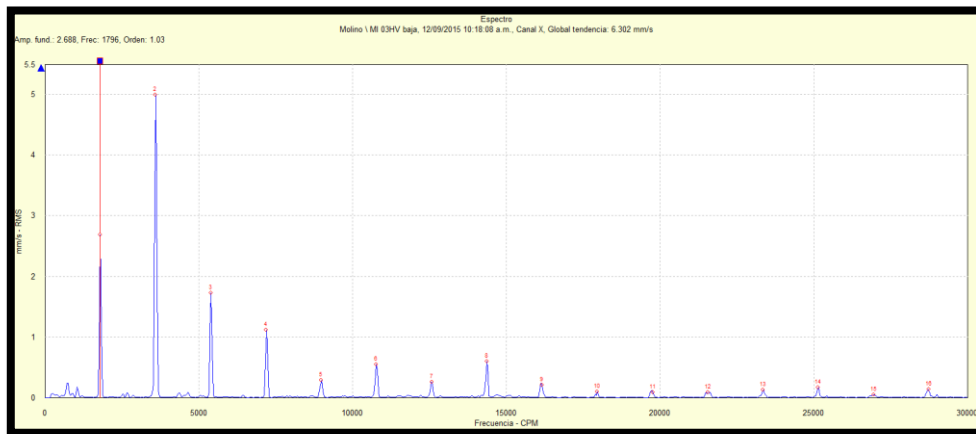


Figura 3.29: Desalineación Paralela- 1X, 2X, 3X espectro global 6.302 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Medidas equipo alineado

- Vibración punto 1 Vertical

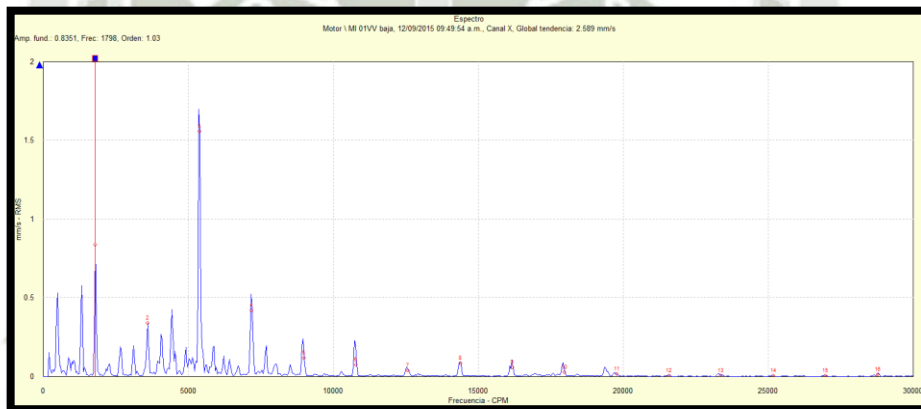


Figura 3.30: Equipo alineado, espectro global 2.589 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 3 Horizontal

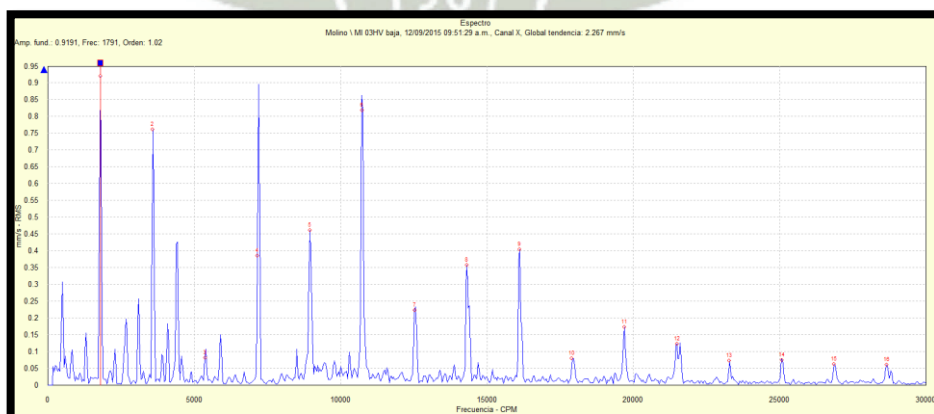


Figura 3.31: Equipo alineado, espectro global 2.267 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Valores de alineamiento

| LECTURAS INICIALES | CONDICION DE ALINEAMIENTO [mm] | | | |
|--------------------|--------------------------------|----------|------------|-----------|
| | VERTICAL | | HORIZONTAL | |
| PARALELO | | 0.07 | | 1.42 |
| ANGULAR | | 0.09/100 | | -0.01/100 |
| LECTURAS FINALES | CONDICION DE ALINEAMIENTO [mm] | | | |
| PARALELO | | 0.05 | | 0.03 |
| ANGULAR | | 0.07/100 | | 0.02/100 |

Tabla 3.18: Valores de alineamiento inicial y final.

Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

- Tabla de valores vibracionales

| | | Antes | | Después | | | | Antes | | Después | |
|--------------|--------------|-------|-------|---------|--------------|--------|---------------|-------|------|---------|--|
| | | | | | | | | | | | |
| MOTOR | MI 01HV | 2.879 | mm/s | 1.378 | | MOLINO | MI 03HV | 6.338 | mm/s | 2.31 | |
| | MI 01HV baja | 2.869 | mm/s | 1.366 | | | MI 03HV baja | 6.302 | mm/s | 2.267 | |
| | MI 01HA | 0.07 | g | 0.04 | | | MI 03HA | 0.08 | g | 0.02 | |
| | MI 01E3 | 1.284 | gE | 1.104 | | | MI 03E3 | 5.445 | gE | 1.747 | |
| | MI 01VV | 3.585 | mm/s | 2.596 | | | MI 03VV | 9.087 | mm/s | 3.069 | |
| | MI 01VV baja | 3.567 | mm/s | 2.589 | | | MI 03VV baja | 9.015 | mm/s | 3.016 | |
| | MI 01VA | 0.1 | g | 0.065 | | | MI 03VA | 0.15 | g | 0.04 | |
| | MI 02HV | 11.31 | mm/s | 1.475 | | | MI 03 AV | 4.636 | mm/s | 1.672 | |
| | MI 02HV baja | 11.24 | mm/s | 1.46 | | | MI 03 AV baja | 4.49 | mm/s | 1.634 | |
| | MI 02HA | 0.06 | g | 0.025 | | | MI 03AA | 0.15 | g | 0.05 | |
| | MI 02HE3 | 5.973 | gE | 1.891 | | | MI 04HV | 4.527 | mm/s | 1.861 | |
| | MI 02VV | 5.884 | mm/s | 2.607 | | | MI 04HV baja | 4.345 | mm/s | 1.841 | |
| | MI 02VV baja | 5.825 | mm/s | 2.589 | | | MI 04HA | 0.2 | g | 0.03 | |
| | MI 02VA | 0.09 | g | 0.08 | | | MI 04HE3 | 9.698 | gE | 1.586 | |
| MI 02AV | 7.205 | mm/s | 3.314 | | MI 04VV | 5.502 | mm/s | 3.442 | | | |
| MI 02AV baja | 7.078 | mm/s | 3.308 | | MI 04VV baja | 5.396 | mm/s | 3.137 | | | |
| MI 02 AA | 0.2 | g | 0.05 | | MI 04VA | 0.1 | g | 0.02 | | | |
| | | | | | MI 04AV | 3.897 | mm/s | 1.469 | | | |
| | | | | | MI 04AV baja | 3.098 | mm/s | 1.326 | | | |
| | | | | | MI 04AA | 0.45 | g | 0.05 | | | |

Tabla 3.19: Valor global Desalineamiento Paralelo antes y después de corrección.

Fuente: Creación Propia.

3.6.5. Desalineamiento Angular

La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo no es inusual que tanto 1X, 2X o 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM.

A diferencia de la soltura mecánica, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro.

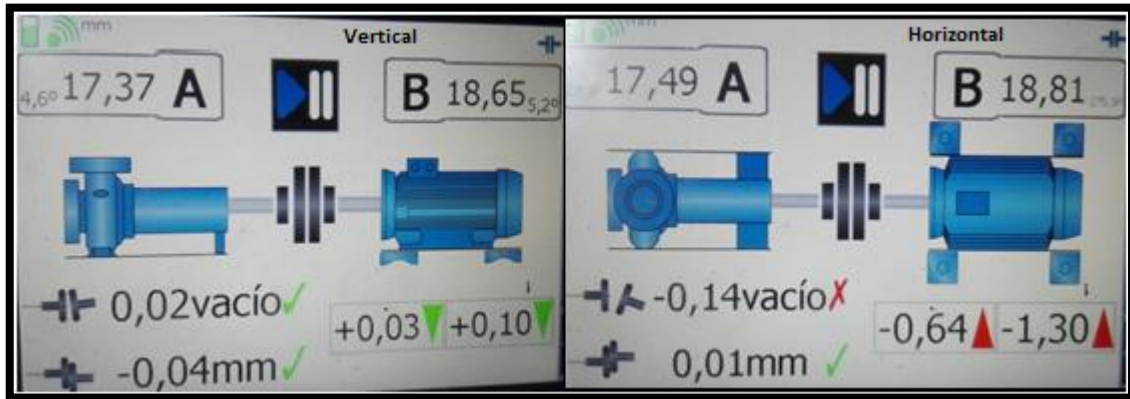


Figura 3.32: Desalineación angular horizontal.
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

- Medidas equipo desalineado

- Vibración punto 2 Vertical

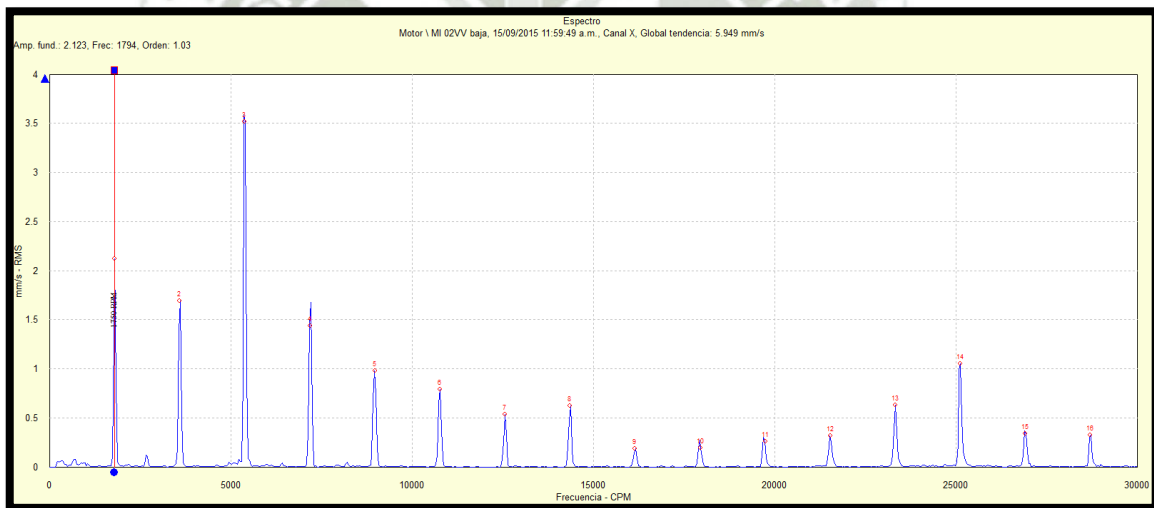


Figura 3.33: Desalineación Angular- 1X, armónicos espectro global 5.95 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 2 Axial

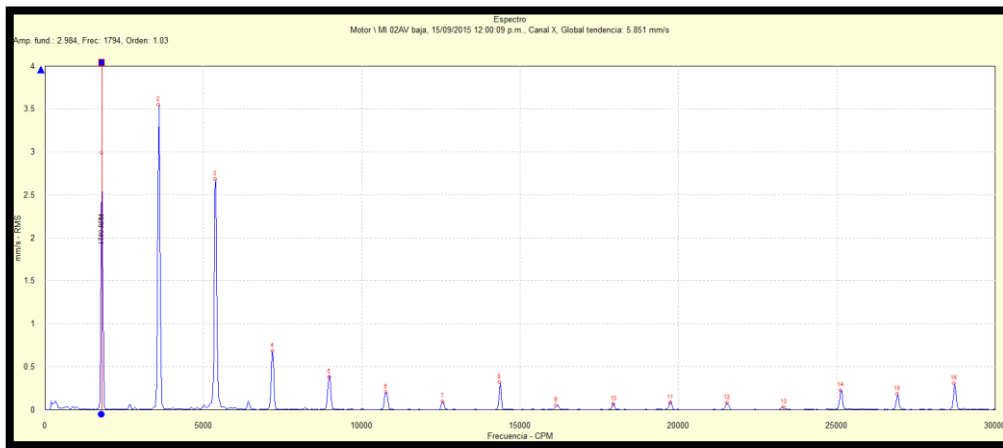


Figura 3.34: Desalineación Angular- 1X, armónicos espectro global 5.851 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Medidas equipo alineado

- Vibración punto 2 Vertical

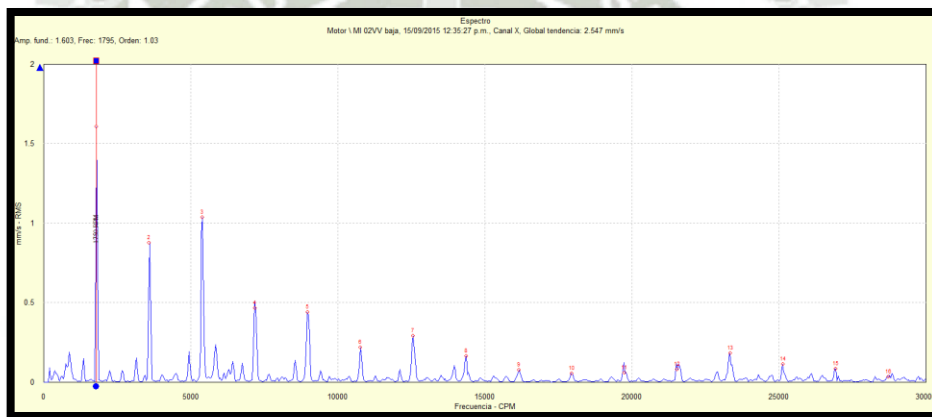


Figura 3.35: Equipo alineado, espectro global 2.547 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 2 Axial

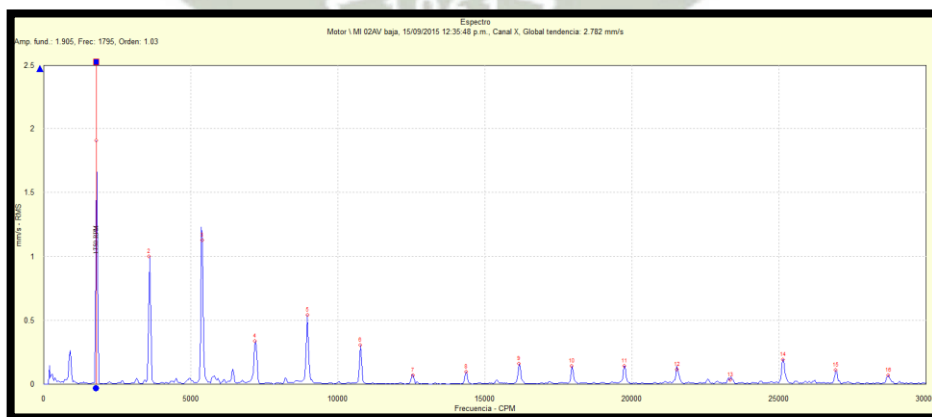


Figura 3.36: Equipo alineado, espectro global 2.782 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Valores de alineamiento

| LECTURAS INICIALES | CONDICION DE ALINEAMIENTO INICIAL(mm) | | | |
|--------------------|---------------------------------------|----------|------------|-----------|
| | VERTICAL | | HORIZONTAL | |
| PARALELO | | -0.04 | | 0.01 |
| | | | | |
| ANGULAR | | 0.02/100 | | -0.14/100 |
| | | | | |
| LECTURAS FINALES | CONDICION DE ALINEAMIENTO INICIAL(mm) | | | |
| | VERTICAL | | HORIZONTAL | |
| PARALELO | | 0.01 | | 0.03 |
| | | | | |
| ANGULAR | | 0.01/100 | | 0.00/100 |
| | | | | |

Tabla 3.20: Valores de alineamiento inicial y final.
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

- Tabla de valores vibracionales

| | | Antes | | Después | | | | Antes | | Después | |
|----------|--------------|-------|------|---------|--------------|--------|---------------|-------|------|---------|--|
| | | | | | | | | | | | |
| MOTOR | MI 01HV | 3.005 | mm/s | 2.346 | | MOLINO | MI 03HV | 4.52 | mm/s | 2.33 | |
| | MI 01HV baja | 2.897 | mm/s | 2.329 | | | MI 03HV baja | 4.18 | mm/s | 2.296 | |
| | MI 01HA | 0.02 | g | 0.05 | | | MI 03HA | 0.12 | g | 0.03 | |
| | MI 01E3 | 1.98 | gE | 1.658 | | | MI 03E3 | 5.861 | gE | 5.701 | |
| | MI 01VV | 3.717 | mm/s | 1.788 | | | MI 03VV | 7.322 | mm/s | 4.03 | |
| | MI 01VV baja | 3.572 | mm/s | 1.76 | | | MI 03VV baja | 7.16 | mm/s | 3.951 | |
| | MI 01VA | 0.1 | g | 0.08 | | | MI 03VA | 0.25 | g | 0.1 | |
| | MI 02HV | 5.429 | mm/s | 2.035 | | | MI 03 AV | 3.023 | mm/s | 1.056 | |
| | MI 02HV baja | 5.365 | mm/s | 2.001 | | | MI 03 AV baja | 2.916 | mm/s | 0.9305 | |
| | MI 02HA | 0.05 | g | 0.03 | | | MI 03AA | 0.14 | g | 0.025 | |
| | MI 02HE3 | 2.382 | gE | 2.74 | | | MI 04HV | 4.274 | mm/s | 1.989 | |
| | MI 02VV | 6.019 | mm/s | 2.574 | | | MI 04HV baja | 4.119 | mm/s | 1.888 | |
| | MI 02VV baja | 5.949 | mm/s | 2.547 | | | MI 04HA | 0.1 | g | 0.04 | |
| | MI 02VA | 0.05 | g | 0.1 | | | MI 04HE3 | 3.186 | gE | 6.955 | |
| | MI 02AV | 5.951 | mm/s | 2.837 | | | MI 04VV | 5.249 | mm/s | 4.383 | |
| | MI 02AV baja | 5.851 | mm/s | 2.782 | | | MI 04VV baja | 5.215 | mm/s | 4.31 | |
| MI 02 AA | 0.18 | g | 0.06 | | MI 04VA | 0.11 | g | 0.075 | | | |
| | | | | | MI 04AV | 3.044 | mm/s | 2.292 | | | |
| | | | | | MI 04AV baja | 2.83 | mm/s | 2.184 | | | |
| | | | | | MI 04AA | 0.09 | g | 0.01 | | | |

Tabla 3.21: Valor global Desalineamiento Angular antes y después de corrección.
Fuente: Creación Propia.

- Pantalla de corrección final después del alineamiento

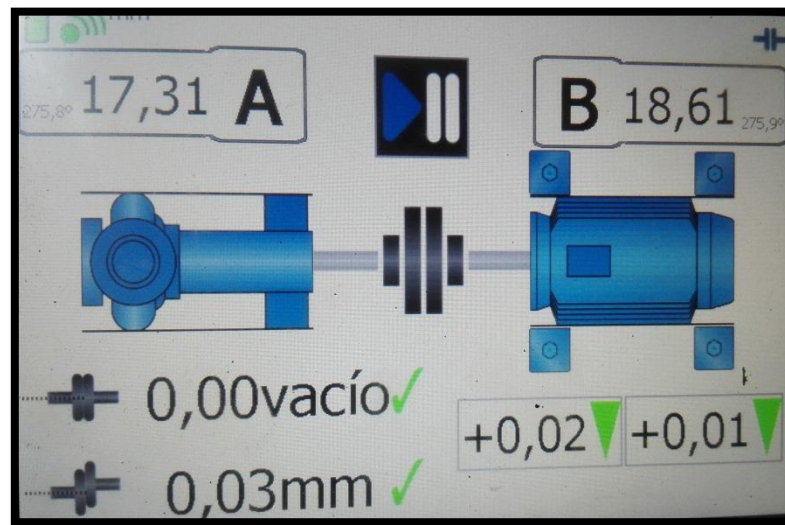


Figura 3.37: Equipo Alineado.
Fuente: Propia, Alineador de ejes TKSA 80.

3.6.6. Alineación con diales método: Medición radial y axial

Para máquinas que operan a velocidades menores de 1500 rpm o maquinarias de baja potencia es suficiente con una alineación con regla y tanteo visual teniendo una precisión en el rango de 0,3 – 0,8 mm.

Para máquinas que operan a mayor velocidad o de potencia de media gama es importante llegar a una alineación mucho más precisa por lo cual es necesario el uso de relojes comparadores u otros métodos que nos den errores desiguales mucho menores. La mayoría de máquinas caen en esta categoría, y por lo tanto, los métodos disponibles se explican a continuación.

El dial utilizado para el módulo es el comparador más común utilizado durante la alineación. En la Figura 3.38 se muestra el dial usado para realizar el alineamiento del módulo. Cuando el resorte se comprime, el puntero del dial se presiona hacia adentro y la aguja del reloj se desplaza hacia la derecha, indicando una lectura positiva. Cuando el puntero se mueve hacia el exterior, la aguja del reloj se mueve contra las agujas del reloj, lo que indica una lectura negativa.



Figura 3.38: Reloj comparador usado.
Fuente: Propia.

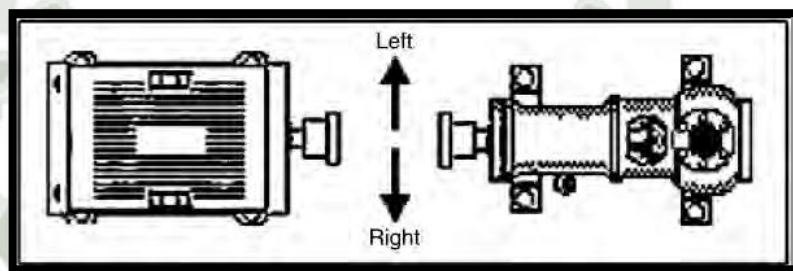


Figura 3.39: Convención de direcciones.
Fuente: Machinery Vibration Analysis and Predictive Manintance.

En la Figura 3.39 se muestra la dirección que se usa por convención definiendo la izquierda y derecha de movimiento viendo desde la parte de atrás del conductor.

Para poder utilizar el dial adaptamos una abrazadera para que pueda ser utilizada en el mismo sitio donde se encuentra los prisioneros de los acoples para ambos lados, y se adaptó para poder tomar medidas radiales y axiales.

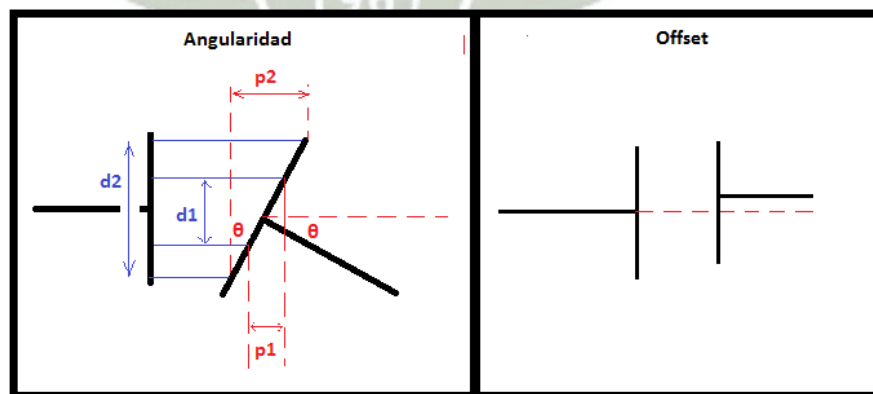


Figura 3.40: Angularidad y offset.
Fuente: Creación Propia.

Del gráfico podemos determinar que el ángulo de desalineamiento es:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{p2}{d2} \right)$$
$$offset = \frac{medida\ dial}{2}$$

Donde:

P1 y P2 son lecturas del dial al rotar 180°; d1 y d2 diámetro descrito por el dial al medir.

Para poder realizar la alineación se seguirán los siguientes pasos:

1. Se debe eliminar la restricción que produce el acople, por motivos de espacio se decide separar una garra del acople para permitir el libre giro de cada componente (motor, eje molino).
2. Luego se procede a realizar una pre alineación con una regla para cumplir con el desplazamiento que tiene la aguja del dial, el cual es limitado, en la práctica realizada el dial utilizado tiene un desplazamiento de 220 mils, por lo tanto no puede haber un desalineamiento mayor ya que el reloj no estará en contacto con el elemento a medir.
3. Los mediciones se deben tomar en el acople del equipo que se moverá, en este caso será el motor, al tener comprobar que el dial está bien ubicado se procede con la medición radial para medir el desplazamiento. Esto se hace en los planos verticales y horizontales, por lo que serán requeridas cuatro lecturas.

Por convención:

- Superior, inferior, izquierda y derecha

La medición en la posición de arriba la aguja del dial se colocara en cero y se medida como ya mencionamos anteriormente.

4. Se ubicara la aguja del dial en dirección axial para medir en dirección axial cuatro mediciones.

Las lecturas radiales y axiales en mils son:

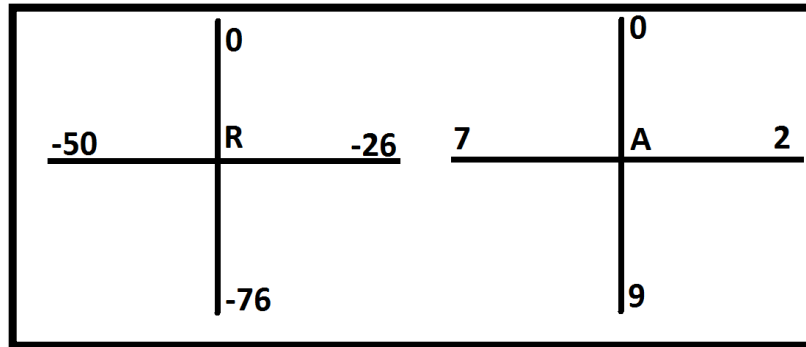


Figura 3.41: Medición radial y axial.
Fuente: Creación Propia.

Nota: Se debe tener mucho cuidado al tomar las mediciones, por la geometría de circunferencia del eje la suma de sus lados verticales debe ser igual o muy cercana a la suma de sus mediciones horizontales, tanto en mediciones axiales como radiales.

5. Se deberá tomar las distancias que existen entre el punto en el que el dial realiza las mediciones y la pata delantera del motor, del mismo modo la distancia entre patas; el motivo es que estos puntos son los que tenemos que hallar para agregar o sacar lainas en el plano vertical, del mismo modo mover de derecha o izquierda en el plano horizontal. También medir el diámetro de la línea que realiza las mediciones el dial.

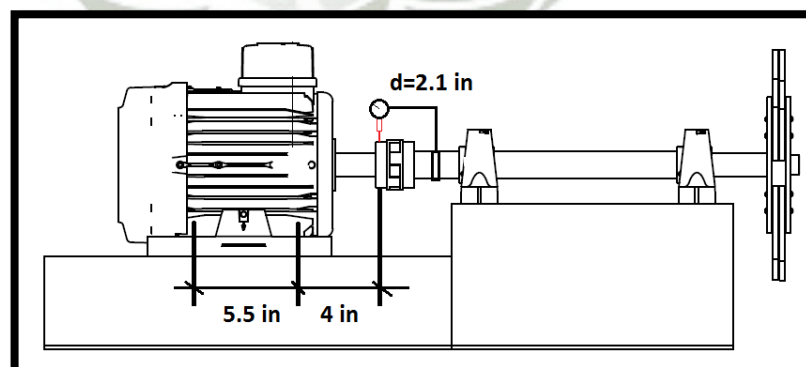


Figura 3.42 Mediciones de distancias.
Fuente: Creación Propia.

6. Cálculos para el plano vertical

$$\text{offset} = \frac{(-76) - 0}{2}$$

$$\text{offset} = -38 \text{ mils}$$

Offset signo positivo aumentar, signo negativo remover.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = 0 - 9 = -9 \text{ mils}$$

$$d1 = 2.1 \text{ in} = 2100 \text{ mils}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{-9 \text{ mils}}{2100 \text{ mils}} \right)$$

$$\therefore \theta = -0.0043 = -4.3 \text{ mrad}$$

$$\therefore \theta = -0.246^\circ$$

Al analizar gráficamente en la figura podemos ver:

$$x = 4 \text{ in} * -4.3 \text{ mrad} = -17.2 \text{ mils}$$

$$y = 9.5 \text{ in} * -4.3 \text{ mrad} = -40.85 \text{ mils}$$

Entonces:

$$\text{Punto A} = -38 - 17.2$$

$$\text{Punto A} = -55.2 \text{ mils} = \text{quitar } 1.4 \text{ mm}$$

$$\text{Punto B} = -38 - 40.85$$

$$\text{Punto B} = -78.85 \text{ mils} = \text{quitar } 2.0 \text{ mm}$$

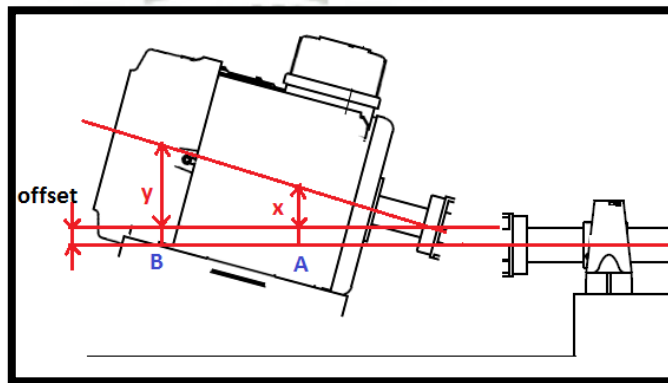


Figura 3.43: Desalineamiento plano vertical.

Fuente: Creación Propia.

7. Cálculo para el plano horizontal

$$\text{offset} = \frac{(-26) - (-50)}{2}$$

$$\text{offset} = 12 \text{ mils}$$

Por convención un offset positivo indica que se necesita mover a la izquierda y negativo mover a la derecha los puntos A y B, tomando como referencia las direcciones posicionándose detrás del equipo conductor (motor).

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = 2 - 7 = -5 \text{ mils}$$

$$d1 = 2.1 \text{ in} = 2100 \text{ mils}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{-5 \text{ mils}}{2100 \text{ mils}} \right)$$

$$\therefore \theta = -0.00238 = -2.38 \text{ mrad}$$

$$\therefore \theta = -0.136^\circ$$

Al analizar gráficamente en la figura podemos ver:

$$x = 4 \text{ in} * -2.38 \text{ mrad} = -9.52 \text{ mils}$$

$$y = 9.5 \text{ in} * -2.38 \text{ mrad} = -22.61 \text{ mils}$$

Entonces:

$$\text{Punto A} = 12 - 9.52$$

$$\text{Punto A} = 2.48 \text{ mils} = \text{mover izquierda } 0.06 \text{ mm}$$

$$\text{Punto B} = 12 - 22.61$$

$$\text{Punto B} = -10.61 \text{ mils} = \text{mover derecha } 0.27 \text{ mm}$$

Siempre se debe corregir la desalineación vertical primero y luego la horizontal, ya que verticalmente no se moverá una vez corregida la desalineación

8. Refinar la alineación realizada

Se realizara desde el paso para poder confirmar que se realizó un buen alineamiento o si es necesario alguna modificación más.

- Medición con diales

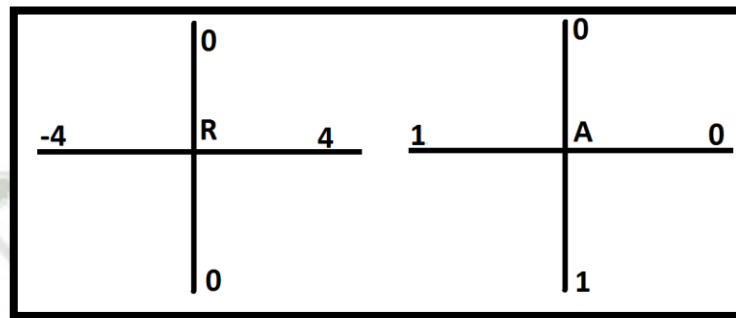


Figura 3.44: Medición radial y axial refinamiento.
Fuente: Creación Propia.

- Cálculos para el plano vertical

$$offset = \frac{(0) - 0}{2}$$

$$offset = 0 \text{ mils}$$

Offset signo positivo aumentar, signo negativo remover.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = 0 - 1 = -1 \text{ mils}$$

$$d1 = 2.1 \text{ in} = 2100 \text{ mils}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{-1 \text{ mils}}{2100 \text{ mils}} \right)$$

$$\therefore \theta = -0.00048 = -0.48 \text{ mrad}$$

$$\therefore \theta = -0.0275^\circ$$

Al analizar gráficamente en la figura podemos ver:

$$x = 4 \text{ in} * -0.48 \text{ mrad} = -1.92 \text{ mils}$$

$$y = 9.5 \text{ in} * -0.48 \text{ mrad} = -4.56 \text{ mils}$$

Entonces:

$$\text{Punto A} = -1.92 \text{ mils} = \text{quitar } 0.05 \text{ mm}$$

$$\text{Punto B} = -4.56 \text{ mils} = \text{quitar } 0.12 \text{ mm}$$

Las mediciones son mínimas por los cuales solo se ajustaran un poco más los pernos para corregir dicha condición.

- Cálculo para el plano horizontal

$$\text{offset} = \frac{(4) - (-4)}{2}$$

$$\text{offset} = 4 \text{ mils}$$

Por convención un offset positivo indica que se necesita mover a la izquierda y negativo mover a la derecha los puntos A y B, tomando como referencia las direcciones posicionándose detrás del equipo conductor (motor).

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = 0 - 1 = -1 \text{ mils}$$

$$d1 = 2.1 \text{ in} = 2100 \text{ mils}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{-1 \text{ mils}}{2100 \text{ mils}} \right)$$

$$\therefore \theta = -0.00048 = -0.48 \text{ mrad}$$

$$\therefore \theta = -0.0275^\circ$$

Al analizar gráficamente en la figura podemos ver:

$$x = 4 \text{ in} * -0.48 \text{ mrad} = -1.92 \text{ mils}$$

$$y = 9.5 \text{ in} * -0.48 \text{ mrad} = -4.56 \text{ mils}$$

Entonces:

$$\text{Punto A} = 4 - 1.92$$

$$\text{Punto A} = 2.08 \text{ mils} = \text{mover derecha } 0.05 \text{ mm}$$

$$\text{Punto B} = 4 - 4.56$$

$$\text{Punto B} = -0.56 \text{ mils} = \text{mover izquierda } 0.014 \text{ mm}$$

La alineación realizada se realizó con precisión.

3.7. Tercera Prueba: Soltura Mecánica

En cualquier máquina de rotación, las solturas mecánicas pueden ocurrir en 3 lugares:

- Soltura Estructural base y Maquinaria.
- Soltura interna o rotativa.
- Soltura estructural (no se hará prueba en el módulo por no estar anclado).

| | | | | |
|-------------------------|-----------|--|---|--|
| Soltura Base-Maquinaria | Espectro | Armónicos | 1X, 2X, 3X, etc. | |
| | Severidad | Cuando 2X y/o 3X es 50% mayor que 1X. | | |
| | Medición | Radial. | | |
| Soltura Rotativa | Espectro | Armonicos | 1X, 2X, 3X, etc. | |
| | | Sub armónicos | 0.5 X. | |
| | | Medios armónicos | 1.5X, 2.5X, 3.5X, etc. | |
| | Medición | Radial. | | |
| | Severidad | Incipiente | 4 a 5 armónicos de RPM. | |
| | | Potencialmente seria | Incremento de 1X y aparición de medios armónicos baja amplitud. | |
| | | Seria | Aumento amplitud de armónicos y medios armónicos. | |
| Severa | | Medios, subarmónicos y armónicos de gran amplitud. | | |
| Soltura estructural | Espectro | 1X y posible 2X. | | |
| | Medición | Radial. | | |
| | Fase | Desfase de 180° entre medidas verticales de pie de maquina , base de maquina y base. | | |

Tabla 3.22: Resumen Soltura Mecánica.

Fuente: Creación Propia.

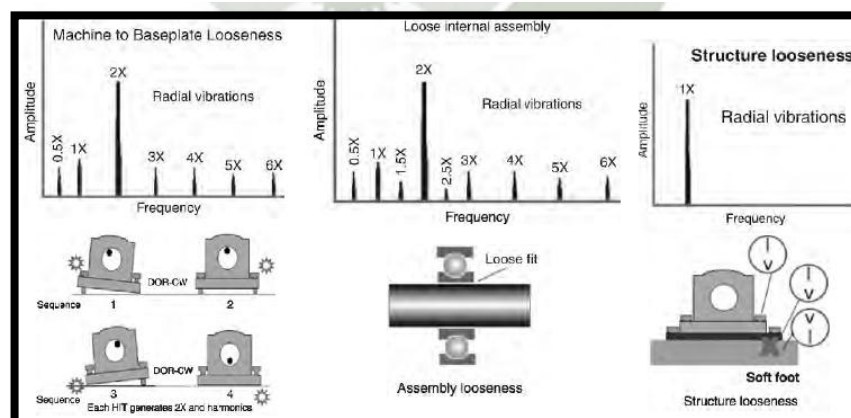


Figura 3.45: Clases de soltura Mecánica.

Fuente: Análisis vibracional y mantenimiento Predictivo, Cornelius Scheffer y Paresh Girdhar

3.7.1. Soltura Estructural base y Maquinaria

El módulo está sometido a una soldadura estructural entre la base y el motor, la cual se consigue al soldar dos pernos de la base del motor, lo cual es suficiente para poder apreciar la variación de amplitud que existe entre un equipo correctamente rigidizado a una base o estructura, contra un equipo suelto, el cual trae problemas secundarios a su paso, tales como, desalineamiento.



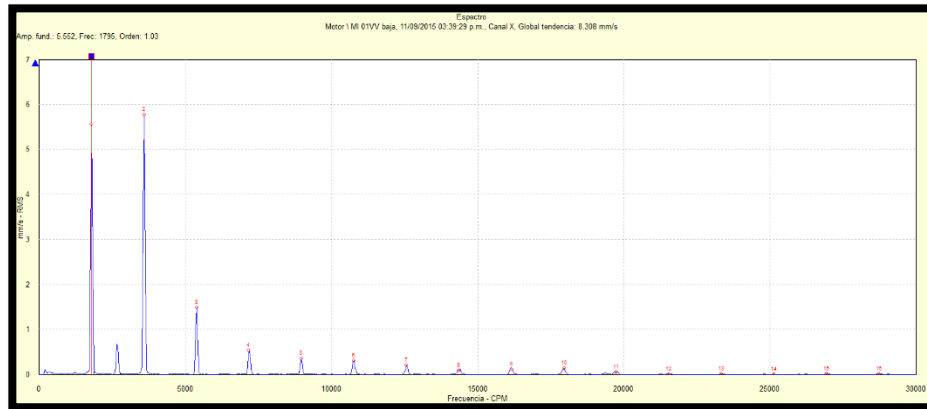
Figura 3.46: Motor con pernos sueltos.
Fuente: Propia.

- Tabla de valores

| | | Antes | | Después | | | | Antes | | Después | |
|----------|--------------|-------|------|---------|---------|--------------|---------------|-------|-------|---------|--|
| | | | | | | | | | | | |
| MOTOR | MI 01HV | 2.709 | mm/s | 2.316 | | MOLINO | MI 03HV | 4.83 | mm/s | 1.745 | |
| | MI 01HV baja | 2.694 | mm/s | 2.306 | | | MI 03HV baja | 4.791 | mm/s | 1.693 | |
| | MI 01HA | 0.02 | g | 0.05 | | | MI 03HA | 0.02 | g | 0.015 | |
| | MI 01E3 | 1.491 | gE | 0.9943 | | | MI 03E3 | 2.219 | gE | 1.742 | |
| | MI 01VV | 8.329 | mm/s | 2.547 | | | MI 03VV | 2.916 | mm/s | 2.873 | |
| | MI 01VV baja | 8.308 | mm/s | 2.53 | | | MI 03VV baja | 2.855 | mm/s | 2.785 | |
| | MI 01VA | 0.05 | g | 0.1795 | | | MI 03VA | 0.04 | g | 0.05 | |
| | MI 02HV | 4.56 | mm/s | 1.629 | | | MI 03 AV | 2.002 | mm/s | 2.187 | |
| | MI 02HV baja | 4.556 | mm/s | 1.609 | | | MI 03 AV baja | 1.98 | mm/s | 2.161 | |
| | MI 02HA | 0.02 | g | 0.05 | | | MI 03AA | 0.015 | g | 0.06 | |
| | MI 02HE3 | 1.564 | gE | 1.913 | | | MI 04HV | 4.29 | mm/s | 2.047 | |
| | MI 02VV | 5.551 | mm/s | 4.154 | | | MI 04HV baja | 4.248 | mm/s | 1.924 | |
| | MI 02VV baja | 5.552 | mm/s | 4.154 | | | MI 04HA | 0.01 | g | 0.03 | |
| | MI 02VA | 0.01 | g | 0.1 | | | MI 04HE3 | 1.917 | gE | 2.368 | |
| | MI 02AV | 10.24 | mm/s | 5.728 | | | MI 04VV | 4.42 | mm/s | 5.046 | |
| | MI 02AV baja | 10.25 | mm/s | 5.72 | | | MI 04VV baja | 4.136 | mm/s | 4.823 | |
| MI 02 AA | 0.04 | g | 0.04 | | MI 04VA | 0.01 | g | 0.01 | | | |
| | | | | | | MI 04AV | 2.594 | mm/s | 2.932 | | |
| | | | | | | MI 04AV baja | 2.508 | mm/s | 2.841 | | |
| | | | | | | MI 04AA | 0.005 | g | 0.04 | | |

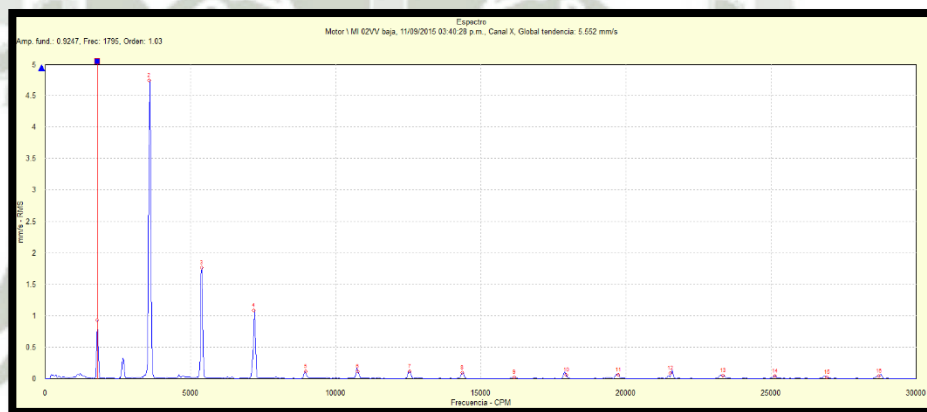
Tabla 3.23: Valor global Soltura Estructural Base-Maquinaria antes y después de corrección.
Fuente: Creación Propia.

- Medidas de equipo con soltura
 - Vibración punto 1 Vertical



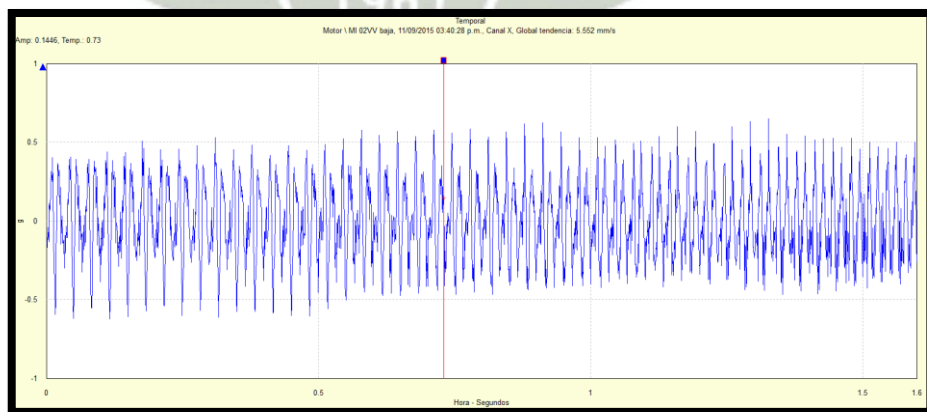
*Figura 3.47: Equipo con soltura, espectro global 8.308 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.*

- Vibración punto 2 Vertical



*Figura 3.48: Equipo con soltura, espectro global 5.552 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.*

- Vibración Forma de onda punto 2 Vertical



*Figura 3.49: Equipo con soltura, forma de onda.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.*

- Medidas equipo ajustado
 - Vibración punto 1 Vertical

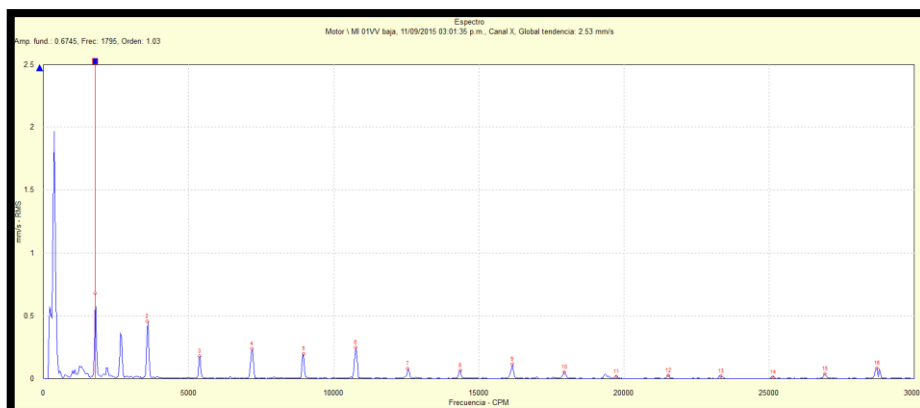


Figura 3.50: Equipo sin soltura, espectro global 2.52 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 2 Vertical

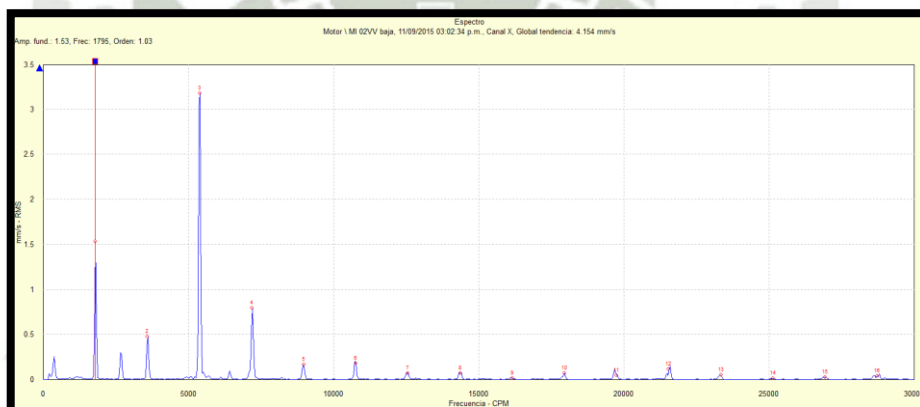


Figura 3.51: Equipo sin soltura, espectro global 4.154 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración Forma de onda punto 2 Vertical

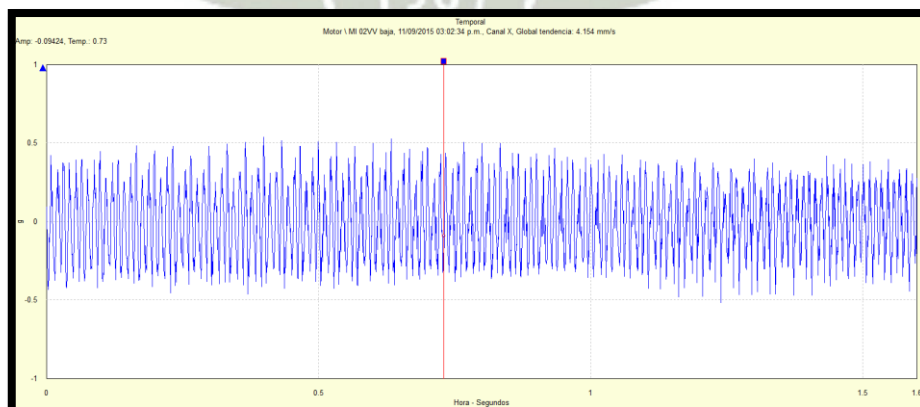


Figura 3.52: Equipo sin soltura, forma de onda.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

3.7.2. Soltura Rotativa

El módulo está sometido a una soltura rotativa, la cual se consigue al soltar un prisionero del rodamiento ubicado en el punto 3 y dos prisioneros ubicados en el rodamiento punto 4, se apreciara la variación de amplitud y forma del espectro, es lógico que los valores no sean muy elevados, ya que el equipo es nuevo, pero si un problema como este persiste se formara el conocido “cuello” en el eje y podría ser fatal para nuestra maquina analizada.



Figura 3.53: Marca de referencia para punto 3 y punto 4.

Fuente: Propia.



Figura 3.54: Marca de referencia para punto 3 y punto 4.

Fuente: Propia.

La figura 3.53. Se coloca una marca de referencia para poder determinar si después de poner en funcionamiento el equipo el eje se desplazará con respecto al punto de referencia.

Una vez puesta en marcha el equipo, se pudo determinar que en el punto 3 de la figura 3.54. Al tener solo un prisionero es suficiente para evitar el desplazamiento y soltura rotativa del eje; caso contrario el punto 4 al sacarle ambos prisioneros se ve un notable desplazamiento del eje con respecto al punto de referencia.

Una técnica muy usada para determinar una soltura rotativa es el uso de un estroboscopio a la velocidad de operación del motor, donde visualmente el eje se mantendrá en posición estática y el rodamiento se moverá al tener una velocidad diferente indicando una soltura y por lo tanto posibles problemas de calentamiento de rodamientos por el choque del eje con el alojamiento del eje, pero también se producirá exceso de temperatura si existe un ajuste excesivo de los prisioneros, por lo tanto se debe tomar en consideración estos factores para que no se dañen nuestros rodamientos ni por falta de ajuste, ni por un excesivo ajuste.

En los archivos se adjuntará un video en el cual se puede apreciar esta soltura por la técnica antes descrita.

-Tabla de valores

| | | Antes | | Después | | | Antes | | Después |
|----------|--------------|-------|------|--------------|--------|---------------|-------|------|---------|
| MOTOR | MI 01HV | 1.549 | mm/s | 1.208 | MOLINO | MI 03HV | 2.489 | mm/s | 1.644 |
| | MI 01HV baja | 1.538 | mm/s | 1.197 | | MI 03HV baja | 2.438 | mm/s | 1.589 |
| | MI 01HA | 0.04 | g | 0.03 | | MI 03HA | 0.03 | g | 0.03 |
| | MI 01E3 | 1.124 | gE | 1.008 | | MI 03E3 | 2.087 | gE | 2.044 |
| | MI 01VV | 2.016 | mm/s | 1.33 | | MI 03VV | 3.709 | mm/s | 3.883 |
| | MI 01VV baja | 2.004 | mm/s | 1.316 | | MI 03VV baja | 3.651 | mm/s | 3.847 |
| | MI 01VA | 0.05 | g | 0.025 | | MI 03VA | 0.07 | g | 0.05 |
| | MI 02HV | 1.782 | mm/s | 1.292 | | MI 03 AV | 1.989 | mm/s | 1.94 |
| | MI 02HV baja | 1.769 | mm/s | 1.275 | | MI 03 AV baja | 1.883 | mm/s | 1.857 |
| | MI 02HA | 0.02 | g | 0.05 | | MI 03AA | 0.15 | g | 0.12 |
| | MI 02HE3 | 1.481 | gE | 2.126 | | MI 04HV | 2.256 | mm/s | 2.102 |
| | MI 02VV | 3.798 | mm/s | 4.196 | | MI 04HV baja | 2.124 | mm/s | 2.005 |
| | MI 02VV baja | 3.783 | mm/s | 4.176 | | MI 04HA | 0.04 | g | 0.05 |
| | MI 02VA | 0.07 | g | 0.1 | | MI 04HE3 | 3.917 | gE | 2.446 |
| | MI 02AV | 4.612 | mm/s | 4.277 | | MI 04VV | 5.927 | mm/s | 3.606 |
| | MI 02AV baja | 4.609 | mm/s | 4.27 | | MI 04VV baja | 5.83 | mm/s | 3.427 |
| MI 02 AA | 0.05 | g | 0.02 | MI 04VA | 0.01 | g | 0.01 | | |
| | | | | MI 04AV | 3.53 | mm/s | 2.446 | | |
| | | | | MI 04AV baja | 3.389 | mm/s | 2.374 | | |
| | | | | MI 04AA | 0.05 | g | 0.07 | | |

Tabla 3.24: Valor global Soltura Rotativa antes y después de corrección.
Fuente: Creación Propia.

- Medidas equipo con Soltura rotativa

- Vibración punto 3 Horizontal

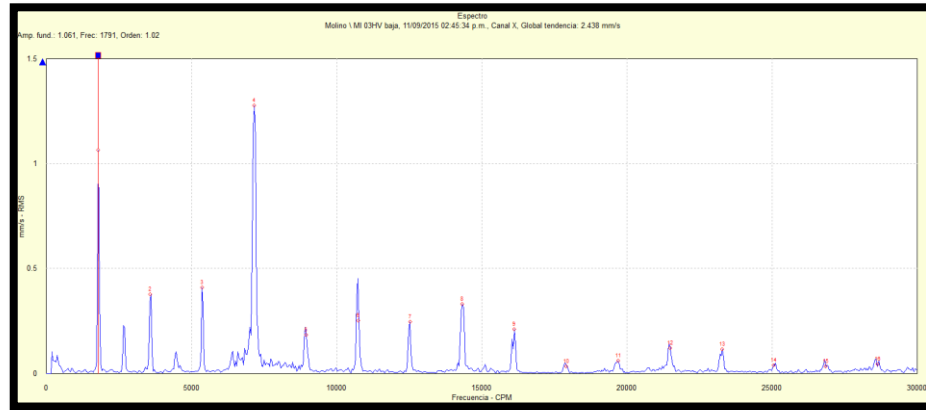


Figura 3.55: Equipo con soltura rotativa, espectro global 2.438 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 3 Vertical

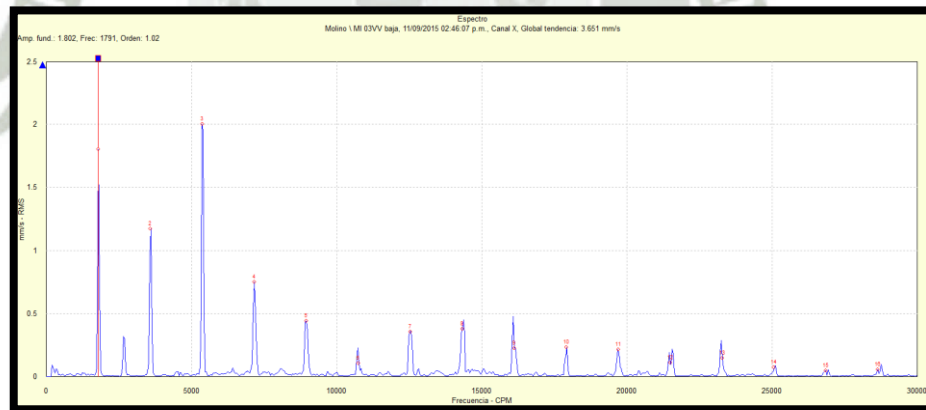


Figura 3.56: Equipo con soltura rotativa, espectro global 3.651 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Horizontal

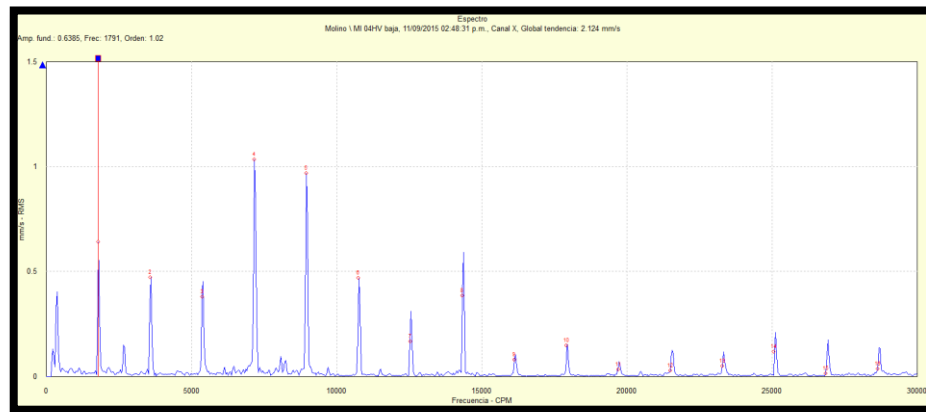


Figura 3.57: Equipo con soltura rotativa, espectro global 2.124 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Vertical

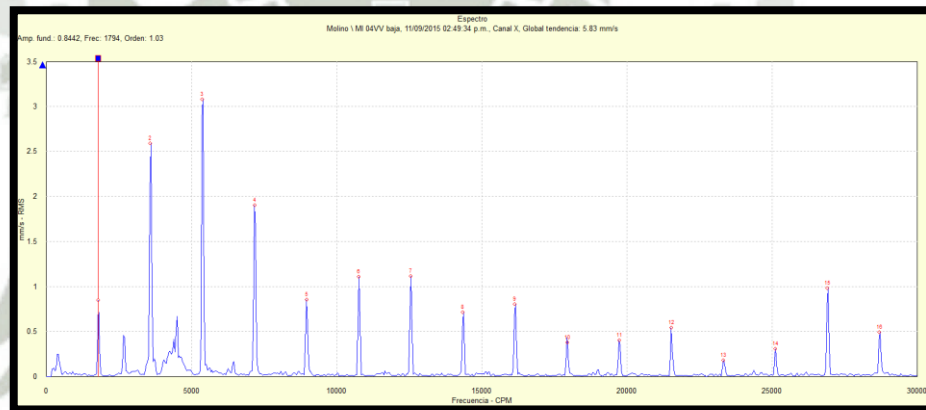


Figura 3.58: Equipo con soltura rotativa, espectro global 5.83 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración Forma de onda punto 4 Horizontal

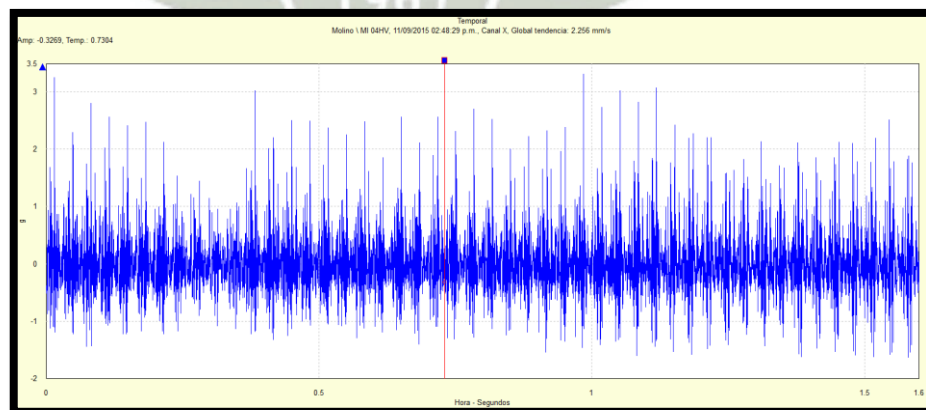


Figura 3.59: Equipo con soltura rotativa, forma de onda.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

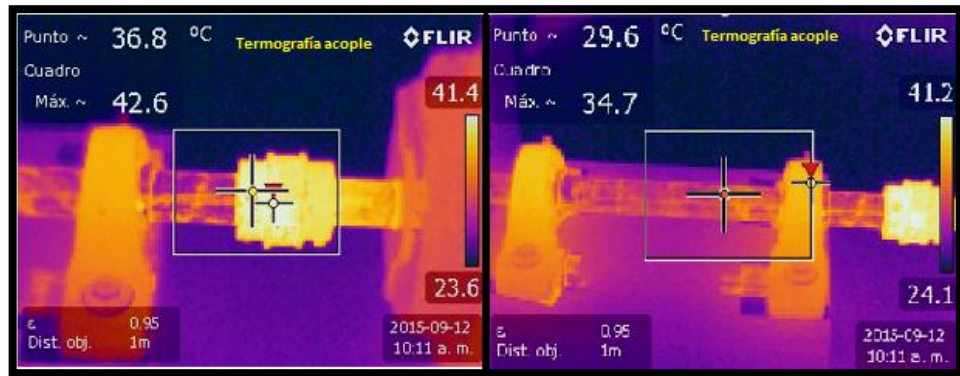


Figura 3.60: Reacción de temperatura por un desalineamiento.
Fuente: Propia, cámara termo gráfica FLIR E40.

3.8. Cuarta Prueba: Fallas De Rodamientos

Es importante reiterar que con mayor frecuencia el defecto del elemento rodante no es la fuente del problema. Por lo general, algún otro problema de la maquinaria está haciendo que él esté teniendo algún defecto. Cuando se detecta un defecto en el apoyo, se debe automáticamente buscar otros síntomas de falla, como la desalineación y el desequilibrio, y programar la reparación tanto del rodamiento defectuoso como de la avería que causa la falla del cojinete.

Debido a que los defectos ocurren a muy altas frecuencias y a muy bajas amplitudes, por lo general las tablas de gravedad ISO son de poca de ayuda.

Las frecuencias de defecto del rodamiento se pueden calcular y superponerse en los espectros de vibración.

3.8.1. Frecuencias de Defecto

Cuando las frecuencias de defecto (BPFO, BPF, FTF) se alinean con amplitudes de pico en el espectro de vibración, es probable que haya un defecto del cojinete.

| Frecuencias de defecto | También llamado | Fórmula experimental |
|------------------------------------|--|----------------------|
| FORD (Frequency Outer Race Defect) | BPFO (Ball Pass Frequency of Outer ring) | BPFO=0.4*Nb*RPM |
| FIRD (Frequency Inner Race Defect) | BPFI (Ball Pass Frequency of Inner ring) | BPFI=0.6*Nb*RPM |
| FDB(Frequency Ball Defect) | BSF (Ball Spin Frequency) | - |
| FC (Frequency Cage) | FTF (Fundamental Train Frequency) | FTF=0.4*RPM |

Tabla 3.25: Frecuencias de Defecto de rodamientos y fórmulas experimentales.
Fuente: Creación Propia.

$$FTF = \frac{S}{2} \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\phi\right)$$

$$BPFI = \frac{Nb}{2} S \left(1 + \frac{Bd}{Pd} \cos\phi\right)$$

$$BPFO = \frac{Nb}{2} S \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\phi\right)$$

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} S \left\{1 - \left(\frac{Bd}{Pd}\right)^2 (\cos\phi)^2\right\}$$

RPM - Revolutions Per Minute
S - Revolutions per second or relative speed difference between inner and outer race (1)
FTF - Fundamental Train Frequency
BPFI - Ball Pass Frequency of Inner ring
BPFO - Ball Pass Frequency of Outer ring
BSF - Ball Spin Frequency
Bd - Ball or roller diameter
Nb - Number of balls or rollers
Pd - Pitch diameter
φ - Contact angle

Tabla 3.26: Frecuencias de Defecto de rodamientos y fórmulas.
Fuente: NTN Americas, Frecuencia.

3.8.2. Cálculo de Frecuencias de Defecto y Toma de datos

A continuación se presenta el caso de un conjunto motor-bomba que se detectó que se elevó la vibración global y se determinó que se tenía falla en ambos rodamientos, se calculará en forma matemática, se comparará con fórmulas rápidas y se comparará ambas, se superpondrá estas frecuencias en los espectros obtenidos y determinará cual es la frecuencia de falla que está afectando a nuestros rodamientos.

Una falla de rodamiento se considerará de gran urgencia cuando los valores que se detectan en la envolvente también pueden ser vistos en su espectro en amplitud de velocidad, ya que al detectar una falla de defecto evoluciona con el pasar del tiempo.

- Datos Rodamientos

| Numero de rodamiento | RPM | Bd (Diametro bola) | Nb(# bolas) | Pd (Diametro de paso) | ϕ (Angulo de contacto) | BPFO | BPFI | FTF | BSF |
|----------------------|------|--------------------|-------------|-----------------------|-----------------------------|------|------|------|------|
| 6307 | 3500 | 0.531 | 8 | 2.263 | 0 | 3.06 | 4.94 | 0.38 | 2.01 |
| 7307 | 3500 | 0.531 | 12 | 2.265 | 30 | 4.78 | 7.22 | 0.4 | 2.04 |

Tabla 3.27: Datos de Rodamiento y coeficientes de Frecuencia de defecto.
Fuente: Creación Propia.

- Método matemático

| Numero de rodamiento | RPM | BPFO | BPFI | FTF | BSF | BPFO | BPFI | FTF | BSF |
|----------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|------|------|
| 6307 | 3500 | 3.06 | 4.94 | 0.38 | 2.01 | 10710 | 17290 | 1330 | 7035 |
| 7307 | 3500 | 4.78 | 7.22 | 0.4 | 2.04 | 16730 | 25270 | 1400 | 7140 |

Tabla 3.28: Frecuencia de defecto, basado en características físicas.
Fuente: Creación Propia.

- Método fórmula experimental

| Numero de rodamiento | RPM | BPFO | BPFI | FTF |
|----------------------|------|-------|-------|------|
| 6307 | 3500 | 11200 | 16800 | 1400 |
| 7307 | 3500 | 16800 | 25200 | 1400 |

Tabla 3.29: Frecuencia de defecto, fórmulas experimentales.
Fuente: Creación Propia.

- Medidas equipo con falla de rodamiento 6307

- Vibración punto 4 Envolvente BPFO

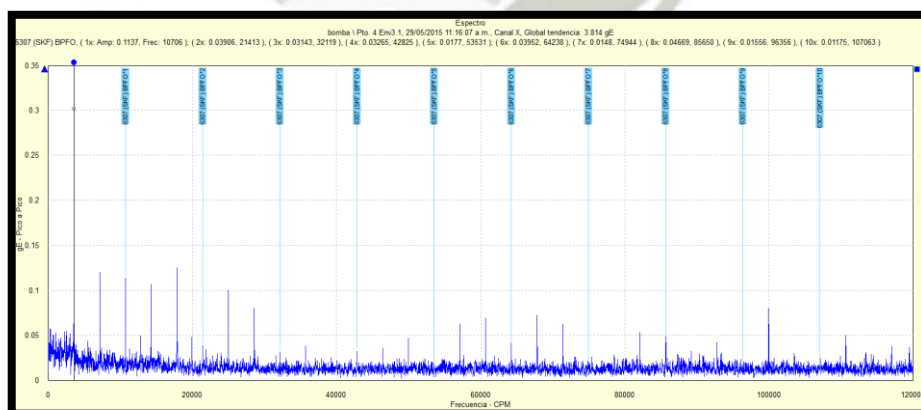


Figura 3.61: Falla BPFO espectro envolvente, valor global 3.814 gE RMS.
Fuente: Propia, SKF @plitude Analyst.

- Vibración punto 4 Horizontal BPFO

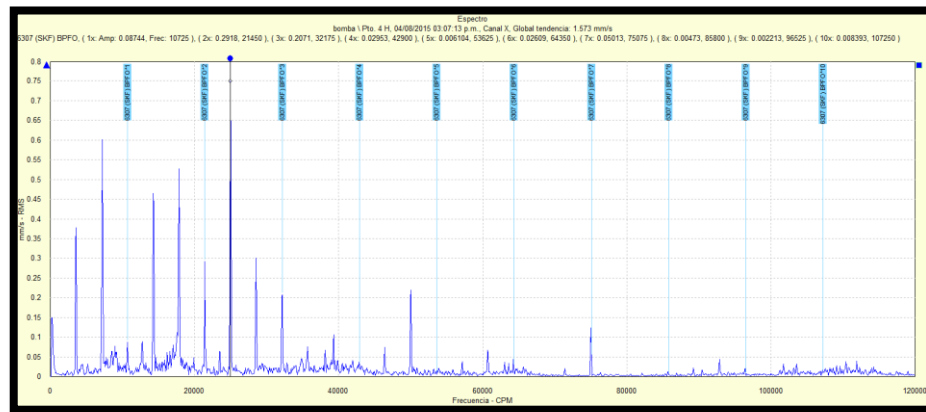


Figura 3.62: Falla BPFO espectro velocidad, valor global 1.573 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Envolvente BPFI

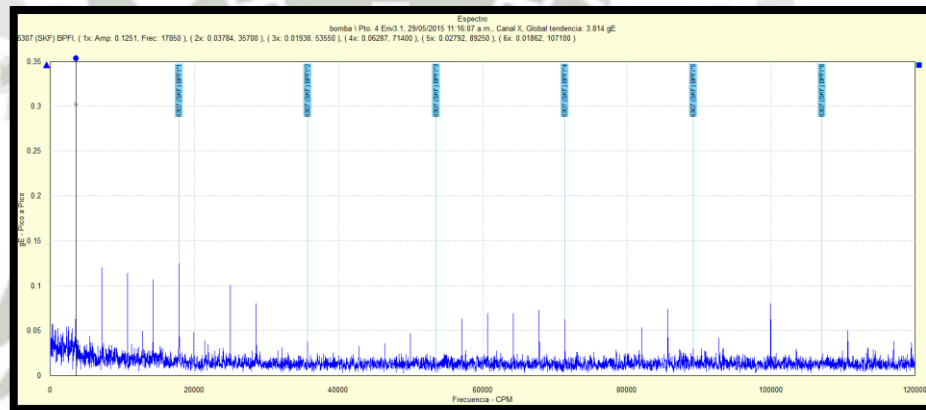


Figura 3.63: Falla BPFO espectro envolvente, valor global 3.814 gE RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Horizontal BPFI

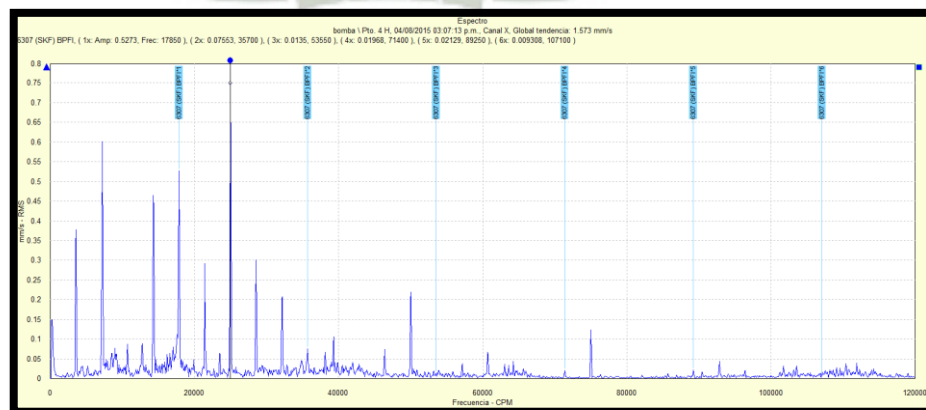


Figura 3.64: Falla BPFI espectro velocidad, valor global 1.573 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Envoltente BSF

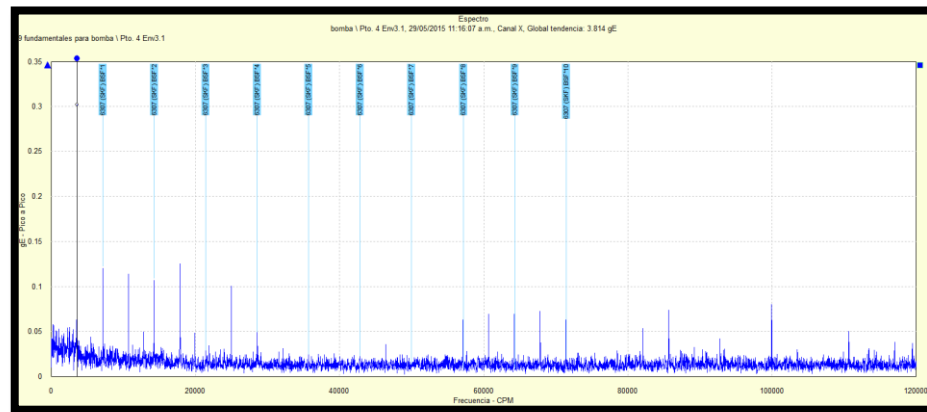


Figura 3.65: Falla BSF espectro envoltente, valor global 3.814 gE RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Horizontal BSF

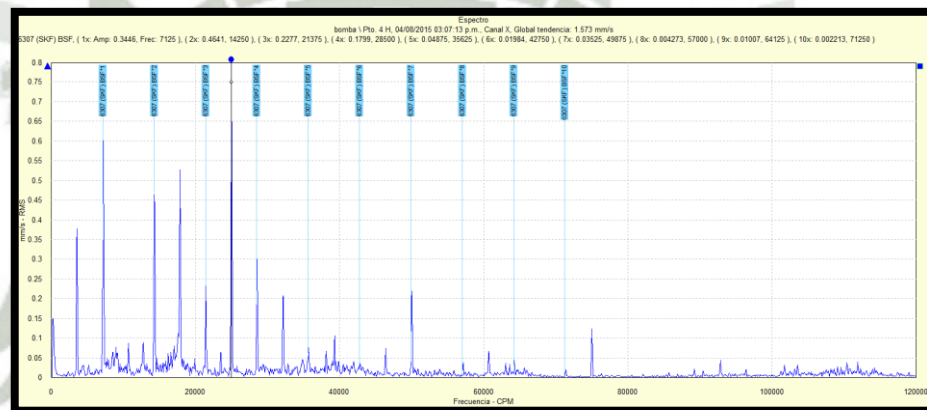


Figura 3.66: Falla BSF espectro velocidad, valor global 1.573 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 4 Envoltente FTF

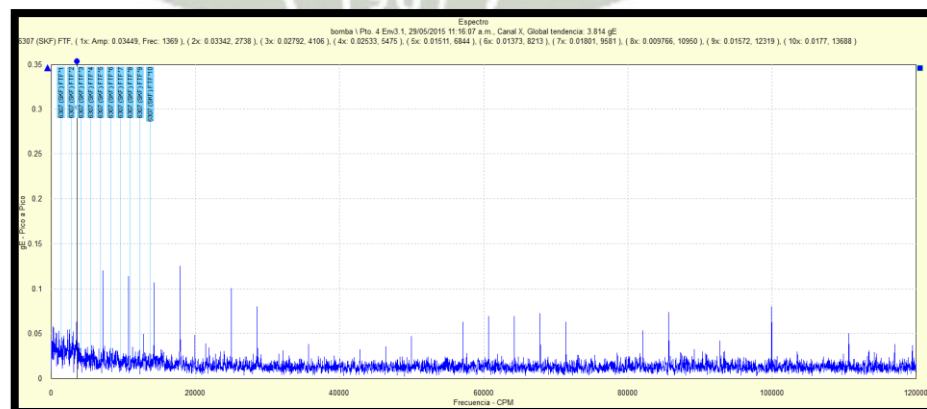


Figura 3.67: Falla FTF espectro envoltente, valor global 3.814 gE RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Medidas equipo con falla de rodamiento 7307
 - Vibración punto 3 Envoltente BPF1

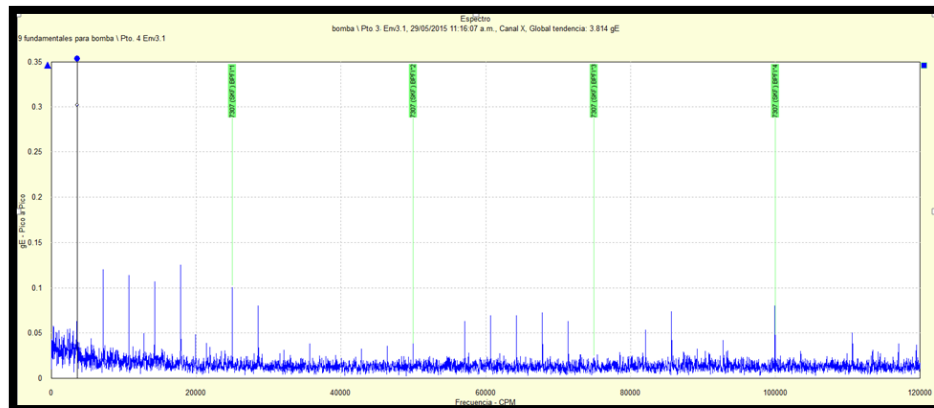


Figura 3.68: Falla BPF1 espectro envoltente, valor global 3.814 gE RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Vibración punto 3 Horizontal BPF1

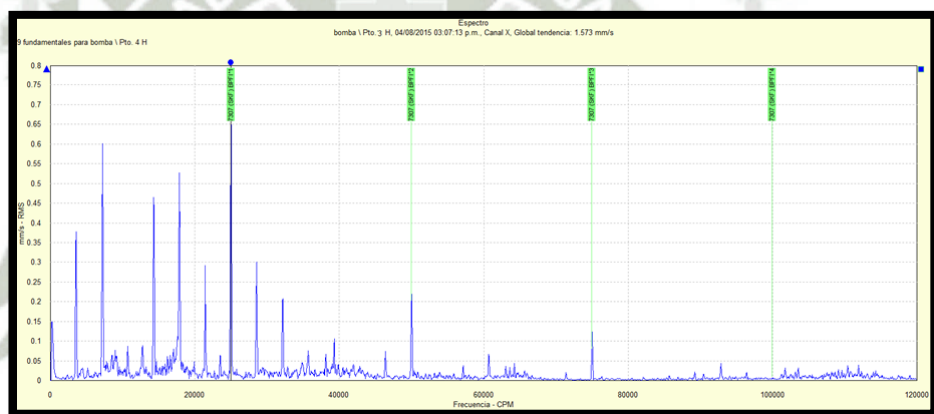


Figura 3.69: Falla BPF1 espectro velocidad, valor global 1.573 mm/s RMS.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

Se comprueba que el rodamiento 7307 se encuentra en estado de Alerta, también se aprecia que el problema principal se debe a un desalineamiento que existe entre el motor y la bomba, las acciones a realizar serían el cambio de los rodamientos de la bomba y realizar un alineamiento para luego realizar un monitoreo vibracional post intervención para ver otras fallas ocultas por las antes descritas.



*Figura 3.70: Rodamiento 7307 se detectó falla en la pista interior.
Fuente: Propia.*

3.8.3. Monitoreo Multi-parámetro para rodamientos

Un enfoque multi - parámetro para monitoreo de condición utiliza varios tipos de tecnologías de medición para detectar y diagnosticar mejor los rodamientos y los problemas de la maquinaria. Esto permite una detección temprana de problemas específicos de maquinaria que no pueda verse bajo un monitoreo normal y ofrece más maneras de medir las desviaciones a partir de señales normales.

- Vibración general: Detecta problemas de rotación y estructurales como desequilibrio, desalineación, arco eje y soltura mecánica. Detecta problemas que llevan en sus etapas posteriores.
- Envolvente: Filtra baja frecuencia de ruido y mejora las vibraciones de alta frecuencia, rodamiento repetitivo y las GMF (gear mesh frequency) para engranajes. Ha demostrado ser muy eficaz para la detección y diagnóstico temprano de problemas de cojinetes.
- SEE - Mide el ruido ultrasónico (emisiones acústicas) creado cuando el metal se deteriora. SEE es la mejor herramienta para la detección de problemas de rodamiento en sus primeras etapas, cuando el defecto es sub superficial o microscópico y no causan ninguna señal de vibración medible.

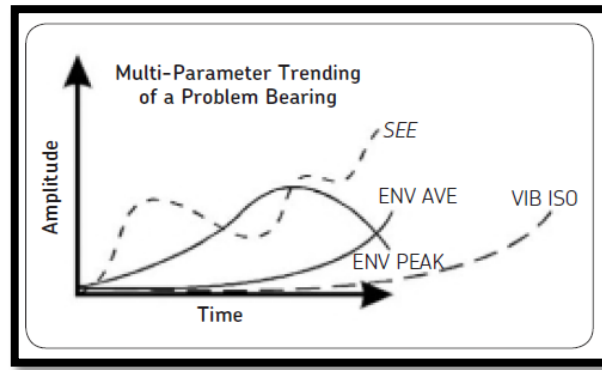
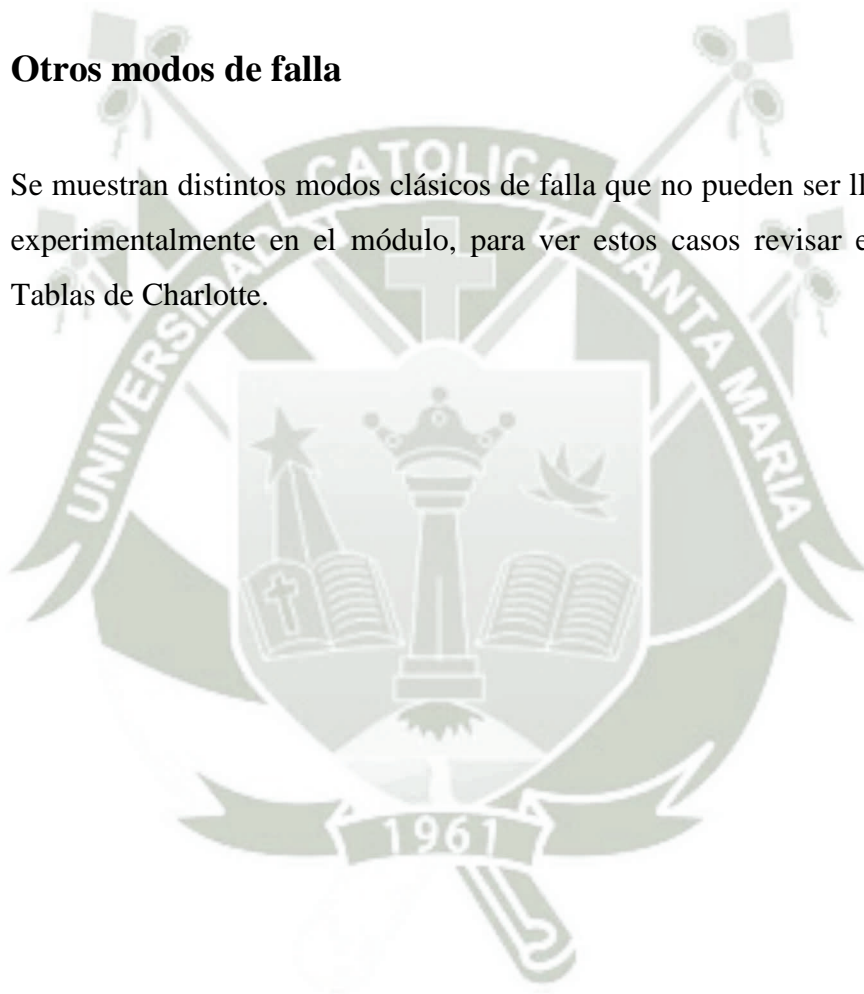


Figura 3.71: Multi-parámetro Dominio Amplitud-Tiempo.
Fuente: SKF del Perú.

3.9. Otros modos de falla

Se muestran distintos modos clásicos de falla que no pueden ser llevados a cabo experimentalmente en el módulo, para ver estos casos revisar el ANEXO B: Tablas de Charlotte.



Capítulo 4

Realización Prueba ODS

4.1. Introducción

Operating Deflection Shapes (ODS), es una técnica que se utiliza para la visualización del patrón de vibración de una estructura en condiciones de funcionamiento de la vida real.

Mediciones de vibración se llevan a cabo en diferentes puntos y direcciones en la estructura conocida como grados de libertad (DOF) y el patrón de vibración se pueden mostrar en varios formatos, incluyendo un modelo de geometría animada de la estructura.

A diferencia de las técnicas de análisis modal que sólo ayudan a visualizar las características de resonancia inherentes de un producto, ODS es una herramienta muy poderosa que puede resolver los problemas relacionados con las vibraciones forzadas.

La medición de ODS nos puede ayudar a responder las siguientes preguntas:

- ¿Cuánto se está moviendo una máquina?
- ¿Dónde se mueve más, y en qué dirección?
- ¿Cuál es el movimiento de un punto respecto a otro (ODS)?
- ¿Es una resonancia la que se excita?
- ¿Se parece a su forma modal?
- ¿Cuáles son las acciones correctivas necesarias para reducir los niveles de ruido o de vibraciones?

Para realizar un correcto ODS debemos conocer todas las frecuencias características de nuestro sistema.

4.2. Frecuencias del sistema.

- Velocidad del rotor: $\omega=1800$ CPM.
- Frecuencia de la línea FL = 3600 CPM.
- Frecuencia de paso de alabes = $1800 \times \# \text{ alabes} =$
14400 CPM- considerando 8 alabes
7200 CPM – considerando 4 alabes

4.3. Pasos ODS

1. Realizar un modelamiento Modal, del sistema para hallar los modos de vibración inherentes del mismo (opcional).
2. Realizar un Bump Test, como método de aprendizaje en la tesis se sustentaran 3 formas distintas de realizar un Bump Test. Esta prueba se realiza para determinar las frecuencias naturales del sistema, también llamados modos de vibración.
3. Graficar y obtener datos, se determina la cantidad de puntos y dirección que deseamos tomar para realizar el diagnóstico del equipo.
4. Simulación y análisis del ODS, se comprobará visualmente las fallas estructurales del equipo en su funcionamiento normal y cuando este entre en resonancia con las frecuencias naturales de la base y del eje.

4.4. Instrumentos a utilizar

- Bump test
 - Martillo de goma.
 - Microlog GX, SKF.
 - Sensor acelerómetro uni-axial MODEL CMSS2200, SKF.
 - Software SKF @plitude Analyst.
 - Extensión del programa ARM.

- ODS
 - AZIMA DLI DCX 1160.
 - Sensor acelerómetro triaxial MODEL 993B-7-NC-D, DLI.
 - Software M´Scope 3.2 Vibration Technology.
 - Software Autodesk Inventor 2014.



*Figura 4.1: Instrumentos necesarios para ODS.
Fuente: Catálogo de DCX, Azima-DLI.*

4.5. Ejecución

Se realizó la prueba de ODS en nuestro módulo.



*Figura 4.2: Ejecución ODS.
Fuente: Propia.*

4.6. Desarrollo ODS.

4.6.1. Modelamiento y simulación mediante software de elementos finitos.

El propósito de toda simulación es reproducir lo que ocurre en la realidad y así poder simular las diferentes fuentes de error que pueda tener dicha pieza en su vida útil.

- Modelamiento CAD

Para el modelamiento y análisis del sistema completo, primero se procede a modelar cada pieza por separado en el software Autodesk Inventor 2015; luego se realizó un ensamble con todas las piezas tratando de semejarse al ensamblado real del sistema, se procedió a realizar un análisis modal, solo para poder determinar el modo de vibración que tiene por naturaleza el equipo.

- Seleccionar materiales para todos los componentes del sistema a analizar.
- Realizar un análisis modal predeterminado.

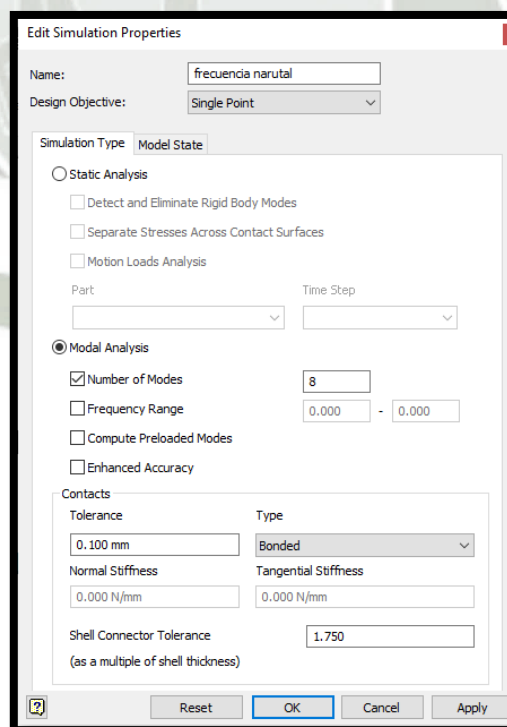


Figura 4.3: Análisis Modal.

Fuente: Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

- Observar resultados de frecuencias naturales por características de diseño.

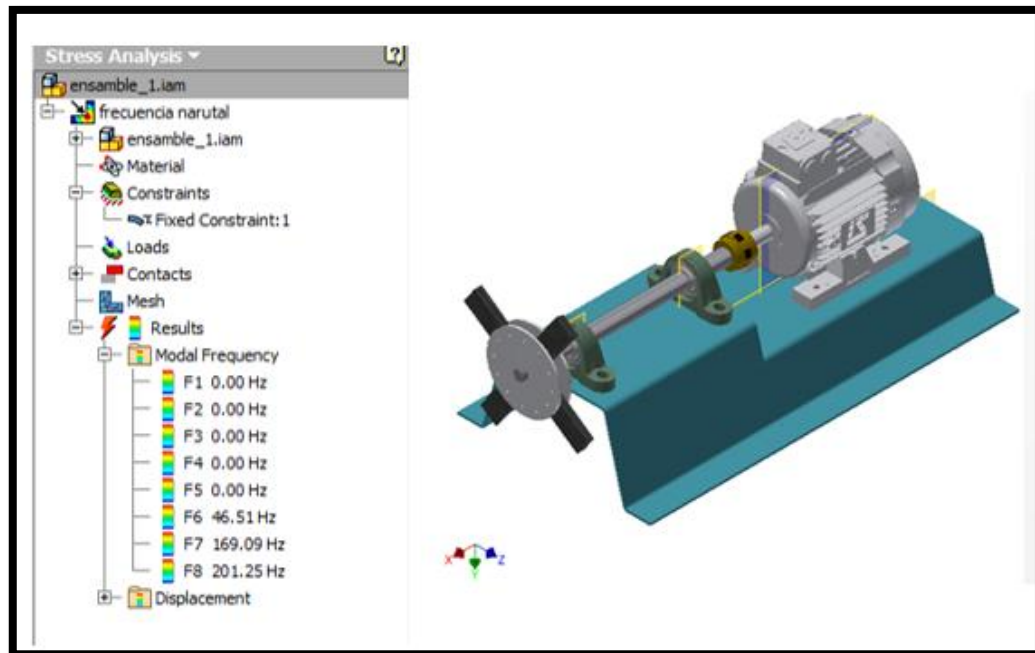


Figura 4.4: Frecuencias naturales, Análisis Modal.
Fuente: Propia, Software Autodesk Inventor 2015.

4.6.2. Realización Bump test

Las máquinas rotativas transmiten fuerzas de vibración que, con frecuencia, excitan resonancias naturales en estructuras cercanas o conectadas. Si se dan tales resonancias estructurales, las respuestas a la vibración se amplifican y pueden ocasionar roturas o fallos por fatiga. Las pruebas Bump identifican los modos de resonancia de una estructura y proporcionan a los ingenieros de mantenimiento la posibilidad de cambiar la frecuencia de las resonancias para reducir o suprimir las vibraciones perjudiciales.

Para explicar una prueba Bump Test se procede a realizar 3 distintas formas de poder llevarlo a cabo, en las cuales podemos comparar entre cada prueba y comprobar cuál es el margen de error entre cada uno de ellos, ya que los tres son totalmente válidos de realizar. Luego se comprobaba con la prueba ODS realizada y ver el comportamiento cuando el equipo entre en resonancia según su modo de vibración.

4.6.2.1. Bump test Método 1 (Configuración y martillo)

Este método es utilizado cuando no se cuenta con un equipo disponible para realizar un Bump test como una función propia del equipo, ni tampoco con un sensor triaxial, el cual permite analizar en las tres direcciones.

Se configuran los puntos en un rango razonable, en este caso se elige 60000 CPM como frecuencia máxima, con una resolución de 400 líneas y una ventana Uniforme (configuración vista anteriormente).

En una prueba Bump test la amplitud es indiferente, por lo tanto las unidades pueden ser elegidas indistintamente, es recomendable que al elegir un rango de 1000 Hz utilicemos mm/s-rms por estar en el rango de velocidad.

El tiempo entre cada golpe será la $N^{\circ} \text{ líneas} / F_{\text{max}} = 0.4$ seg, se realizará golpes cada 0.4 segundos para que del equipo capten la frecuencia que excita los componentes de módulo.

En la Figura 4.3 se muestra la configuración a utilizar.

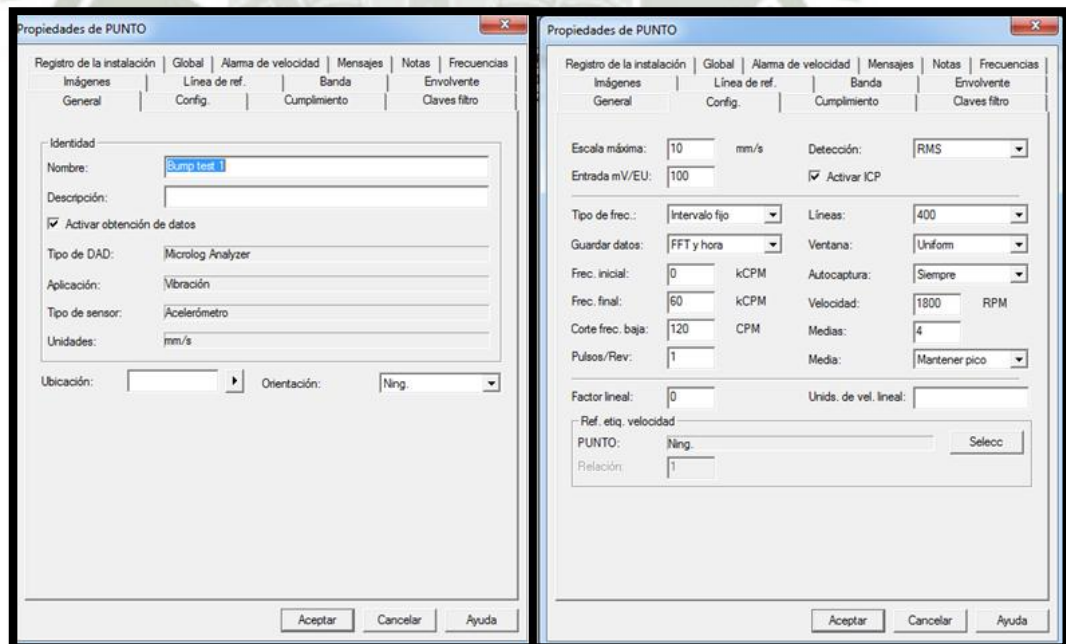


Figura 4.3: Configuración de puntos.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst

- Mediciones Equipo Bump Test

- Espectro Eje Método 1

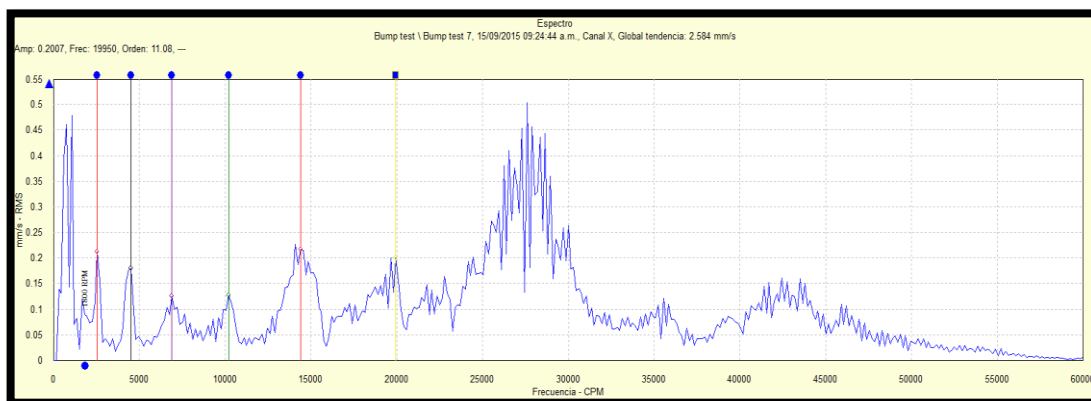


Figura 4.4: Frecuencias Naturales, espectro Eje Método 1.

Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

| Inf. | Resumen | Espectro | | | |
|-------|-------------------------|------------|-------|---------------------|------|
| PUNTO | # | Frecuencia | Orden | Amplitud | Fase |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 2550 | 1.42 | 0.2121 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 4500 | 2.5 | 0.1794 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 6900 | 3.83 | 0.1254 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 10200 | 5.67 | 0.1273 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 14400 | 8 | 0.2165 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 7 | 19950 | 11.08 | 0.2007 (mm/s - RMS) | |

Tabla 4.1: Frecuencias Naturales Eje Método 1.

Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

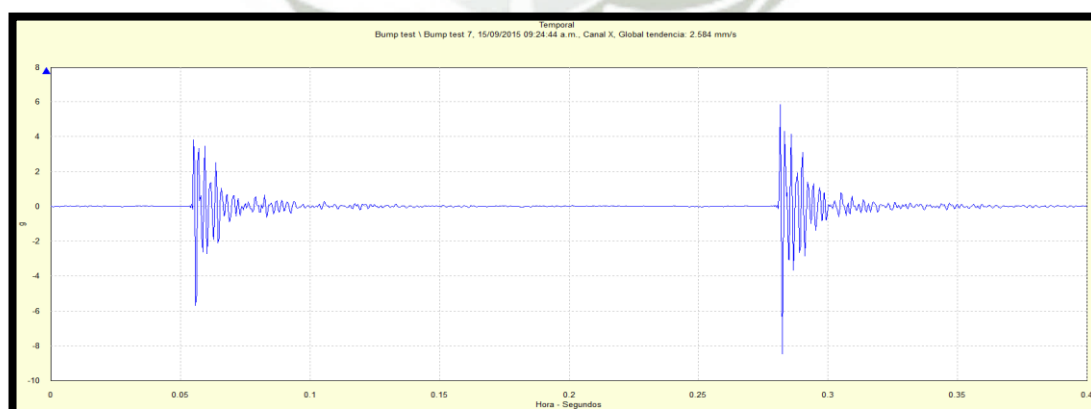


Figura 4.5: Frecuencias Naturales, forma de onda Eje Método 1.

Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

- Espectro Base Método 1

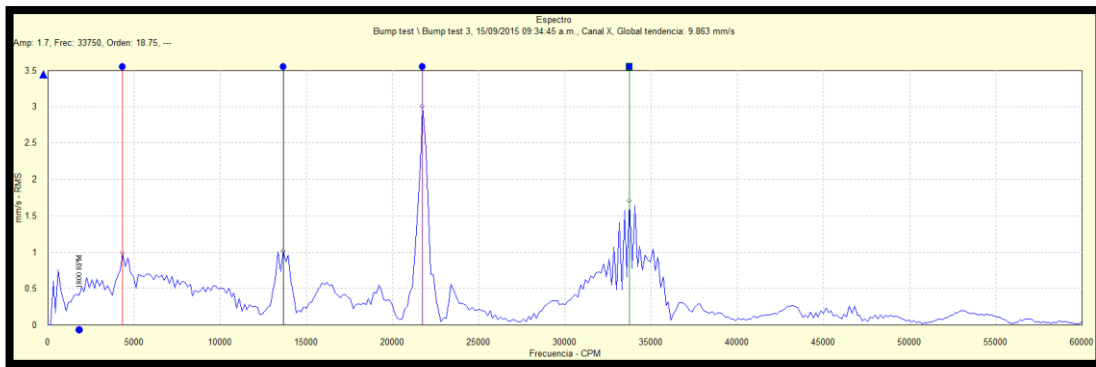


Figura 4.6: Frecuencias Naturales, espectro Base Método 1.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

| INFOR. | RESUMEN | ESPECTRO | | | |
|--------|-------------------------|------------|-------|---------------------|------|
| PUNTO | / | Frecuencia | Orden | Amplitud | Fase |
| ■ | Bump test \ Bump test 3 | 4350 | 2.42 | 0.9865 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 3 | 13650 | 7.58 | 1.011 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 3 | 21750 | 12.08 | 2.998 (mm/s - RMS) | |
| ■ | Bump test \ Bump test 3 | 33750 | 18.75 | 1.7 (mm/s - RMS) | |

Tabla 4.2: Frecuencias Naturales Base Método 1.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

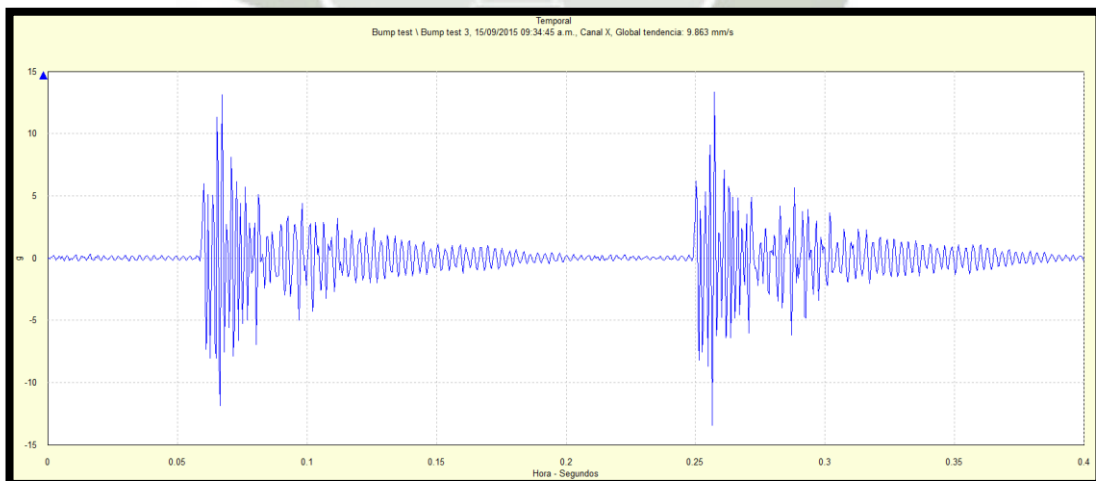


Figura 4.7: Frecuencias Naturales, forma de onda Base Método 1.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst.

4.6.2.2. Bump test Método 2 (Bump test unidireccional, programa ARM)

Para este método usaremos el programa Bump test del Microlog GX que viene por defecto en el equipo utilizado, debemos configurar los datos y para esto se debe tener en cuenta:

- Tipo sensor (unidades): Clase de sensor que se utiliza (normalmente Acel.G).
- Sensibilidad (mV/UI): en milivoltios (mV) por Unidad de Ingeniería (UI) (nuestro 100 mV/g).
- Intervalo (UI): escala máxima (normalmente 20 G).
- Unidades del eje X (predeterminadas) – (Hz o CPM)
- Filtro: Normalmente, 2 Hz.
- Gama frec. (Fmáx.): Normalmente 1000 Hz para velocidades de maquinaria normales.
- Líneas: Una mayor resolución implica más tiempo recopilar datos y consume más espacio de memoria (normalmente, 400 líneas).
- Tipo de media - (Bloq pico o Exponencial): Para bump test se usa Bloq. Pico.
- Muestra el eje Y – (Lineal o Logarítmico): En general se establece Lineal.

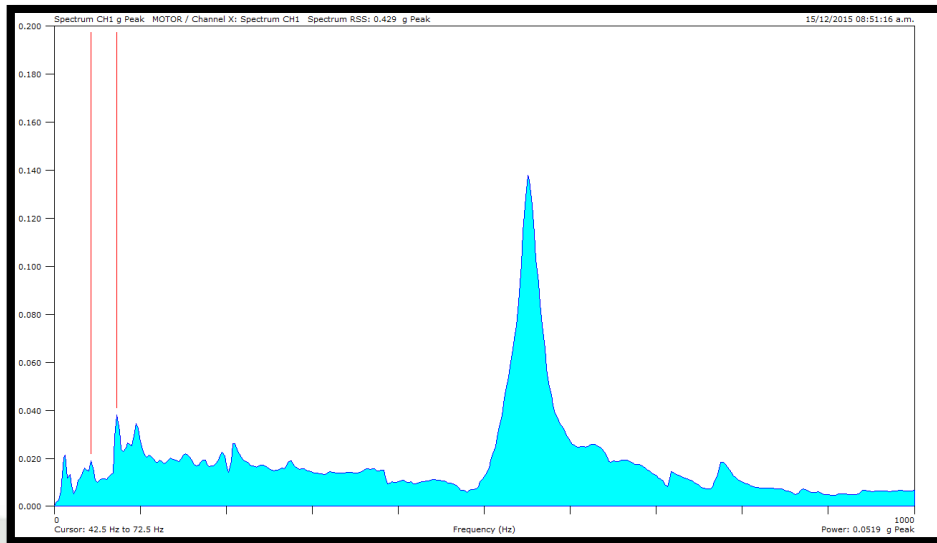
Un solo equipo puede contar con más de una frecuencia natural, la que se debe tener en consideración es la más cerca a la velocidad de la maquina o uno de sus órdenes respectivos.



Figura 4.8: Configuración de datos.
Fuente: Propia, SKF Microlog GX.

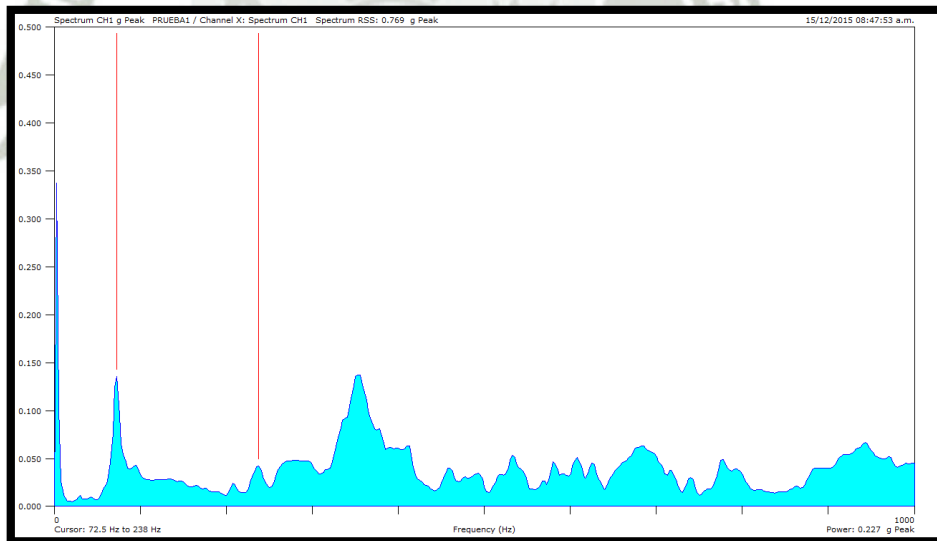
- Mediciones Equipo Bump Test

- Espectro Eje Método 2



*Figura 4.9: Frecuencias Naturales, espectro Eje Método 2.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst-ARM.*

- Espectro Base Método 2



*Figura 4.10: Frecuencias Naturales, espectro Base Método 2.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst-ARM.*

4.6.2.3. Bump test Método 3 (Bump test triaxial)

Es una prueba similar a las anteriores, se utilizara un programa especial para pruebas Bump test, incluida en el equipo AZIMA DLI DCX 1160, la diferencia es el uso de un sensor triaxial, lo cual nos permitirá ver las frecuencias naturales presentes en las tres direcciones, con una sola prueba.

- Mediciones Equipo Bump Test
 - Espectro Eje Método 3

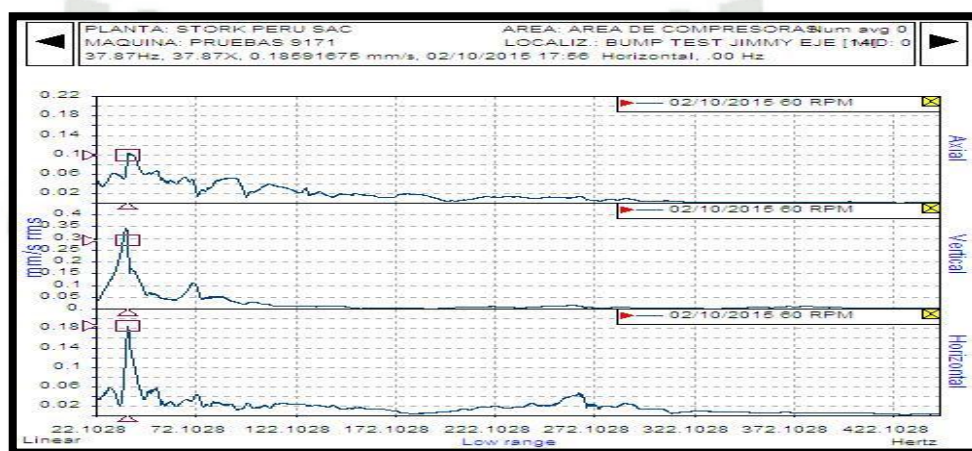


Figura 4.11: Frecuencias Naturales, espectro Eje Método 3.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Technology.

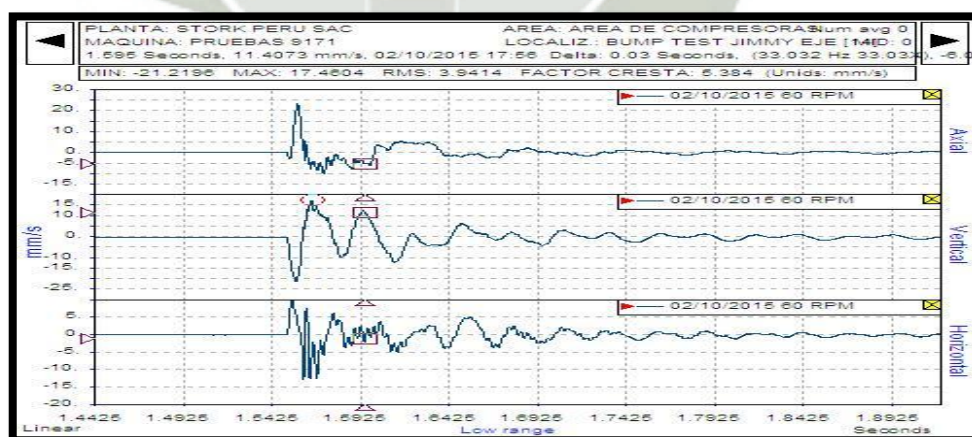


Figura 4.12: Frecuencias Naturales, Forma de onda Eje Método 3.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Technology.

- Espectro Base Método 3

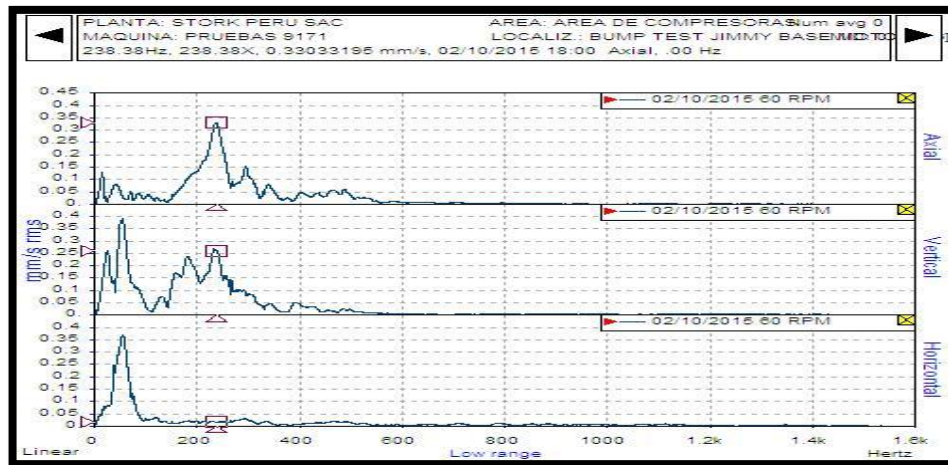


Figura 4.13: Frecuencias Naturales, espectro Base Método 3.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Technology.

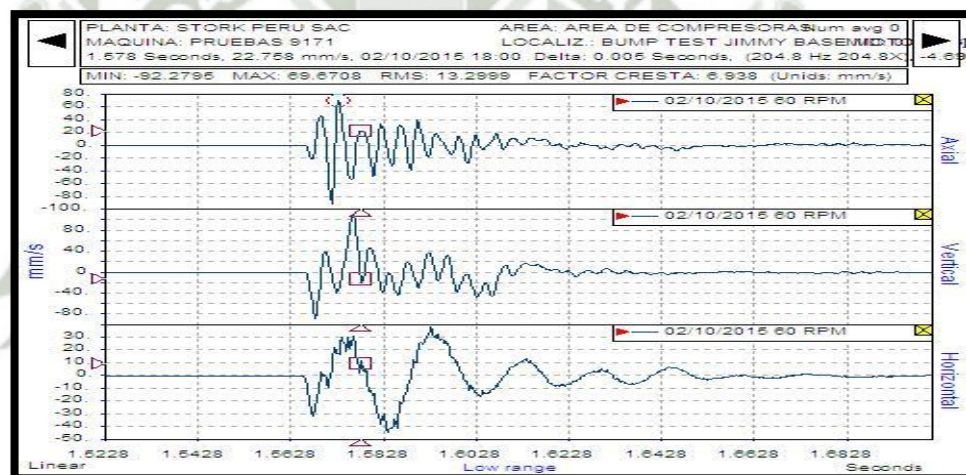


Figura 4.14: Frecuencias Naturales, Forma de onda Base Método 3.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Technology.

4.6.2.4. Modos de vibración

Se seleccionan las frecuencias más importantes o más críticas, en este caso se cuenta con el primer modo de vibración del eje por acercarse mucho a la velocidad de operación del motor, 1800 CPM y también el segundo modo de vibración de la base de 14280 CPM, ya que es muy similar a la frecuencia de paso de alabes calculada anteriormente; a pesar que la frecuencia natural de 4350 CPM se encuentre en ambos elementos, no es muy significativa, ya que

ninguna frecuencia forzada pasa cerca de esta frecuencia natural, por lo cual su excitación sería complicada.

| | | Prueba 1 | | Prueba 2 | | Prueba 3 | |
|-----|------|----------|-------|----------|-------|----------|------|
| EJE | MODO | Hz | CPM | Hz | CPM | Hz | CPM |
| | 1er | 42.5 | 2550 | 42.5 | 2550 | 37.8 | 2268 |
| | 2do | 75 | 4500 | 72.5 | 4350 | 72.1 | 4326 |
| | 3er | 115 | 6900 | 110 | 6600 | - | - |
| | 4to | 170 | 10200 | 215 | 12900 | - | - |
| | 5to | 240 | 14400 | 563 | 33780 | - | - |

Tabla 4.3: Frecuencias Naturales encontradas Eje.
Fuente: Creación Propia.

| | | Prueba 1 | | Prueba 2 | | Prueba 3 | |
|------|------|----------|-------|----------|-------|----------|-------|
| BASE | MODO | Hz | CPM | Hz | CPM | Hz | CPM |
| | 1er | 72.5 | 4350 | 72.5 | 4350 | 72.5 | 4350 |
| | 2do | 227.5 | 13650 | 238 | 14280 | 238 | 14280 |
| | 3er | 362.5 | 21750 | 365 | 21900 | - | - |
| | 4to | 562.5 | 33750 | 541 | 32460 | - | - |

Tabla 4.4: Frecuencias Naturales encontradas Base.
Fuente: Creación Propia.

4.6.3. Graficar y obtener datos de vibración

Se realiza un ODS del equipo, con las frecuencias naturales más críticas que, y se verá el comportamiento del mismo si trabaja a una frecuencia normal de trabajo y a una frecuencia cercana a sus frecuencias naturales, haciéndolo entrar en resonancia.

Se debe definir en el gráfico cuantos puntos se quieren tomar y en que direcciones, es muy importante tener en consideración este punto, ya que si se equivoca en trasladar estos datos al programa, se obtendrá un ODS que no es real y con un movimiento no lógico.

Se consideran 16 medidas verticales, 18 medidas horizontales y 4 medidas axiales.

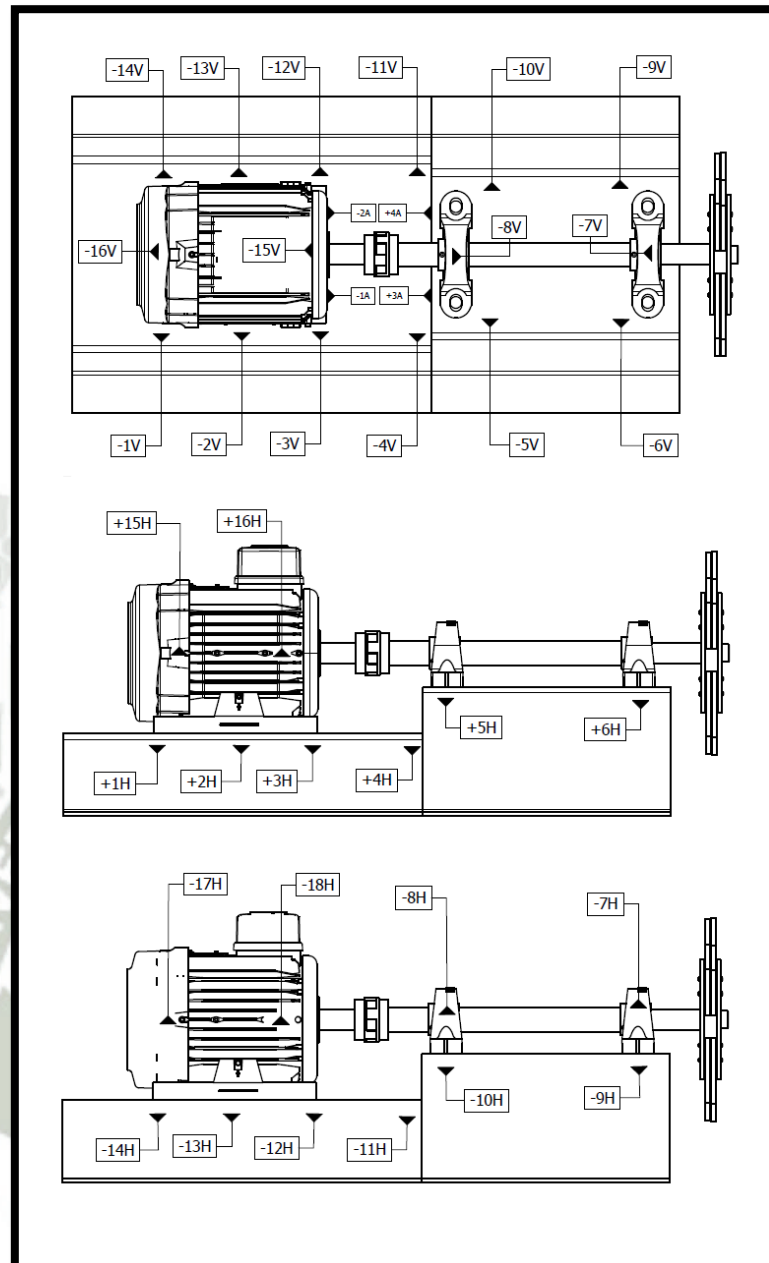


Figura 4.15: Puntos de medición consideradas para el ODS.
Fuente: Creación Propia.

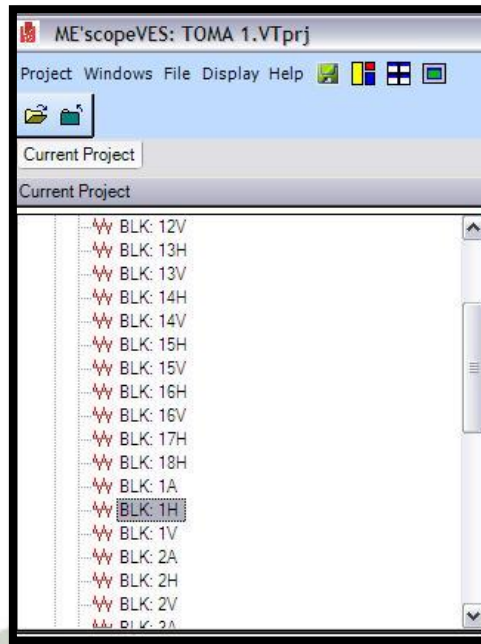


Figura 4.16: Creación de puntos en el programa.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

4.6.4. Simulación y traslado de puntos

El siguiente paso es realizar un dibujo en el programa M'Scope para poder llevar los datos que se acaban de obtener y realizar la simulación del mismo; como se cuenta con un modelamiento CAD en la plataforma de Autodesk Inventor, se procedió a importar el archivo.

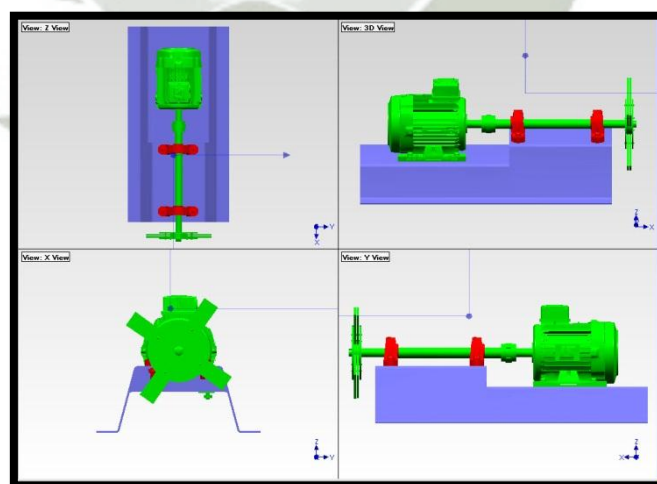


Figura 4.17: Modelamiento en el programa M'Scope.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

- Definir puntos tomados en el equipo físico, indicando su dirección correcta, en el modelamiento realizado.

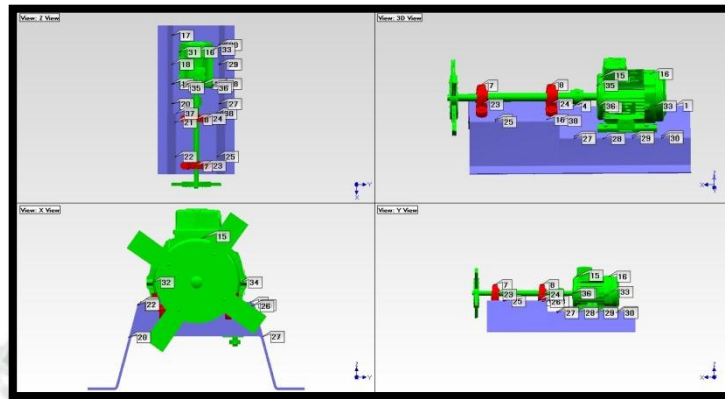


Figura 4.18: Definir los puntos en el modelamiento en el programa M'Scope.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

- Datos tomados en el módulo

Se usará dos canales del colector de datos, uno de ellos será fijo y el otro será el que se moverá a través de los puntos tomando mediciones relativas con respecto al sensor de referencia. Los sensores serán uni-axiales y se pondrán en la posición que corresponda.

- Vertical

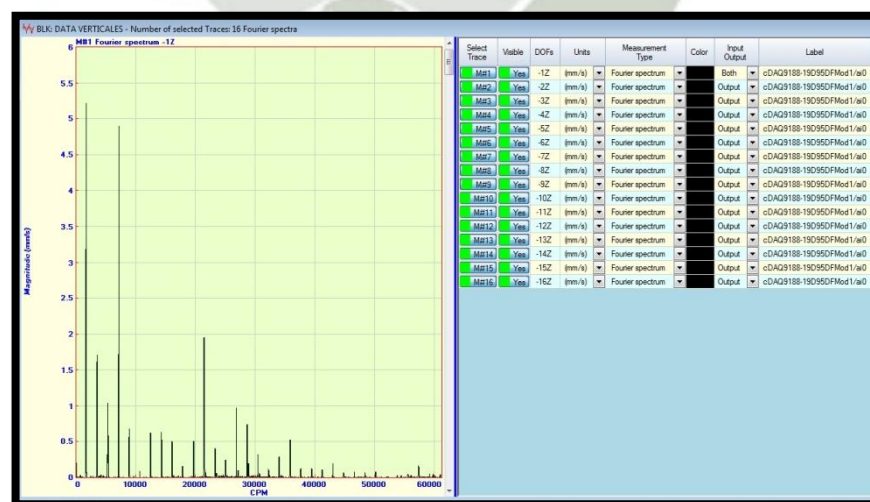


Figura 4.19: Datos tomados en dirección Vertical.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

- Horizontal

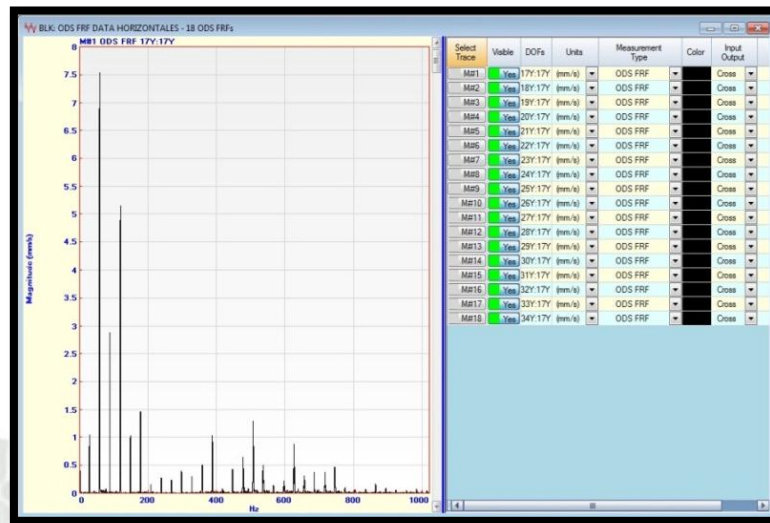


Figura 4.20: Datos tomados en dirección Horizontal.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

- Axial

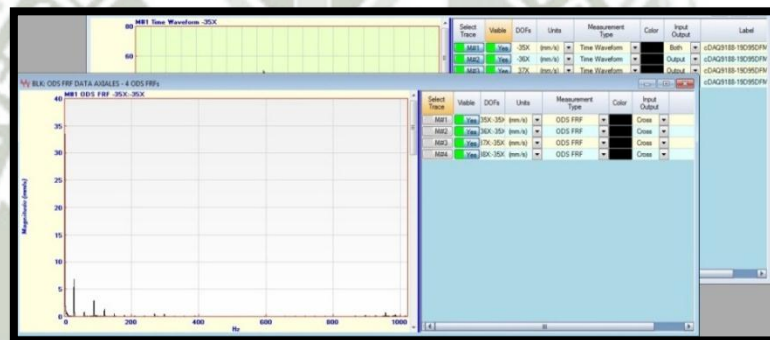


Figura 4.21: Datos tomados en dirección Axial.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

- Sistema completo

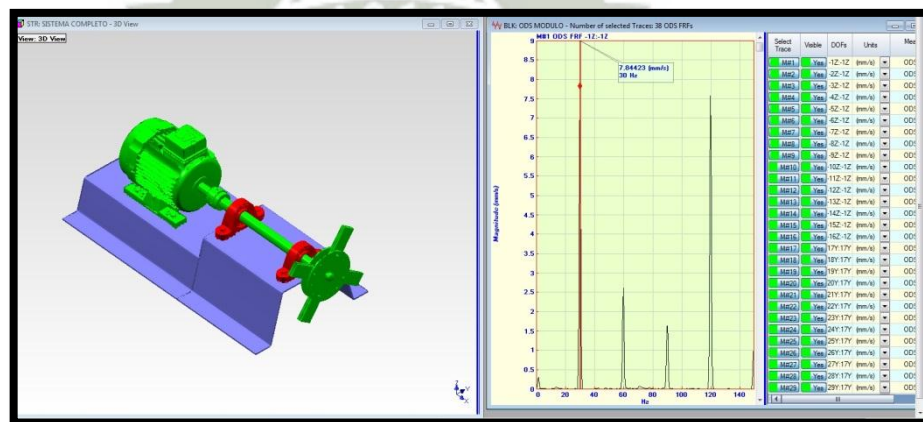


Figura 4.22: Datos tomados en el sistema completo.
Fuente: Propia, Software M'Scope 3.2 Vibration Tecnology.

4.6.5. Análisis ODS

Una vez que el equipo se encuentre totalmente designado, se puede analizar el funcionamiento de este y su comportamiento estructural.

Como resultado del análisis ODS se obtuvieron los siguientes videos en 3D del ODS, que forman parte del Anexo S (CD-ROM).

- Sistema Completo Movie 1, 2,3 y 4: Movimiento normal a 30 Hz.
- Sistema Completo Eje: Movimiento resonancia a 37.5 Hz (cercana a 1X, parecida a la encontrada por el Bump test, eje).
- Sistema Completo Base: Movimiento resonancia a 239.5Hz (cercana a Frecuencia Paso de alabes, parecida a la encontrada por el Bump test, base).

Se puede ver el comportamiento que tiene el módulo si es sometido a funcionamiento normal y si trabaja muy cerca del su frecuencia natural, lo que producirá una resonancia, la cual es apreciable en los videos, el ODS sirve para poder ver en qué zona se podría necesitar un refuerzo o un rediseño en la estructura, para poder mover la frecuencia natural cambiando la masa del sistema o cambiando la rigidez del mismo.

Conclusiones

1. Se logró diseñar y construir un módulo para análisis vibracional, donde se ensayaron las siguientes pruebas: desbalance, desalineamiento, soltura y se desarrolló la técnica de ODS para el análisis estructural.
2. Se diseñó un módulo de uso aplicativo de fácil manejo y movilidad con un peso de 45 kg y se implementó una guarda en el disco de balanceo por seguridad.
3. Los puntos de medición de vibración más importantes del módulo son los que se encuentran lo más cerca a los apoyos o cojinetes para poder tener una medición real, se determinó dos puntos en el motor y dos puntos en las chumaceras.
4. Se implementó una guía de prácticas, donde se enseña cada paso a realizar para la realización de los diferentes modos de falla.
5. Cada simulación de los modos de falla experimentados en el módulo se realizaron con éxito a excepción de las pruebas a alta frecuencia, debido a que los rodamientos son nuevos y no presentan ninguna falla.
6. Cada espectro obtenido de las diferentes pruebas cumplen con los parámetros establecidos por las tablas de Charlotte, las cuales se aprecian claramente.
7. Se realizaron 3 formas de balanceo, las cuales pueden ser usadas dependiendo de los equipos disponibles que tengamos a disposición para realizarlo.
8. Las solturas rotativas son un gran problema ya que es necesario parar la máquina durante más tiempo para solucionar esta falla, si el problema persiste puede producir un cuello en el eje y se mostrará un incremento de temperatura en los apoyos en el que se presente esta soltura.
9. Nuestro módulo como ya comprobamos tiene infinitas frecuencias naturales, las frecuencias naturales que más importan son las que se encuentran a 8X (14400 CPM) debido al número de alabes, además se debe tener en cuenta que es

recomendable que estas frecuencias tengan un aproximado de $\pm 15\%$ % de franja con respecto a alguna frecuencia natural para evitar la resonancia.

10. La herramienta ODS, nos permite determinar cuáles son los puntos con mayor deformación, cuando se encuentran en resonancia a 2550 CPM donde se aprecia la rotura del acople y a 14400 CPM donde se aprecian las deformaciones del eje y de la base.
11. El análisis por ODS, es un análisis con mucha más información dando una simulación más real que un análisis por elementos finitos ya que es una prueba dinámica, pero el costo en procesamiento y el tiempo de recolección de datos es mayor.



Recomendaciones

1. Realizar una validación del módulo por elementos finitos, excitándola para las frecuencias naturales encontradas y ver su comportamiento.
2. Es necesario conocer la teoría básica para poder desarrollar un tema de análisis vibracional, ya que se necesita establecer los parámetros adecuados para cada medición que se desee realizar, así tendremos un espectro que nos muestre claramente el problema que tenemos presente.
3. Se recomienda tener un seguimiento del estado de los martillos, ya que nuestro módulo tiene una frecuencia natural cerca de su frecuencia de funcionamiento, si estos elementos se desgastan, cambian su masa y por lo tanto también pueden acercarse ambas frecuencias dando como resultado una resonancia que afectará gravemente a nuestro módulo.
4. Cuando el módulo muestre indicios de fallas de rodamientos, se recomienda ver su funcionamiento a través de los espectros de envolvente y velocidad para aprender cual es la evolución de los rodamientos, lo cual será de un gran valor didáctico.
5. Para realizar un balance adecuado se debe eliminar cualquier tipo de falla extra que esté presente como un desalineamiento o algún soltura, sino esto producirá un balanceo ineficiente que no elimine el estado de desbalance en su totalidad, incluso puede llegar a subir la amplitud de la vibración.
6. Las solturas estructurales representan una gran cantidad de casos de gran vibración en el ámbito industrial, como se mencionó anteriormente es recomendable siempre eliminar esta fuente de vibración antes de realizar las pruebas de desbalance y desalineamiento (en caso del equipo fijo).

Bibliografía

1. A-MAQ S.A. Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico.2005.
2. ASME. Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo.
3. BRIAN J. SCHWARZ & MARK H. RICHARDSON. Introduction to Operating Deflection Shapes. Editorial Vibrant Technology, Inc.
4. CESAR MIGUEL LOPEZ LAMADRID. Evaluacion, rediseño y validación de Estructuras mediante Análisis Vibracional por funciones Avanzadas. Repositorio institucional-Universidad de Piura. 2013.
5. CORNELIUS SCHEFFER & PARESH GIRDHAR, Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance. Editorial ELSEVIER. 2004.
6. GLEN WHITE. Introducción al Análisis de Vibraciones. Editorial AZIMA.
7. ISO 10816 – The International Organization for Standardization. 1995.
8. JOSEPH E. SHIGLEY – CHARLES R. MISCHKE. Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw-Hill Interamericana, Inc.
9. JUAN ESTEBAN ALVAREZ NARANJO. Diseño, Construcción y Modelado de un banco de pruebas para el Estudio de las vibraciones generadas por desbalanceo de Rotores en Voladizo. Universidad Tecnológica de Pereira. 2013.
10. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, LOAD & RESISTANCE FACTOR DESIGN (LRFD). American Institute of Steel Construction, Inc. Segunda Edición.
11. RICHARD HEATON, SUE HEWITT. The use of Operating Deflection Shapes (ODS) to model the vibration of Sanders and polishers. 2006.
12. ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Pearson Prentice Hall.

13. RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Curso de Vibraciones de máquinas básicas Nivel II. Editorial Vibration Institute. USA.
14. RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas. Editorial Vibration Institute. USA.
15. S. GRAHAM KELLY. Fundamentals of Mechanical Vibrations, Segunda Edición. Editorial MC GRAW HILL.2000.
16. SINAIS. Curso Online Análisis Vibracional. ESPAÑA.
17. SKF. Vibration Diagnostic Guide. 2015.
18. SOLDEXA. Manual de Soldadura y Productos. Séptima Edición.
19. SRIRAMULU VINAKOTA. Estructuras de Acero: Comportamiento y LRFD. McGraw-Hill Interamericana, Inc.
20. WILLIAM T THOMSON. Teoría de Vibraciones. Editorial PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA S.A.1982.
21. Tablas de Charlotte.

ANEXOS

- Anexo A:** Manual de prácticas Análisis Vibracional.
- Anexo B:** Tablas de Charlotte.
- Anexo C:** Catálogo de Rodamientos.
- Anexo D:** Catálogo de Motor KAZO.
- Anexo E:** Propiedades de la Unidad de Rodamientos Y.
- Anexo F:** Soldadura.
- Anexo G:** Planos.
- Anexo H:** Espectros y forma de onda Desbalance Método 1 (CD-ROM).
- Anexo I:** Espectros y forma de onda Desbalance Método 2 (CD-ROM).
- Anexo J:** Espectros y forma de onda Desalineamiento Angular (CD-ROM).
- Anexo K:** Espectros y forma de onda Desalineamiento Paralelo (CD-ROM).
- Anexo L:** Espectros y forma de onda Soltura Estructural (CD-ROM).
- Anexo M:** Espectros y forma de onda Soltura Rotativa (CD-ROM).
- Anexo N:** Espectros y forma de onda Falla de Rodamientos (CD-ROM).
- Anexo O:** Espectros y forma de onda Bump test Configuración y martillo (CD-ROM).
- Anexo P:** Espectros y forma de onda Bump test ARM Microlog (CD-ROM).
- Anexo Q:** Espectros y forma de onda Desalineamiento mixto, distorsión de carcasa y pata coja (CD-ROM).
- Anexo R:** Configuración de puntos Microlog GX software @ptitute (CD-ROM).
- Anexo S:** Videos ODS (CD-ROM).

Anexo A: Manual de prácticas Análisis Vibracional

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA



**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y
FORMALES**

**PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y
MECATRÓNICA**

MANUAL DE PRÁCTICAS ANÁLISIS VIBRACIONAL

JIMMY ALBERTO CUENTAS VILCA

LUIS ENRIQUE TORRES TONE

AREQUIPA – PERÚ

2016

INTRODUCCIÓN

El presente Manual de Prácticas de Análisis Vibracional se ha diseñado para presentar a los alumnos de la carrera Ing. Mecánica, los casos más comunes de fallas que se presentan en ámbito de mantenimiento predictivo y los cuales pueden ser detectados por medio de un correcto análisis vibracional.

Se presentarán los casos de balanceo, alineamiento, soltura y frecuencias naturales del módulo, distribuyendo cada caso de falla con su respectiva práctica, la cual podrá ser realizada de forma didáctica por los alumnos de Ing. Mecánica, teniendo los conceptos teóricos básicos sobre el análisis vibracional, pudiendo aprender de forma práctica y fácil sobre cómo se presentan estas fallas y como resolverlas de manera fácil.

Una enseñanza práctica, intensa y personal es fundamental para el aprendizaje del Análisis Vibracional, esta guía debe ser tomada como un complemento más no como una herramienta para sustituir los conocimientos que debe tener como base el alumno para entender un tema tan extenso que es el análisis Vibracional.

Finalmente, es importante que el alumno lea cuidadosamente cada fundamento teórico y recomendaciones que se muestren en esta guía para poder evitar accidentes no deseados, el alumno debe participar de manera activa, limpia y ordenadamente ya que es el único método para poder tener una experiencia más profundo sobre el desarrollo de estas prácticas.

PRACTICA N°1 DESBALANCE

- **Objetivos**

- Identificar un caso de desbalance viendo espectro y forma de onda.
- Resolver el caso de desbalance por diferentes métodos de corrección.

- **Materiales y herramientas**

- Módulo de Análisis Vibracional
- Balanza gramera.
- Colector de datos o vibrómetro valor global.
- Masa de desbalance (pernos y arandelas).
- Tacómetro laser.
- Cintas reflectantes.

I. FUNDAMENTO TEORICO

Desbalance

Esta condición ocurre cuando el centro de masa no coincide con el eje geométrico, existen tres tipos de desbalance: estático (una fuerza), par y dinámico (combinación ambos).

| | Valor Global | Aumento valor considerable |
|-------------------|--|--|
| Sintomas | Espectro | 1xRPM, ruido espectral bajo (radial y axial en voladizo) |
| | Fase | Entre H y V de 90° |
| | Forma de onda | Senoidal |
| Medición | Medida radial y solo axial en rotor voladizo | |
| Corrección | Compensación de masas | |

Tabla 1: Resumen desbalance.
Fuente: Creación Propia.

La cantidad y posición del desbalance en cualquier máquina son en general desconocidas para los analistas y la masa de corrección se debe determinar por pruebas que se realizan al equipo.

Causas de desbalance

- Excentricidad.
- Chavetas y agujeros de chavetas.
- Distorsión mecánica o térmica.
- Corrosión y desgaste
- Suciedad
- Diseño asimétrico

Fuerza de desbalance

Se debe considerar:

$$F = m * e * \omega^2$$

Donde:

- F=Fuerza debido al desbalance de masas (Lb).
- m= W/g Masa de desbalance.
- e= Excentricidad (in).
- $\omega = 2 * \pi * N / 60$ Velocidad de la máquina (rad/seg).
- N= Velocidad de la máquina (RPM).

Valores permisibles de vibración

| | NORMAL | ALERTA | EMERGENCIA |
|---|--------|------------|------------|
| Valores permisibles de Vibración (mm/seg. – RMS) | 2.8 | 2.8-7.1 | 7.1 |
| Valores permisibles de Vibración (g´s. – RMS) | 0.054 | 0.054-0.14 | 0.14 |
| Valores permisibles de Envolvente de aceleración (gE-P-P) | 4 | 4-10.0 | 10 |

Tabla 2: Valor permisible para módulo.
Fuente: Creación Propia, basado en ISO 10816

Forma de onda y Espectro Desbalance

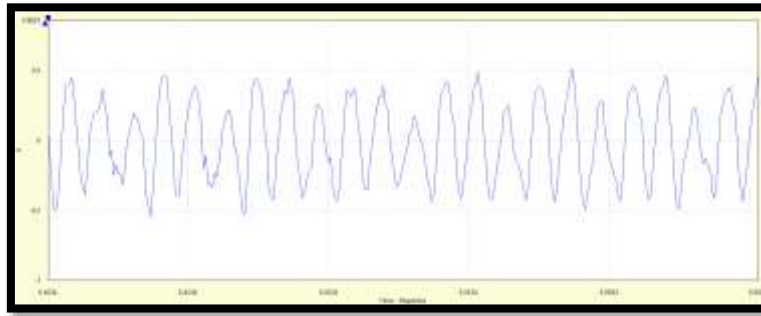


Figura 1: Forma de onda Desbalance.
Fuente: Propia.

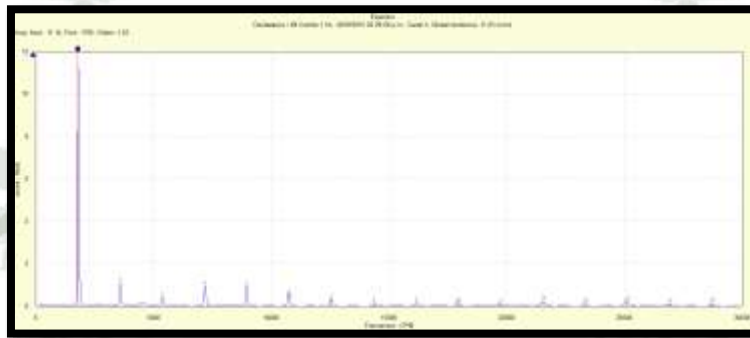


Figura 2: Espectro Desbalance.
Fuente: Propia.

II. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Experimento 1: Método vectorial

- 1.1. Poner en marcha el módulo a balancear.
- 1.2. Registrar los valores globales de los puntos 1, 2, 3 y 4 en las direcciones Horizontal, Vertical y Axial antes de balancear.

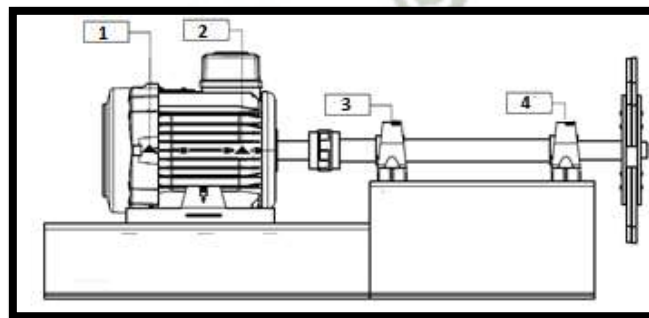


Figura 3: Puntos de medición módulo.
Fuente: Propia.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 2 H | | 3 A | |
| 2 V | | 4 H | |
| 2 A | | 4 V | |
| | | 4 A | |

Tabla 3: Valores globales módulo, experimento 1.

Fuente: Creación Propia.

- 1.3. Seleccionar el Valor global más alto como punto de referencia para balancear, recordar los límites permisibles por norma visto en la tabla 2.

Valor global más alto = V_o = _____

- 1.4. Medir con la balanza un peso de prueba para producir un cambio de desbalance en el módulo.

ω_t (g) = _____

- 1.5. Colocar la masa de prueba ω_t en la posición 1 (Figura 3) y se medir la amplitud de las vibraciones V1, esta lectura es proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por el peso de prueba. El vector resultante V_{t1} .

Valor global = $V1$ = _____

- 1.6. Quitar el peso de prueba y ubicarlo en la posición 2, nuevamente medir el valor global V2, es la lectura proporcional al efecto del desbalance original más el peso de prueba en la posición 2. El vector resultante V_{t2} .

Valor global = $V2$ = _____

- 1.7. Retirar el peso de prueba.
- 1.8. Realizar un análisis vectorial de las fuerzas producidas por los pesos de pruebas.

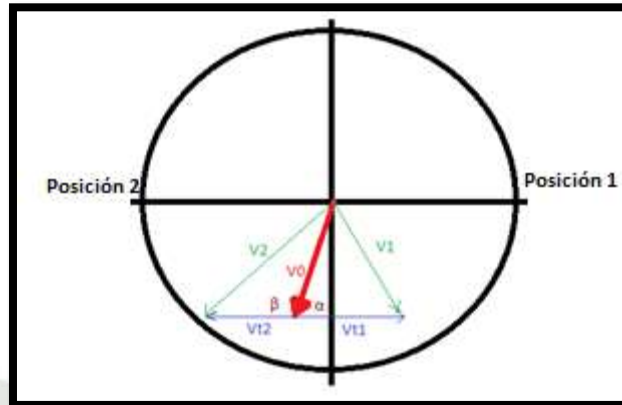


Figura 4: Análisis Vectorial.
Fuente: Creación Propia.

Considerar:

- Sabiendo que $V_{t1}=V_{t2}=V_t$

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

- Por ley de cosenos

$$\cos\alpha = \frac{V_1^2 - V_2^2}{-4V_t * V_0}$$

$$\operatorname{acos} \frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_t * V_0}$$

- Para el peso de corrección

$$\frac{W_{\text{correccion}}}{V_0} = \frac{W_{\text{prueba}}}{V_t}$$

$$W_{\text{correccion}} = \frac{W_{\text{prueba}}}{V_t} * V_0$$

- Siendo

$$\alpha = \underline{\hspace{2cm}}$$

La dirección donde se colocara la masa de corrección.

$$W_{\text{correccion}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

Peso a colocar para eliminar el desbalance.

- 1.9. Colocar el peso de corrección, si el ángulo no es un lugar permitido por el modulo, realizar una repartición de masas dependiendo de los lugares permitidos por el modulo.
- 1.10. Medir el valor global con el peso de corrección, los valores deben bajar a niveles permisibles, de ser necesario repetir el procedimiento sin quitar el peso de corrección y realizar un refinamiento.

Experimento 2: Método gráfico

- a. Poner en marcha el módulo a balancear.
- b. Registrar los valores globales de los puntos 1, 2, 3 y 4 en las direcciones Horizontal, Vertical y Axial antes de balancear.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 2 H | | 3 A | |
| 2 V | | 4 H | |
| 2 A | | 4 V | |
| | | 4 A | |

Tabla 4: Valores globales módulo, experimento 2.

Fuente: Creación Propia.

- c. Seleccionar el Valor global más alto como punto de referencia para balancear, recordar los límites permisibles por norma visto en la tabla 4.

Valor global más alto = $V_o =$ _____

- d. Con el valor obtenido se grafica una circunferencia con radio V_o .
- e. Medir con la balanza un peso de prueba para producir un cambio de desbalance en el módulo.

$\omega_t(g) =$ _____

- f. Seleccionar tres puntos equidistantes (P1, P2 y P3), cada 120° en los que se pondrá el peso de prueba, de no contar con lugar para colocar el peso de prueba realizar una distribución de masas a lugares permitidos más cercanos.
- g. Colocar la masa de prueba ω_t en P1 (Figura 5), se realiza la medición del valor global V1 y se grafica una circunferencia de radio V1 con centro en P1.

$$\text{Valor global} = V1 = \underline{\hspace{2cm}}$$

- h. Quitar el peso de prueba y ubicarlo en P2 (Figura 5), se realiza la medición del valor global V2 y se grafica una circunferencia de radio V2 con centro en P2.

$$\text{Valor global} = V2 = \underline{\hspace{2cm}}$$

- i. Quitar el peso de prueba y ubicarlo en P3 (Figura 5), se realiza la medición del valor global V3 y se grafica una circunferencia de radio V3 con centro en P3.

$$\text{Valor global} = V3 = \underline{\hspace{2cm}}$$

- j. Trazar un vector desde el centro del plano polar hasta el lugar donde se intersecan los tres círculos, este vector es V_t con valor global y dirección que debe ser ubicado el peso de corrección.

$$\text{Valor global} = V_t = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$W_{\text{correccion}} = \frac{W_{\text{prueba}}}{V_t} * V_0$$

$$W_{\text{correccion}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

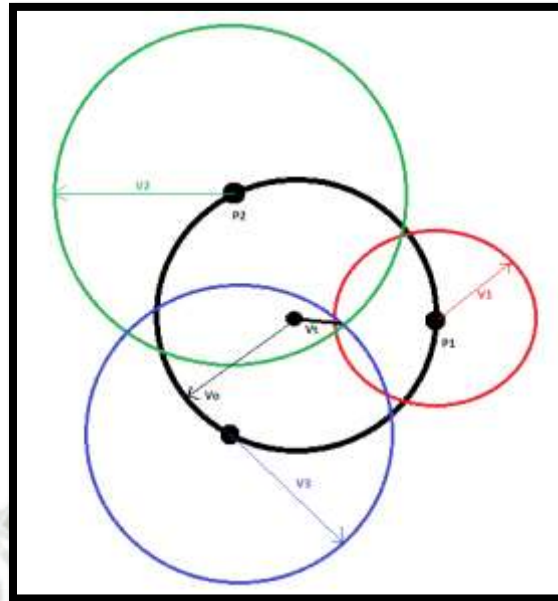


Figura 5: Análisis Gráfico.
Fuente: Creación Propia.

Experimento 3: Tacómetro láser

- 3.1. Colocar una cinta reflectora como punto de referencia para medir fase y velocidad.
- 3.2. El tacómetro debe estar conectado con el colector de datos, este equipo debe tener la función de balanceo, es importante mantener la velocidad del equipo constante.

$$N(RPM) = \underline{\hspace{2cm}}$$

- 3.3. Realizar medición inicial de amplitud y fase. V_0 y Fase 0.
- 3.4. Agregar el peso de prueba en la marca de referencia.

$$\omega_t(g) = \underline{\hspace{2cm}}$$

- 3.5. Realizar la siguiente medición. V_1 y Fase 1.
- 3.6. Quitar peso de prueba y añadir peso de corrección determinado por el equipo colector de datos usado.
- 3.7. Realizar la medición final de amplitud y fase. V_t y Fase t.
- 3.8. Realizar refinamiento si es requerido.

| Medición | Amplitud | Fase |
|------------|----------|------|
| Vo, Fase 0 | | |
| V1, Fase 1 | | |
| Vt, Fase t | | |

*Tabla 5: Valores globales módulo, experimento 3.
Fuente: Creación Propia.*

III. CONCLUSIONES

Indicar las conclusiones alcanzadas después de realizar las experimentaciones de desbalance.



PRACTICA N°2 DESALINEAMIENTO

- **Objetivos**

- Identificar un caso de desalineamiento viendo espectro y forma de onda.
- Resolver el caso usando el método alineación con diales.

- **Materiales y herramientas**

- Módulo de Análisis Vibracional
- Colector de datos o vibrómetro valor global.
- Reloj comparador o dial.

I. FUNDAMENTO TEORICO

Desalineamiento

La alineación consiste en el ajuste de la posición relativa de dos máquinas acopladas de manera que las líneas centrales de sus ejes formen una línea recta cuando la máquina está en marcha a temperatura de funcionamiento normal, esto se logra moviendo las patas frontales y/o posteriores de una máquina hacia arriba, hacia abajo y de costado, hasta que los ejes queden alineados dentro de las tolerancias requeridas. Y la otra máquina permanece estacionaria.

El propósito de alineación de los ejes es impedir vibraciones excesivas y el fallo prematuro de piezas de la máquina.

Tipos de desalineamiento:

Teóricamente existen cuatro formas de desalineamiento, pero en realidad se presentan en simultáneo como una combinación de ellas y con diferentes intensidades.

- Desalineamiento horizontal.
- Desalineamiento vertical.

- Desalineamiento angular horizontal.
- Desalineamiento angular vertical.

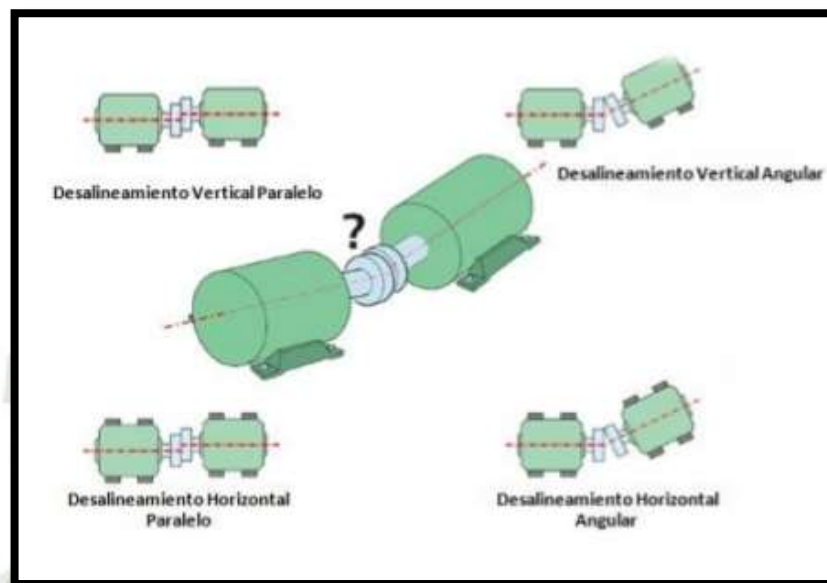


Figura 1: Formas de desalineamiento
Fuente: Alineamiento de máquinas – Vibro Technology

Consecuencias de desalineamiento

- Vibración de la máquina.
- Excesiva carga en los apoyos de las máquinas, aún al utilizar acoples flexibles.
- Otros componentes de la máquina, susceptibles al daño por desalineamiento son el eje y el sello, un ligero desalineamiento permite el ingreso de contaminantes al sello causando falla prematura.

Valores permisibles de vibración

| | NORMAL | ALERTA | EMERGENCIA |
|---|--------|------------|------------|
| Valores permisibles de Vibración (mm/seg. – RMS) | 2.8 | 2.8-7.1 | 7.1 |
| Valores permisibles de Vibración (g's. – RMS) | 0.054 | 0.054-0.14 | 0.14 |
| Valores permisibles de Envolvente de aceleración (gE-P-P) | 4 | 4-10.0 | 10 |

Tabla 1: Valor permisible para módulo.
Fuente: Creación Propia, basado en ISO 10816

En la siguiente tabla se aprecian los síntomas de las diferentes formas de desalineamiento y sus características:

| | | | |
|--------------------------------------|------------|--|--|
| Desalineación angular | Síntomas | Valor Global | Aumento excesivo de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración axial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave Vibración radial menor que axial en 1x, 2x y 3x |
| | | Fase | Fase axial a ambos lados del acople desfasadas 180° |
| | Medición | Axial mayor que Radial | |
| | Corrección | Realizar un alineamiento | |
| Desalineación paralela | Síntomas | Valor Global | Aumento excesivo de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración radial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave |
| | | Fase | Fase radial a ambos lados del acople desfasadas 180° |
| | Medición | Radial y en menor medida Axial | |
| | Corrección | Realizar un alineamiento | |
| Desalineación cojinete y rodamientos | Síntomas | Valor Global | Aumento de valor global |
| | | Espectro | Gran vibración axial 1X y posible 2x y 3x El 2x mayor que 1x es estado grave |
| | | Fase | Fase axial izq., superior, derecha, inferior 90° entre ellas |
| | Motivo | Mal montaje, patas no en el mismo plano | |
| | Corrección | Nivelacion de bancada y si es necesario montaje de cojinete adecuado | |
| Desalineación poleas y correas | Síntomas | Valor Global | Aumento de valor global dependiente del lugar de toma |
| | | Espectro | Gran vibración axial y radial 1X RPM conductor o conducido |
| | Medición | Importante axial que radial (diferencia con desbalance) | |
| | Desgaste | Desigual en dirección axial en poleas y correas | |

Tabla 2: Resumen de desalineamiento.
Fuente: Creación Propia.

Forma de onda y Espectro Desbalance

- **Desalineamiento Paralelo**

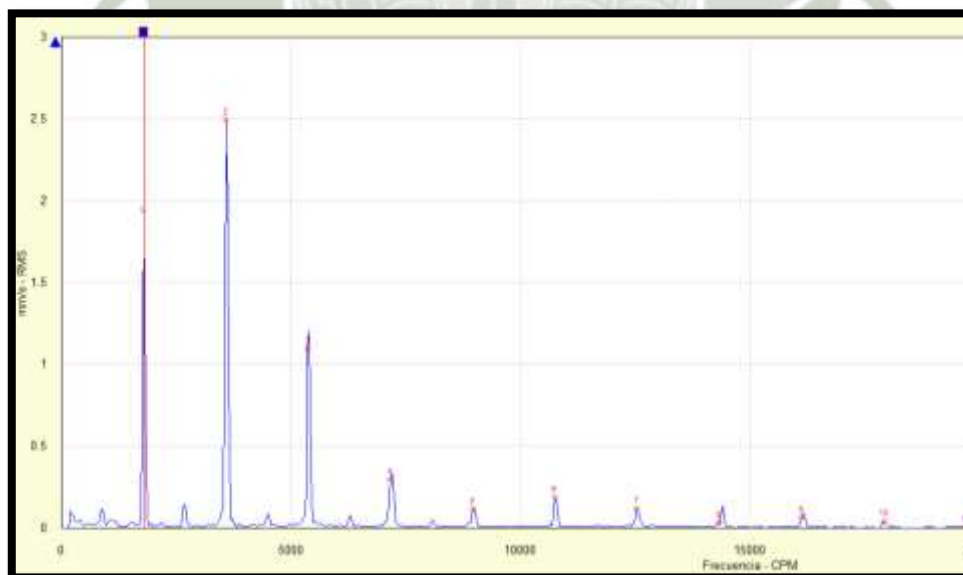


Figura 2: Espectro de desalineamiento paralelo.
Fuente: Propia, SKF @ptitude Analyst

- Desalineamiento angular.

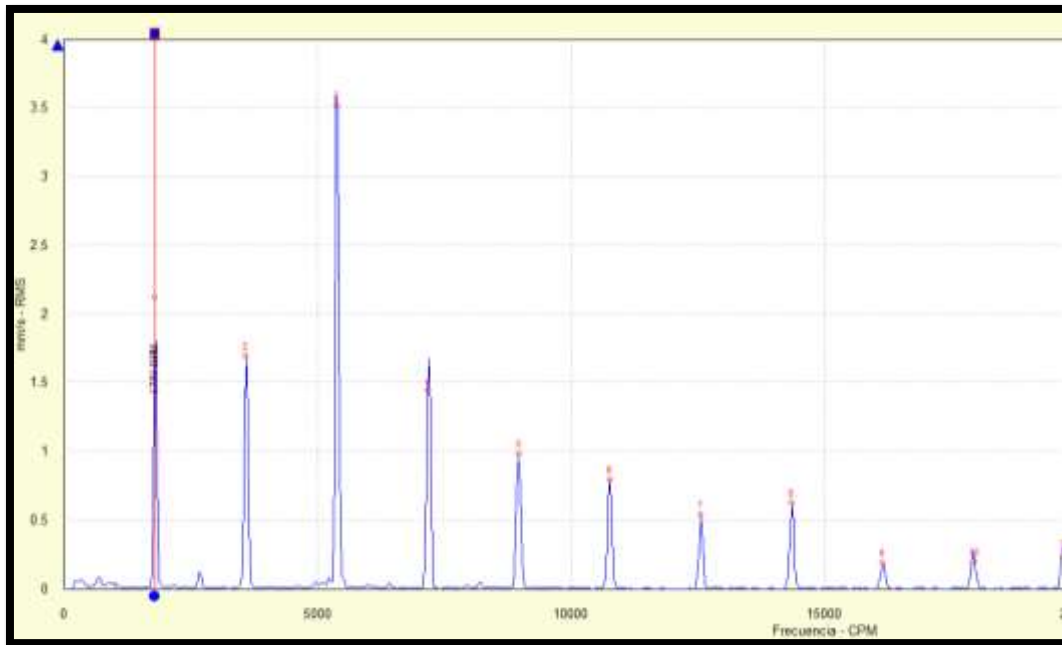


Figura 3: Forma de onda desalineamiento angular.
Fuente: Propia, SKF @plitude Analyst

II. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

- 1.1. Poner en marcha el módulo para toma de vibraciones.
- 1.2. Registrar los valores globales de los puntos 1, 2, 3 y 4 en las direcciones Horizontal, Vertical y Axial.

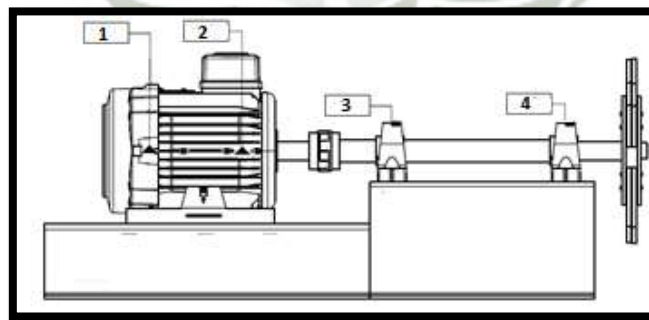


Figura 4: Puntos de medición módulo.
Fuente: Propia.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

Tabla 3: Valores globales módulo.

Fuente: Creación Propia.

- 1.3. Estudiar los espectros en los puntos con mayor vibración y comparar con la tabla de resumen y características del desalineamiento.
- 1.4. Una vez identificado un problema de desalineamiento, proceder a la alineación del equipo.

Experimento1: Alineación con diales método - Medición radial y axial

El dial utilizado para el módulo es el comparador más común utilizado durante la alineación. En la Figura 5 se muestra un ejemplo de dial para realizar el alineamiento del módulo.



Figura 5: Reloj comparador o dial.

Fuente: Creación Propia.

Cuando el resorte se comprime, el puntero del dial se presiona hacia adentro y la aguja del reloj se desplaza hacia la derecha, indicando una lectura positiva. Cuando el puntero se mueve hacia el exterior, la aguja del reloj se mueve contra las agujas del reloj, lo que indica una lectura negativa.

A continuación se muestra la dirección que se usa por convención definiendo la izquierda y derecha de movimiento viendo desde la parte de atrás del conductor

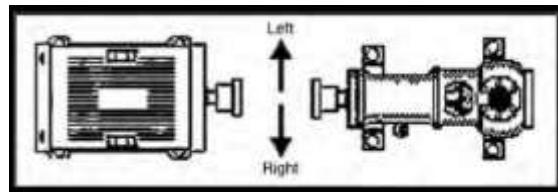


Figura 6: Convención de direcciones.

Fuente: Machinery Vibration Analysis and Predictive Manintance

Se deben de tener en cuenta los siguientes conocimientos:

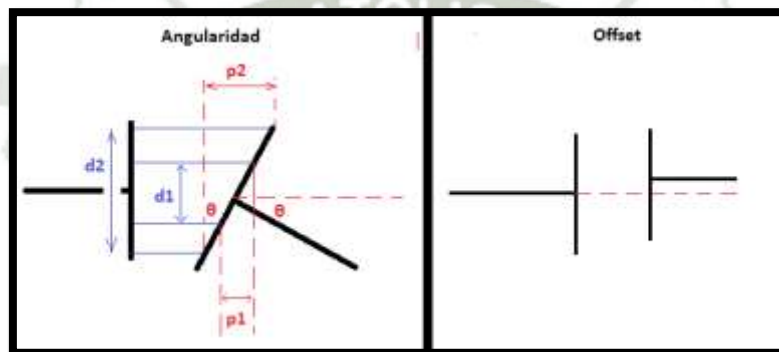


Figura 7: Angularidad y offset.

Fuente: Creación propia.

Del gráfico se puede determinar que el ángulo de desalineamiento es:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{p1}{d1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{p2}{d2}\right)$$

$$offset = \frac{Medida\ dial}{2}$$

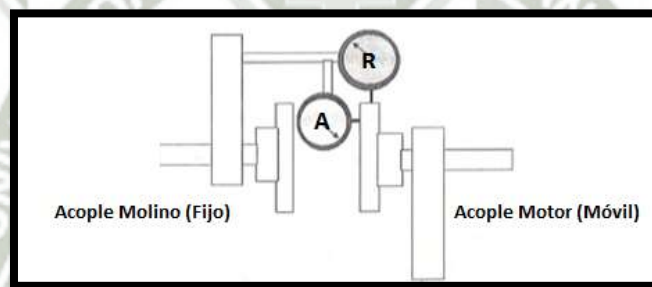
Donde:

P1 y P2 son lecturas del dial al rotar 180°; d1 y d2 diámetro descrito por el dial al medir.

- 1.5. Se debe eliminar la restricción que produce el acople, por motivos de espacio se decide separar una garra del acople para permitir el libre giro de cada componente (motor, eje molino).

- 1.6. Luego se procede a realizar una pre alineación con una regla para cumplir con el desplazamiento que tiene la aguja del dial, el cual es limitado, en la práctica realizada el dial utilizado tiene un desplazamiento de 220 mils, por lo tanto no puede haber un desalineamiento mayor ya que el reloj no estará en contacto con el elemento a medir.
- 1.7. Los mediciones se deben tomar en el acople del equipo que se moverá, en este caso será el motor, al tener comprobar que el dial está bien ubicado se procede con la medición radial para medir el desplazamiento. Esto se hace en los planos verticales y horizontales, por lo que serán requeridas cuatro lecturas. Por convención:

- Superior, inferior, izquierda y derecha



*Figura 8: Medición por el método radial y axial.
Fuente: Creación propia.*

La medición en la posición de arriba la aguja del dial se colocara en cero y se medida como ya mencionamos anteriormente.

- 1.8. Se ubicara la aguja del dial en dirección axial para medir en dirección axial cuatro mediciones. Las lecturas radiales y axiales en mils son:

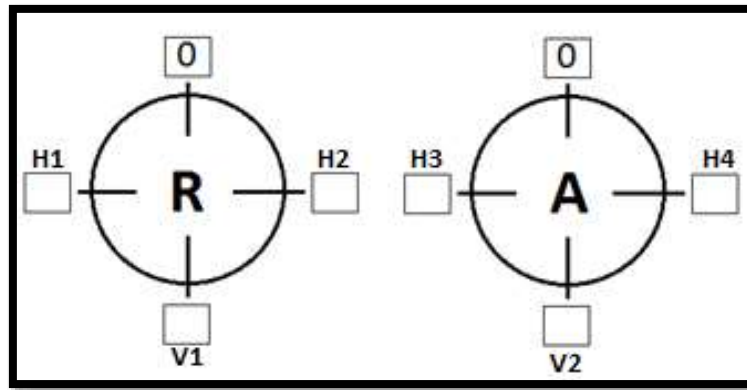


Figura 10: Medición del reloj comparador radial y axial.
Fuente: Creación propia.

Nota: Por geometría de circunferencia del eje la suma de sus lados verticales debe ser igual o muy cercana a la suma de sus mediciones horizontales, tanto en mediciones axiales como radiales.

- 1.9. Tomar las siguientes distancias y el diámetro de la línea que realiza las mediciones el dial:

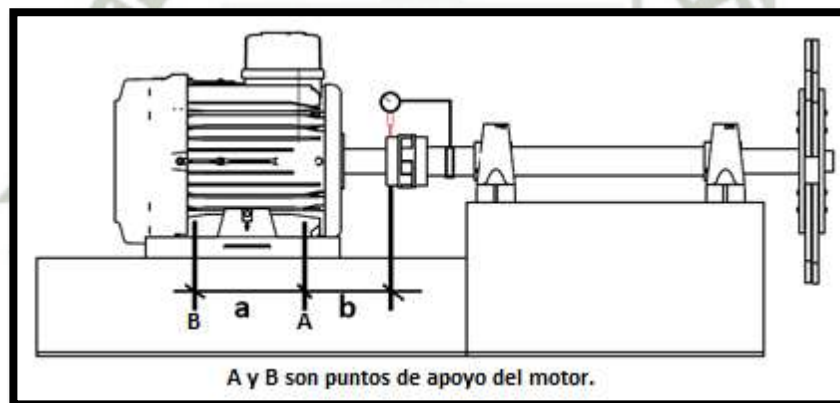


Figura 11: Medición de distancias.
Fuente: Creación propia.

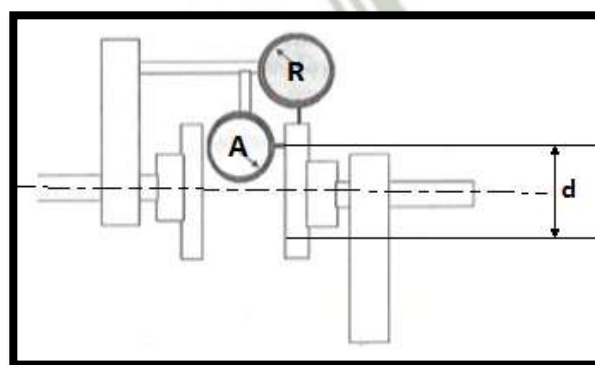


Figura 12: Diámetro de la línea de las mediciones del dial.
Fuente: Creación propia.

Donde:

- a: Distancia entre patas.
- b: Distancia que existe entre el punto en el que el dial realiza las mediciones y la pata delantera del motor,
- d: Diámetro de la línea que realiza las mediciones del dial en axial.

1.10. Cálculos para el plano vertical.

$$offset = \frac{V1 - 0}{2} = \frac{(\pm \quad) - 0}{2}$$

$$offset = \pm \quad \text{mils}$$

Offset signo positivo aumentar, signo negativo remover.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = 0 - V2 = 0 - (\pm \quad) = \pm \quad \text{mils}$$

$$d1 = d \text{ in} = \quad \text{in}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\pm \quad \text{mils}}{\quad \text{mils}} \right)$$

$$\theta = (\pm \quad) \text{rad}$$

Al analizar gráficamente en la figura se observa:

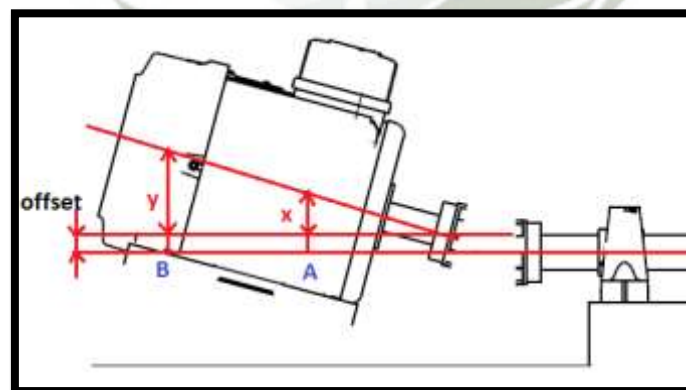


Figura 13: Desalineamiento plano vertical.

Fuente: Creación propia.

$$x = b * \theta = (\quad) * (\quad) = (\quad)mils$$

$$y = (a + b) * \theta = (\quad) * (\quad) = (\quad)mils$$

Entonces:

- En el punto A:

$$Punto A = offset + x$$

➔ Subir o bajar, dependiendo del signo.

- En el punto B:

$$Punto B = offset + y$$

➔ Subir o bajar, dependiendo del signo.

Para subir o bajar se añaden laines con diferentes espesores.

1.11. Cálculos para el plano horizontal.

$$offset = \frac{H2 - H1}{2} = \frac{(\pm \quad) - 0}{2}$$

$$offset = \pm \quad mils$$

Por convención un offset positivo indica que se necesita mover a la izquierda y negativo mover a la derecha los puntos A y B, tomando como referencia las direcciones posicionándose detrás del equipo conductor (motor).

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{p1}{d1} \right)$$

$$p1 = H4 - H3 = (\pm \quad) - (\pm \quad) = \pm \quad mils$$

$$d1 = d \text{ in} = \quad in$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\pm \quad mils}{\quad mils} \right)$$

$$\theta = (\pm \quad) rad$$

Al analizar gráficamente en la figura se observa:

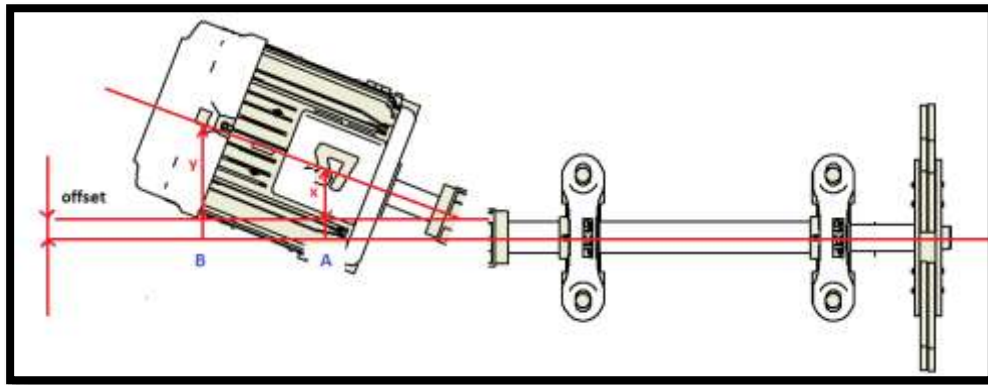


Figura 14: Desalineamiento plano Horizontal.

Fuente: Creación propia.

$$x = b * \theta = (\quad) * (\quad) = (\quad) \text{mils}$$

$$y = (a + b) * \theta = (\quad) * (\quad) = (\quad) \text{mils}$$

Entonces:

- En el punto A mover a la izquierda o derecha, dependiendo del signo.

$$\text{Punto A} = \text{offset} + x$$

- En el punto B mover a la izquierda o derecha, dependiendo del signo.

$$\text{Punto B} = \text{offset} + y$$

Siempre se debe corregir la desalineación vertical primero y luego la horizontal, ya que verticalmente no se moverá una vez corregida la desalineación

1.12. Refinar la alineación realizada

Una vez ya realizadas los movimientos de la parte móvil, se vuelve a realizar las mediciones en los planos vertical y horizontal para poder confirmar que se realizó un buen alineamiento o si es necesario alguna modificación más.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

Tabla 4: Valores globales módulo después alineamiento

Fuente: Creación Propia.

- 1.13. Realizar nuevamente el análisis vibracional, recopilando las nuevas medidas, que si realizó correctamente el alineamiento, estas medidas deberían ser menores a las iniciales.

III. CONCLUSIONES

Indicar las conclusiones alcanzadas después de realizar las experimentaciones de desalineamiento.



PRACTICA N°3 SOLTURA MECÁNICA

- **Objetivos**

- Identificar un caso de soldadura mecánica, ya sea soldadura estructural o soldadura rotativa, viendo espectro y forma de onda.
- Resolver el caso de soldadura mecánica por diferentes métodos de corrección.

- **Materiales y herramientas**

- Módulo de Análisis Vibracional
- Colector de datos o vibrómetro valor global.

I. FUNDAMENTO TEORICO

En cualquier máquina de rotación, las soldaduras mecánicas pueden ocurrir en 3 lugares:

- Soldadura Estructural base y Maquinaria: debido a distorsiones de la Base o de la carcasa (pata coja), pernos de unión sueltos.
- Soldadura interna o rotativa: Debido rodamiento suelto en su alojamiento o ajuste inapropiado entre componentes:
- Soldadura estructural (no se hará prueba en el módulo por no estar anclado): Esto se da debido a Grouting deteriorado, pernos de anclaje sueltos.

A continuación se aprecia las características de la soldadura mecánica en un análisis vibracional:

| | | | | |
|-------------------------|--|--|---|--|
| Soltura Base-Maquinaria | Espectro | Armónicos | 1X, 2X, 3X, etc. | |
| | Severidad | Cuando 2X y/o 3X es 50% mayor que 1X. | | |
| | Medición | Radial. | | |
| Soltura Rotativa | Espectro | Armónicos | 1X, 2X, 3X, etc. | |
| | | Sub armónicos | 0.5 X. | |
| | | Medios armónicos | 1.5X, 2.5X, 3.5X, etc. | |
| | Medición | Radial. | | |
| | Severidad | Incipiente | 4 a 5 armónicos de RPM. | |
| | | Potencialmente seria | Incremento de 1X y aparición de medios armónicos baja amplitud. | |
| Seria | | Aumento amplitud de armónicos y medios armónicos. | | |
| Severa | Medios, subarmónicos y armónicos de gran amplitud. | | | |
| Soltura estructural | Espectro | 1X y posible 2X. | | |
| | Medición | Radial. | | |
| | Fase | Desfase de 180° entre medidas verticales de pie de maquina , base de maquina y base. | | |

Tabla 1: Resumen de soltura mecánica.
Fuente: Creación Propia.

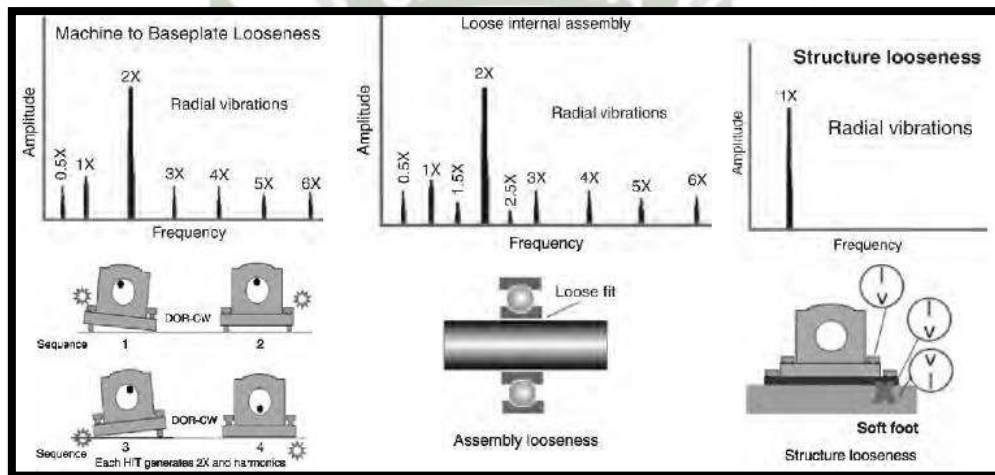


Figura 1: Clases de soltura mecánica.

Fuente: Análisis vibracional y mantenimiento predictivo, Cornelius Scheffer y Paresh Girhar.

II. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Experimento 1: Soltura Estructural base y Maquinaria

El módulo está sometido a una soltura estructural entre la base y el motor, la cual se consigue:

- 1.1. Al soltar dos pernos de la base del motor, lo cual es suficiente para poder apreciar la variación de amplitud que existe entre un equipo correctamente rigidizado a

una base o estructura, contra un equipo suelto, el cual trae problemas secundarios a su paso, tales como, desalineamiento.

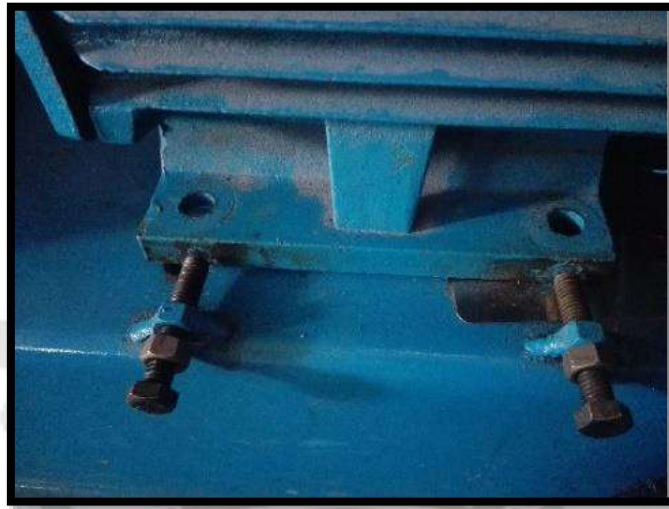


Figura 2: Motor con pernos sueltos.

Fuente: Propia.

- 1.2. Poner en marcha el módulo para toma de vibraciones.
- 1.3. Registrar los valores globales de los puntos 1, 2, 3 y 4 en las direcciones Horizontal, Vertical y Axial.

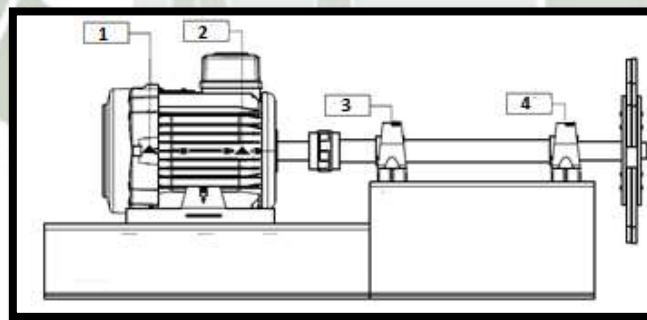


Figura 3: Puntos de medición módulo.

Fuente: Propia.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

Tabla 2: Valores globales módulo con soldadura estructural.
Fuente: Creación Propia.

- 1.4. Estudiar los espectros en los puntos con mayor vibración y comparar con la tabla de resumen y características de la soldadura estructural base y maquinaria.
- 1.5. Ejemplo de espectro y forma de onda del módulo en pruebas anteriores

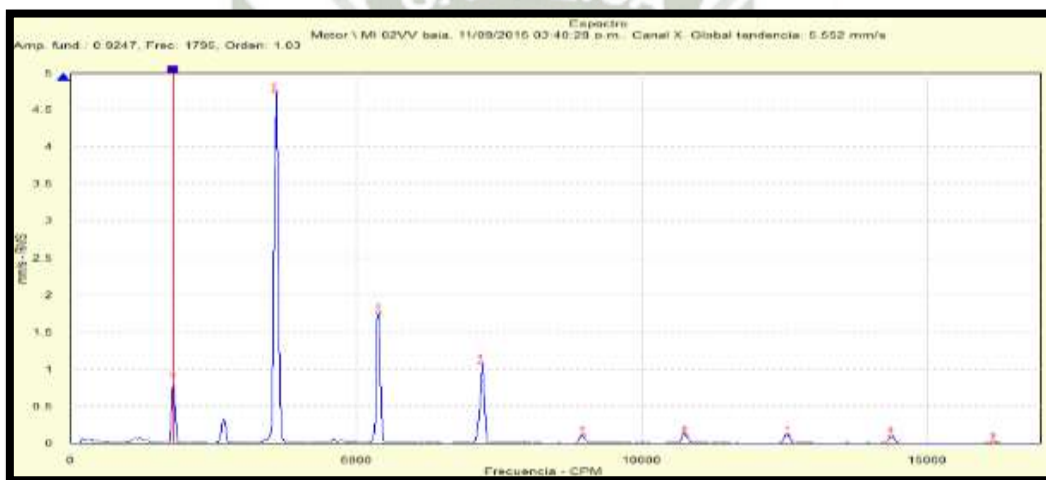


Figura 4: Espectro de Equipo con soldadura estructural.
Fuente: Propia. SKF @ptitude Analyst.

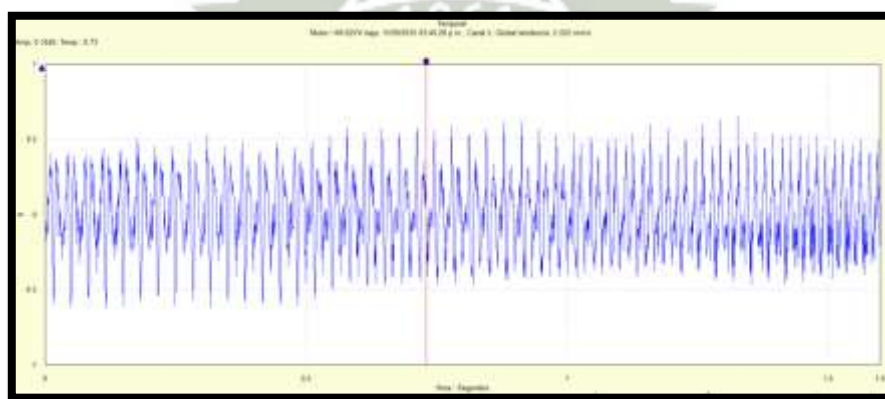


Figura 5: Forma de onda Equipo con soldadura estructural.
Fuente: Propia. SKF @ptitude Analyst.

- 1.6. Una vez estudiado los espectros de las mediciones realizadas, agregar los pernos faltantes y volver a realizar las mediciones, si no presenta algún fenómeno adicional los valores globales disminuirán.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

*Tabla 3: Valores globales módulo con ajuste.
Fuente: Creación Propia.*

Experimento 2: Soltura Rotativa.

El modulo está sometido a una soltura rotativa, la cual se consigue al soltar un prisionero del rodamiento ubicado en el punto 3 y dos prisioneros ubicados en el rodamiento punto 4, se apreciara la variación de amplitud y forma del espectro.



*Figura 6: Marca de referencia para el punto 3 y 4.
Fuente: Propia.*

La figura 6. Se coloca una marca de referencia para poder determinar si después de poner en funcionamiento el equipo el eje se desplazará con respecto al punto de referencia.

- 2.1. Poner en marcha el módulo para toma de vibraciones.
- 2.2. Registrar los valores globales de los puntos 1, 2, 3 y 4 en las direcciones Horizontal, Vertical y Axial.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

Tabla 4: Valores globales módulo con soldadura rotativa.
Fuente: Creación Propia.

- 2.3. Estudiar los espectros en los puntos con mayor vibración y comparar con la tabla de resumen y características de la soldadura estructural base y maquinaria.
- 2.4. Ejemplo de espectro y forma de onda para soldadura rotativa en pruebas anteriores

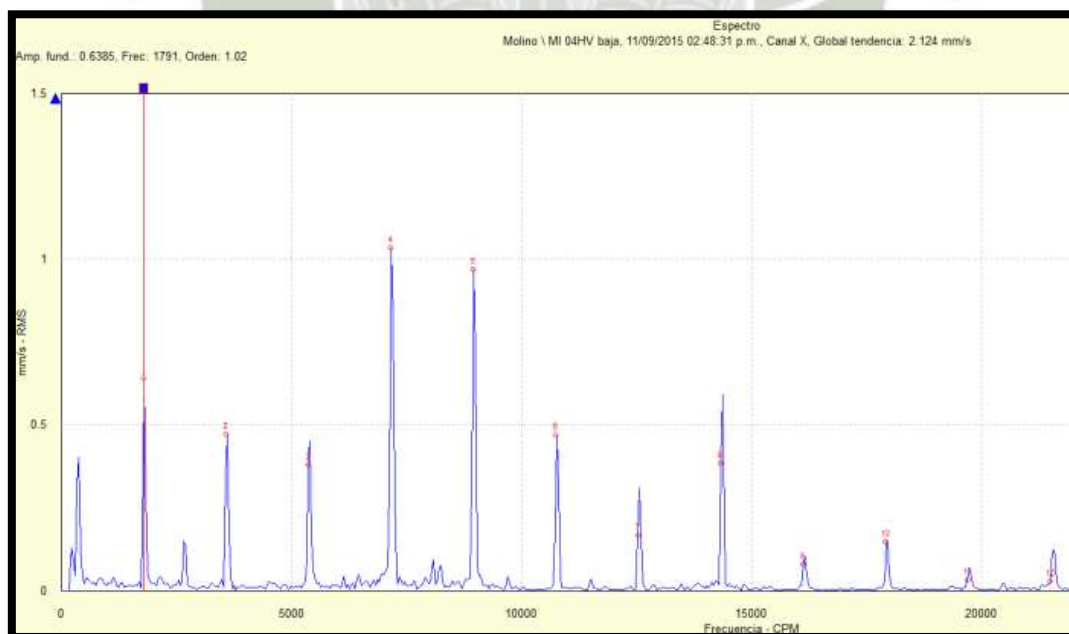


Figura 7: Espectro de Equipo con soldadura rotativa.
Fuente: Propia. SKF @ptitude Analyst.

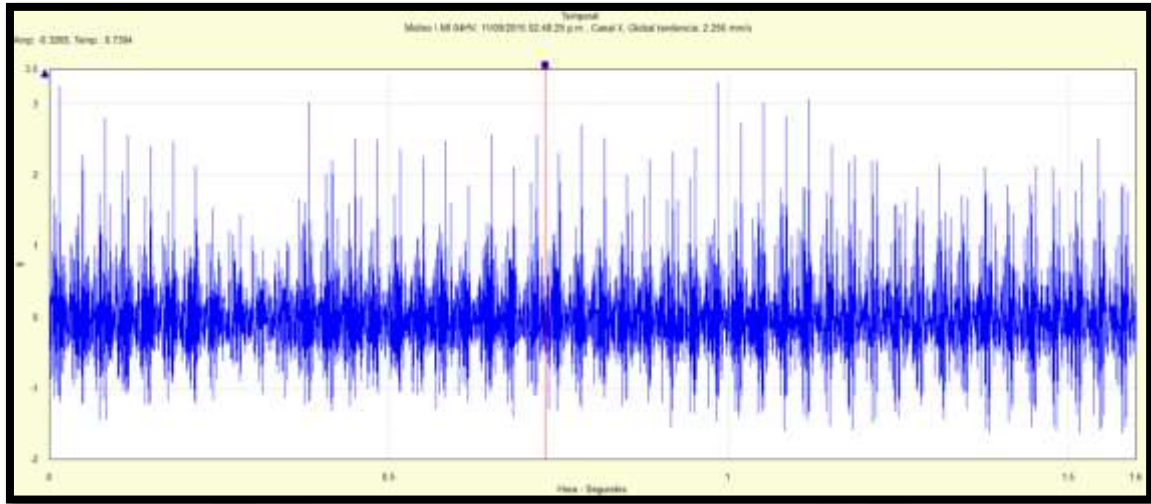


Figura 8: Forma de onda Equipo con soltura rotativa.
Fuente: Propia. SKF @plitude Analyst.

- 2.5. Una vez puesta en marcha el equipo, se pudo determinar que en el punto 3 de la figura 9. Al tener solo un prisionero es suficiente para evitar el desplazamiento y soltura rotativa del eje; caso contrario el punto 4 al sacarle ambos prisioneros se ve un notable desplazamiento del eje con respecto al punto de referencia. (Prueba Realizada anteriormente).



Figura 6: Marca de referencia para el punto 3 y 4.
Fuente: Propia.

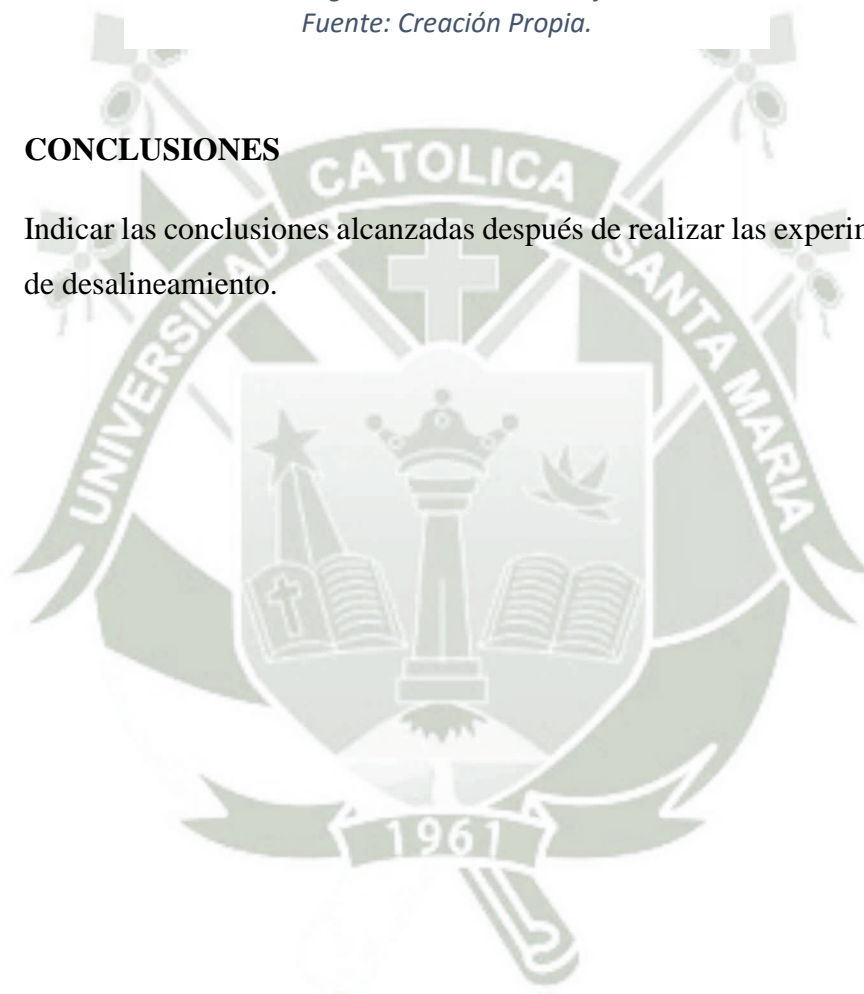
- 2.6. Una vez estudiado los espectros de las mediciones realizadas, agregar los prisioneros faltantes y volver a realizar las mediciones, si no presenta algún fenómeno adicional los valores globales disminuirán.

| Punto | Valor mm/s | Punto | Valor mm/s |
|-------|------------|-------|------------|
| 1 H | | 3 H | |
| 1 V | | 3 V | |
| 1 A | | 3 A | |
| 2 H | | 4 H | |
| 2 V | | 4 V | |
| 2 A | | 4 A | |

*Tabla 5: Valores globales módulo con ajuste rotativo.
Fuente: Creación Propia.*

III. CONCLUSIONES

Indicar las conclusiones alcanzadas después de realizar las experimentaciones de desalineamiento.



PRACTICA N°4 FRECUENCIA NATURAL

- **Objetivos**

- Realizar pruebas para identificar las distintas frecuencias naturales del módulo.
- Identificar las frecuencias naturales críticas del equipo.
- Comparar las frecuencias obtenidas por los diferentes métodos.

- **Materiales y herramientas**

- Software Autodesk Inventor.
- Colector de datos vibracionales.
- Martillo de goma.
- Sensor acelerómetro

I. FUNDAMENTO TEORICO

Frecuencia natural

Todos los objetos tienen lo que se denomina frecuencia natural, es decir, una frecuencia tal que si se emite una vibración a ésta, el objeto en cuestión comienza a vibrar “sin que nadie lo toque”.

La frecuencia natural o de resonancia de un sistema es aquella frecuencia que tiene una tendencia o facilidad para vibrar. Todo sistema posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se producirá un aumento importante de vibración. La fórmula de la frecuencia natural es:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Siendo m la masa y K la rigidez. De esta fórmula se deduce que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye.

Resonancia

La resonancia es un estado de funcionamiento en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Cuando analizamos los problemas de vibración de una máquina es importante poder determinar las frecuencias naturales del sistema, ya que, es necesario asegurarnos de que no existen frecuencias forzadas cerca de las frecuencias naturales.

II. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Experimento 1: Modelamiento CAD

- 1.1. Simular el modulo en el software Autodesk Inventor.
- 1.2. Realizar la asignación de materiales de cada componente del módulo.
- 1.3. Realizar el análisis modal predeterminado. Como indica la Figura.

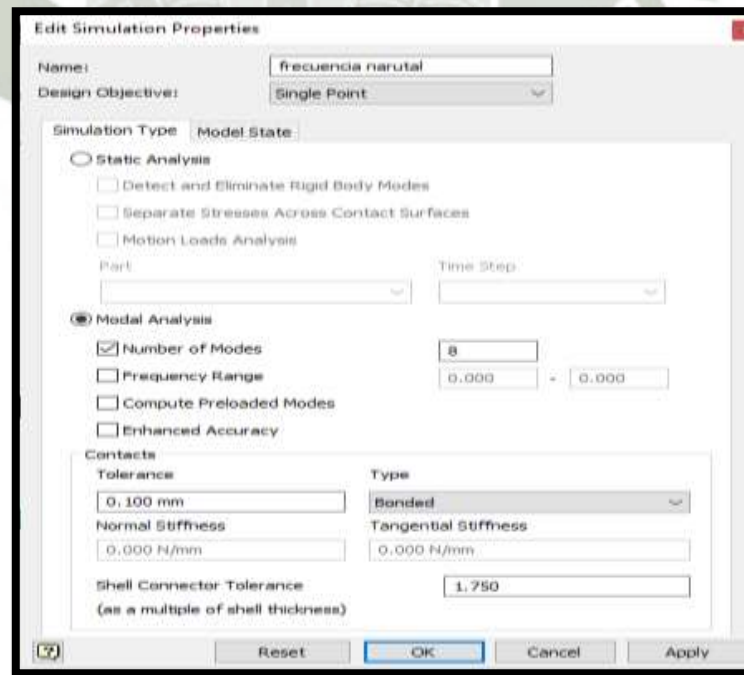


Figura 1: Desalineamiento plano Horizontal.

Fuente: Creación propia.

- 1.4. Anotar todas las frecuencias naturales determinadas por un análisis modal.

| F. natural | Hz | CPM |
|------------|----|-----|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |
| 4 | | |
| 5 | | |
| 6 | | |
| 7 | | |
| 8 | | |

Tabla 1: Frecuencias naturales, experimento 1.
Fuente: Creación Propia.

Experimento 2: Programa Bump Test y martillo

- 2.1. Configurar los puntos de nuestro equipo para realizar un bump test.



Figura 2: Configuración Bump Test.
Fuente: Creación propia.

- Tipo sensor (unidades): Clase de sensor que se utiliza (mils, mm/s o G).
 - Sensibilidad (mV/UI): en milivoltios (mV) por Unidad de Ingeniería (UI), viendo en el sensor usado.
 - Intervalo (UI): escala máxima (normalmente 20 G).
 - Unidades del eje X: (Hz o CPM)
 - Filtro: Normalmente, 2 Hz.
 - Gama frec. (Fmáx.): Normalmente 1000 Hz para velocidades de maquinaria normales.
 - Líneas: Una mayor resolución implica más tiempo recopilar datos y consume más espacio de memoria (100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800 o 25600 líneas).
 - Tipo de media - (Bloq pico o Exponencial): En general se usa Bloq. Pico.
 - Muestra el eje Y – (Lineal o Logarítmico): En general se establece Lineal.
- 2.2. Poner en marcha el programa de bump test.
- 2.3. Dar un golpe seco con el martillo de goma en el eje para medir las frecuencias naturales del eje. NOTA: No dar otro golpe menor al tiempo de obtención obtenido.

| F. natural eje | Hz | CPM |
|----------------|----|-----|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |
| 4 | | |
| 5 | | |
| 6 | | |
| 7 | | |
| 8 | | |

Tabla 2: Frecuencias naturales eje, experimento 2.
Fuente: Creación Propia.

- 2.4. Poner en marcha el programa de bump test.

- 2.5. Dar un golpe seco con el martillo de goma en la base para medir las frecuencias naturales del eje. NOTA: No dar otro golpe menor al tiempo de obtención obtenido.

| F. natural base | Hz | CPM |
|-----------------|----|-----|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |
| 4 | | |
| 5 | | |
| 6 | | |
| 7 | | |
| 8 | | |

Tabla 3: Frecuencias naturales base, experimento 3.
Fuente: Creación Propia.

Experimento 3: Método Analizador y martillo

- 3.1. Configurar un punto para tomar datos en caso de no contar con programa bump test.

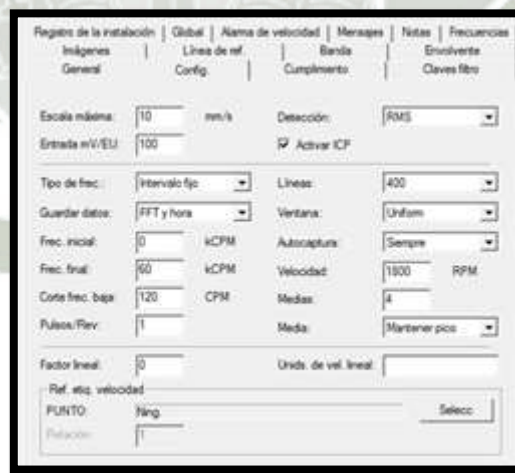


Figura 3: Configuración punto bump test.
Fuente: Creación propia.

- 3.2. Realizar la medición del punto configurado.

- 3.3. Dar un golpe seco con el martillo de goma en el eje para medir las frecuencias naturales del eje. NOTA: No dar otro golpe menor al tiempo de obtención obtenido.

| F. natural eje | Hz | CPM |
|----------------|----|-----|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |
| 4 | | |
| 5 | | |
| 6 | | |
| 7 | | |
| 8 | | |

Tabla 4: Frecuencias naturales eje, experimento 4.
Fuente: Creación Propia.

- 3.4. Poner en marcha el programa de bump test.
- 3.5. Dar un golpe seco con el martillo de goma en la base para medir las frecuencias naturales del eje. NOTA: No dar otro golpe menor al tiempo de obtención obtenido.

| F. natural base | Hz | CPM |
|-----------------|----|-----|
| 1 | | |
| 2 | | |
| 3 | | |
| 4 | | |
| 5 | | |
| 6 | | |
| 7 | | |
| 8 | | |

Tabla 5: Frecuencias naturales base, experimento 3.
Fuente: Creación Propia.

3.6. Determinar las Frecuencias forzadas que está expuesto e modulo.

| Frecuencia forzada | | CPM | Hz |
|----------------------------------|--|------------|-----------|
| Velocidad, desbalance | 1xRPM | | |
| Desalineamiento | 1xRPM | | |
| | 2xRPM | | |
| | 3xRPM | | |
| Paso de alabes | 4xRPM | | |
| | 8xRPM | | |
| FTF | 1x FTF 2x FTF 3xFTF 4xFTF | | |
| BPFI | 1x BPFI 2x BPFI 3x BPFI 4x BPFI | | |
| BPFO | 1x BPFO 2x BPFO 3x BPFO 4x BPFO | | |
| BSF | 1x BSF 2x BSF 3x BSF 4x BSF | | |

Tabla 6: Frecuencias Forzadas del módulo.

Fuente: Creación Propia.

3.7. Comparar las frecuencias forzadas con las frecuencias naturales obtenidas en los experimentos 1, 2 y 3. Las frecuencias cercanas en un 15 % de la frecuencia forzada está en estado de resonancia.

III. CONCLUSIONES

Indicar las conclusiones alcanzadas después de realizar las experimentaciones de desalineamiento.



TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | RELACIÓN DE FASE | OBSERVACIONES |
|---|---|------------------|--|
| Desbalanceo A. Desbalanceo Estático | 1X RADIAL | | El Desbalanceo Estático estará en fase y estable. La amplitud debido al desbalance aumentará por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X mayor). 1XRPM siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 0° debe existir entre los Horizontales OB&IB, así como entre las Verticales OB&IB. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (±30°). |
| B. Desbalanceo de Par de Fuerzas | 1X RADIAL | | Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° del movimiento en el mismo eje. 1XRPM siempre está presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varía por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en al menos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales OB&IB así como entre las Verticales OB&IB. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y vertical en cada rodamiento (±30°). |
| C. Desbalanceo Dinámico | 1X RADIAL | | El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue más comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. 1XRPM domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe cuadrar usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (±30°). Si el desbalanceo predomina una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (±40°). |
| D. Desbalanceo de Rotor en Voladizo | 1X AXIAL & RADIAL | | El Desbalanceo de Rotor en Voladizo causa un alto 1XRPM en las direcciones Axial y Radial. Las lecturas Axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas de fase Radial pueden estar inestables. Sin embargo, las diferencias de fase Horizontal usualmente cuadrarán con las diferencias de fase Vertical en el rotor desbalanceado (±30°). Los Rotores en Voladizo tienen desbalances Estáticos y de Par de Fuerzas, cada uno de los cuales requiere una corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre tendrán que ser colocados en dos planos para contrarrestar ambos desbalances, el estático y el de par de fuerzas. |
| Rotor Excéntrico | 1X FAN 1X MOTOR RADIAL | | La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está fuera de la línea de centro geométrico de una polea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1XRPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotores. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontales y verticales usualmente difieren 0° ó 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en línea recta). El intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en una dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad). |
| Eje Doblado | 1X AXIAL 2X | | Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con una diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si está doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si está doblado cerca del acople. (ser cuidadoso al tomar en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted voltea la dirección de la probeta). Use un indicador de dial para confirmar el doblez de eje. |
| Desalineación A. Desalineación Angular | 1X 2X 3X AXIAL | | La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo no es inusual que tanto 1X, 2X ó 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM. A diferencia de la soltura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro. |
| B. Desalineación Paralela | 1X 2X 3X RADIAL | | La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. 2X es por lo regular mayor que 1X, pero su altura respecto a 1X es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas (4X-8X) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soltura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa. No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso. |
| C. Desalineación de Rodamiento Inclinado Sobre el Eje | 1X 2X 3X AXIAL FASE 1 2:00 2 5:00 3 8:00 4 11:00 | | Un rodamiento inclinado genera una vibración Axial considerable. Puede causar un movimiento torsional con un cambio de fase aproximado de 180° de arriba a abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección Axial de la misma carcasa del rodamiento. Intentos de alinear el acople o balancear el rotor no aliviará el problema. Es necesario remover el cojinete e instalarlo correctamente. |

TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

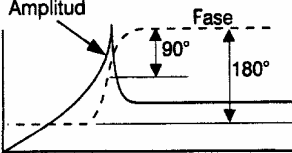
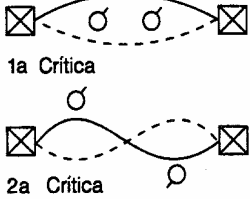
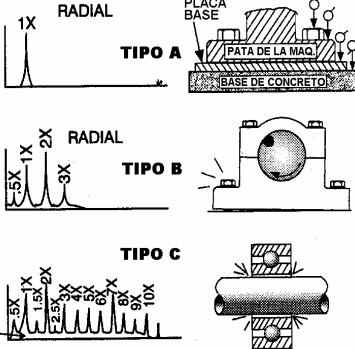
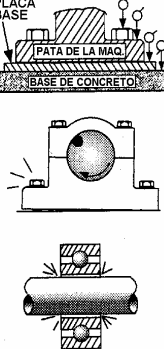
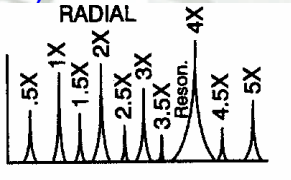
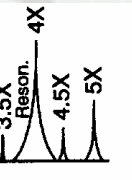
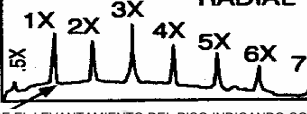
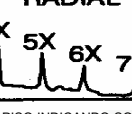
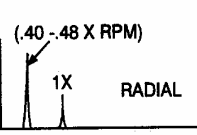
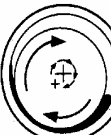


| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | RELACIÓN DE FASE | OBSERVACIONES |
|--|---|---|---|
| <p>Resonancia</p>  |  | <p>1a Crítica</p> <p>2a Crítica</p> | <p>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor esta o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido a el enorme cambio de fase que experimenta (90° en resonancia, cerca de 180° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación (exceptuando una máquina con cojinetes de gran tamaño o un rotor que tenga un voladizo significativo).</p> |
| <p>Soltura Mecánica</p> |  |  | <p>La soltura mecánica esta indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C. Tipo A es causada por soltura/debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma. Tipo B es generalmente causada por soltura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete. Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. La tipo C es causada con frecuencia por el alojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soltura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcasa del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples subarmónicas exactamente a 1/2 o 1/3X RPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p> |
| <p>Roce (Fricción) del Rotor</p> |  |  | <p>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o mas resonancias. A menudo existen subarmónicas de fracción entera, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5,...1/n). Dependiendo de la ubicación de la frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una "precesión reversa" con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</p> |
| <p>Cojinetes A. Problemas por Desgaste o Juego.</p> |  |  | <p>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostraran un pico pronunciado a 1XRPM. Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que sería mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</p> |
| <p>B. Inestabilidad por Remolino de Aceite</p> |  |  | <p>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a .40-.48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causa que una cuña de aceite "empuje" al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</p> |
| <p>C. Inestabilidad por Latigazo de Aceite</p> |  |  | <p>El Latigazo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera a o sobre 2X la frecuencia crítica del rotor. Cuando el motor alcanza dos veces la velocidad crítica, el remolino estará muy cercano a la crítica del rotor y podrá causar una vibración excesiva que la película de aceite no sea capaz de soportar. La velocidad del remolino se "congela" a la crítica del rotor. No basaras este pico aun cuando se eleve mas y mas la velocidad. Produce una vibración subarmónica lateral adelantada precesional a la frecuencia crítica del rotor. Inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica.</p> |

TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

| RODAMIENTOS (4 Etapas de Falla) | | <p>4 Etapas de Fallas de Rodamientos</p> <p>Etapa 1 Las indicaciones mas tempranas de que existen problemas con los cojinetes aparecen en las frecuencias ultrasónicas que van desde cerca de 250,000 - 350,000 Hz, luego cuando aumenta el desgaste, usualmente cae aproximadamente a 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). Estas frecuencias son evaluadas mediante el Pico de Energía (gSE), HFD e Impulso de Choque (dB). Por ejemplo, el pico de energía puede aparecer cerca de .25 gSE en la etapa 1 (el valor real depende de la ubicación de la medición y la velocidad de la máquina). Adquiriendo espectros de alta frecuencia confirma si el rodamiento falla o no en etapa 1.</p> <p>Etapa 2 Ligeros defectos del cojinete comienzan a "hacer sonar" las frecuencias naturales (fn) de los componentes del rodamiento, que ocurren predominantemente en el Rango de 30K-120KCPM. Esas frecuencias naturales pueden también ser resonancias de las estructuras de soporte del rodamiento. Al final de la etapa 2 aparecen frecuencias de banda lateral por encima y por debajo del pico de frecuencia natural. El pico de energía Overall crece (por ejemplo de .25 a .50gSE).</p> <p>Etapa 3 Aparecen frecuencias y armónicas de defectos en rodamientos. Cuando el desgaste progresa, mas frecuencias armónicas aparecen y el número de bandas laterales aumenta, ambas alrededor de estas y las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento. El pico de energía overall sigue incrementando (por ejemplo de .50 a mas de 1gSE). El desgaste es ahora por lo general visible y se puede prolongar a la periferia del rodamiento, particularmente cuando bandas laterales bien formadas acompañan a las armónicas de la frecuencia de defecto de rodamiento. Espectros de alta frecuencia y cubiertos ayudan a confirmar la etapa 3.</p> <p>Reemplace el rodamiento ahora! (independientemente de las amplitudes de frecuencia de defecto de rodamiento en el espectro de vibraciones).</p> <p>Etapa 4 Hacia la parte final, la amplitud 1XRPM es incluso afectada. Crece y normalmente causa el aumento de numerosas armónicas de velocidad de giro. De hecho los discretos defectos del cojinete y las frecuencias naturales de los componentes comienzan a "desaparecer", y son reemplazados por un "ruido de piso" al azar, de banda ancha y alta frecuencia. Además las amplitudes del ruido de piso de alta frecuencia y el pico de energía disminuyen, sin embargo justo antes de que ocurra la falla, el pico de energía y el HFD crece por lo general a amplitudes excesivas.</p> |
|---|-----------------|---|
| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | OBSERVACIONES |
| <p>Fuerzas Hidráulicas y Aerodinámicas</p> <p>A. Paso de Alabes</p> <p>B. Turbulencia del Flujo</p> <p>C. Cavitación</p> | | <p>La Frecuencia de Paso de Alabes (BPF)=N° de Alabes X RPM. Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y normalmente no representa problemas. Sin embargo las BPF (y armónicas) de gran amplitud pueden ser generadas en la bomba si el espacio entre los alabes de rotación y los difusores no es igual en todas ellas. También las BPF (o armónicas) pueden coincidir en ocasiones con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración. Una BPF alta puede ser generada si el impulsor desgasta los anillos de agarre al eje o si falla la soldadura que sostiene a los alabes del difusor. También, las BPF altas pueden ser causadas por dobleces abruptos en la tubería (o ducto), obstrucciones que interrumpan el flujo, posiciones del Damper , o si el rotor se encuentra excéntrico dentro de la carcasa de la bomba o ventilador.</p> <p>La Turbulencia del Flujo ocurre en sopladores debido a variaciones en la presión o en la velocidad del aire pasando a través del ventilador o de la ductería. Esta interrupción causa turbulencia que genera una vibración a baja frecuencia aleatoria, típicamente en el rango de 50 a 2000 CPM. Si ocurre purga dentro del compresor, puede ocurrir una alta frecuencia de vibración de banda ancha al azar. Excesiva turbulencia puede también excitar la alta frecuencia de banda ancha.</p> <p>La Cavitación genera normalmente una energía de banda ancha de frecuencia muy alta aleatoria, que algunas veces se sobrepone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Normalmente indica insuficiente presión de succión (falta de alimentación). La cavitación puede ser un tanto destructiva para los elementos internos de la bomba si no es corregida. Puede particularmente erosionar los alabes del impulsor. Cuando esta presente, a menudo suena como si pasaran "piedras" a través de la bomba. La cavitación es usualmente causada por insuficiencia en el flujo de entrada. Puede ocurrir en un recorrido y estar ausente en el siguiente (si son realizadas modificaciones en la posición de las válvulas de succión).</p> |
| <p>Engranajes</p> <p>A. Espectro Normal</p> <p>B. Desgaste del Diente</p> <p>C. Carga del Diente</p> <p>D. Excentricidad del Engranaje y Juego entre los Dientes</p> | | <p>El espectro normal muestra las velocidades del Engranaje y el Piñón junto con la Frecuencia de Engrane (GMF) y armónicas muy pequeñas de GMF. Las armónicas de GMF por lo general tienen bandas laterales de velocidad de giro. Todos los picos son de baja amplitud y no se excitan las frecuencias naturales de los engranajes. La F_{MAX} recomendada es a 3.25XGMF (mínima) cuando el número de dientes sea conocido. Si no se conoce el número de dientes, utilice F_{MAX} a 200XRPM en cada eje.</p> <p>Un indicador clave del desgaste uniforme del diente es la excitación de la frecuencia natural del engranaje (fn), junto con las bandas laterales alrededor espaciadas a la velocidad de giro del engranaje dañado. La Frecuencia de Engrane (GMF) puede o no cambiar en amplitud, aunque bandas laterales de gran amplitud y un número de bandas rodeando a GMF usualmente aparecen cuando el desgaste es notable. Las bandas laterales pueden ser mejor indicador que las mismas frecuencias GMF. También pueden ocurrir grandes amplitudes tanto a 2XGMF como a 3XGMF, aun si la amplitud de GMF es aceptable.</p> <p>Las frecuencias de engrane a menudo son muy sensibles a la carga. Amplitudes altas de GMF no necesariamente indican un problema, particularmente si las frecuencias de banda lateral permanecen a un nivel bajo y no hay frecuencias naturales de engranaje excitadas. Cada análisis debe ser realizado con el sistema operando a carga máxima para una comparación espectral significativa.</p> <p>A menudo bandas laterales de gran amplitud alrededor de las armónicas de GMF sugieren excentricidad del engranaje, juego o ejes no paralelos que permiten que la rotación de un engranaje "module" la velocidad de giro del otro. El engranaje problemático es indicado por el espacio de la frecuencia de banda lateral. También el nivel de 1XRPM del engranaje excéntrico será alto si la excentricidad es el problema dominante. Un juego entre los dientes inadecuado normalmente excita las armónicas de GMF y la frecuencia natural del engranaje, las que generan bandas laterales a 1XRPM. Las amplitudes de GMF generalmente disminuyen con el incremento de la carga si el juego es el problema.</p> |

TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

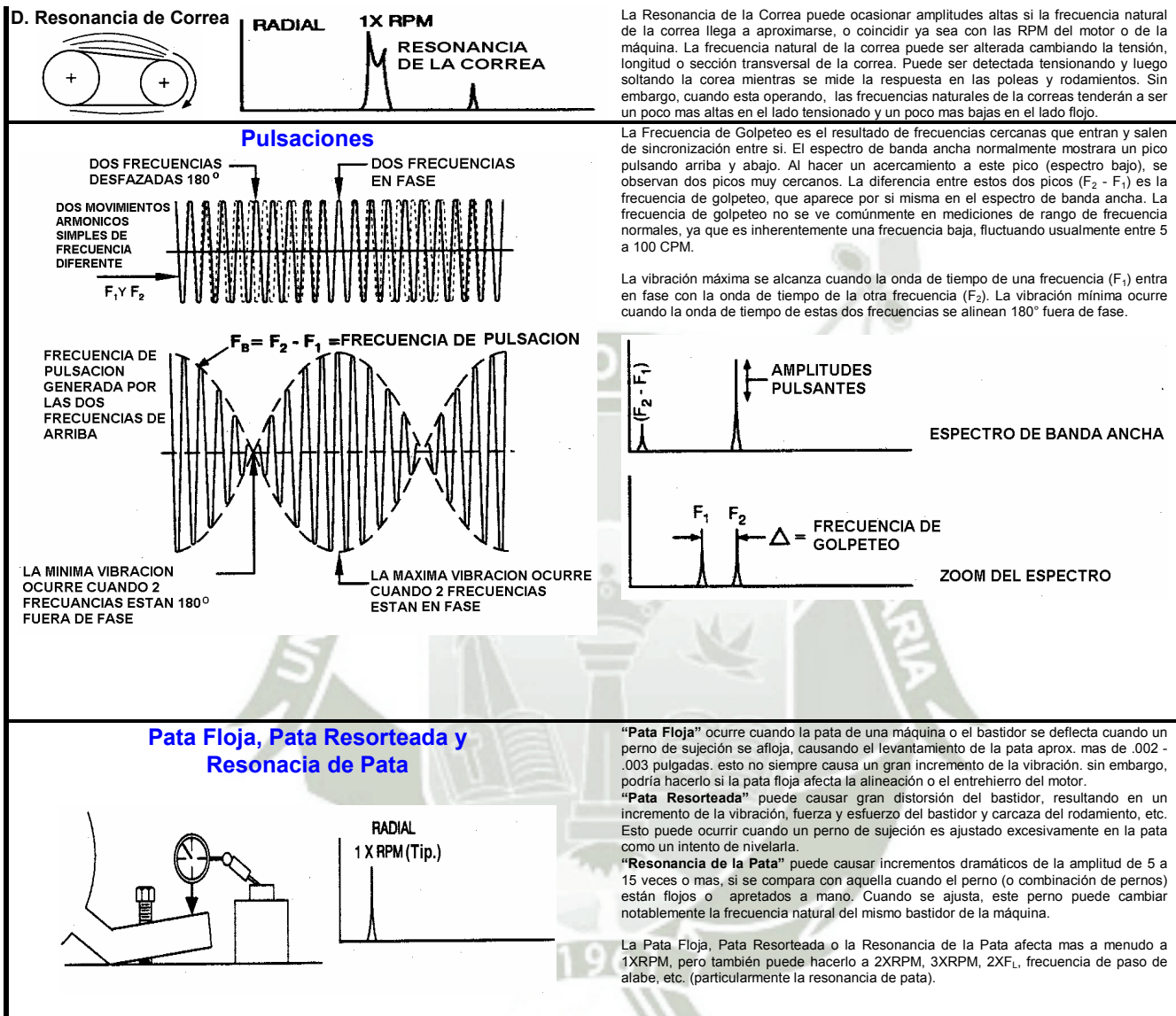
| | | |
|--|--|---|
| <p>E. Desalineación del Engranaje</p> | | <p>La Desalineación del Engranaje casi siempre excita la armónica de GMF de segundo orden o una mayor, que tendrá bandas laterales a la velocidad de funcionamiento. A menudo mostrará solo una pequeña amplitud 1XGMF, pero niveles mas altos a 2X 3XGMF. Es importante colocar F_{MAX} suficientemente alta para captar al menos 3 armónicas GMF. También bandas laterales alrededor de 2XGMF estarán espaciadas a 2XRPM. Nótese que las amplitudes de banda lateral a menudo no son iguales a la derecha e izquierda del GMF y armónicas de GMF debido a la desalineación del diente.</p> |
| <p>F. Diente Agrietado/Roto</p> | | <p>Un Diente Agrietado o Roto podrá generar una gran amplitud a 1XRPM de este engranaje solo en la Onda de Tiempo además exitará la frecuencia natural del engranaje (f_n) con bandas laterales a su velocidad de giro. Se detecta mejor en Onda de Tiempo ya que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente problemático trate de engranar con los dientes del engranaje compañero. El tiempo entre los impactos (Δ) corresponde a 1XRPM del engranaje con el problema. Las amplitudes de Picos de Impacto en la Onda de Tiempo será de 10 a 20 veces mas grandes que 1XRPM en el FFT.</p> |
| <p>G. Problemas de Fase de Ensamble de Engranajes</p> | <p>$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$</p> | <p>La Frecuencia de Fase de Ensamble de Engranaje (GAPF) puede resultar en Frecuencias de Engrane Fraccionales (si $N_A > 1$). Eso realmente significa que (T_G/N_A) dientes del engranaje harán contacto con (T_P/N_A) dientes del piñón y generaran N_A patrones de desgaste, donde N_A es una combinación de dientes dada igual al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engranaje y el piñón (N_A=Factor de Fase de Ensamble). GAPF (o armónicas) pueden mostrarse desde el comienzo si hubieran problemas de manufactura. También su respectiva aparición en un espectro de recorrido periódico puede indicar daños si partículas contaminantes pasaron a través del engrane, resultando en daño al diente en engrane en el momento de la ingestión, justo cuando entra y deja el engrane.</p> |
| <p>H. Problemas de Caza de Diente</p> | <p>$f_{HT} = \frac{(GMF)(N_A)}{(T_{GEAR})(T_{PINION})}$</p> | <p>La Frecuencia de Caza de Diente (f_{HT}) ocurre cuando están presentes fallas tanto en el engranaje como en el piñón que pueden haber ocurrido durante el proceso de manufactura, debido a malos tratos, o en el campo. Puede causar una vibración apreciable, pero como ocurre a bajas frecuencias predominantemente menores a 600CPM es por lo general pasada por alto. Un juego de engranajes con este problema de diente repetitivo normalmente emite un sonido de gruñido en la transmisión. El efecto máximo ocurre cuando los dientes defectuosos del piñón y el engranaje entran en engrane al mismo tiempo (en algunas transmisiones esto puede ocurrir solo 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la formula de f_{HT}). Nótese que T_{GEAR} y T_{PINION} se refieren a los números de dientes en el engranaje y piñón respectivamente. N_A es el Factor de Fase de Ensamble definido arriba. Generalmente modula los picos GMF y RPM del engranaje.</p> |
| <p>FUENTE DEL PROBLEMA</p> | <p>ESPECTRO TÍPICO</p> | <p>OBSERVACIONES</p> |
| <p>I. Soltura del Rodamiento</p> | | <p>Una holgura excesiva de los rodamientos que soportan los engranajes puede no solo excitar muchas armónicas de la velocidad de giro, si no también puede causar respuestas de gran amplitud en GMF, 2GMF y/o 3GMF. Estas altas amplitudes de GMF son actualmente respuestas a, y no la causa de, soltura de los rodamientos que soportan a los engranajes. Esta soltura excesiva puede ser causada por desgaste excesivo del rodamiento o por un montaje inadecuado del mismo durante la instalación. Si se deja sin corregir, puede causar un desgaste excesivo del engranaje y daño a otros componentes.</p> |
| <p>A. Excentricidad del estator, Laminaciones en Corto o Hierro Flojo</p> | <p>FFT DE 3200 LINEAS</p> | <p>Los problemas del estator generan alta vibración a 2X frecuencia de línea ($2F_L$). La excentricidad del estator produce un entrehierro fijo irregular entre el rotor y el estator que produce una vibración muy direccional. El entrehierro diferencial no debe exceder el 5% en los motores de inducción y 10% en los motores sincrónicos. Una pata floja y bases dobladas pueden producir un estator excentrico. Un hierro flojo es debido al debilitamiento o aflojamiento del soporte del estator. Los cortos circuitos en las laminas del estator pueden causar un calentamiento irregular localizado, que puede deformar al mismo estator. Esto produce vibración térmicamente inducida que puede crecer significativamente con el tiempo de operación causando deformación del estator y problemas del entrehierro.</p> |
| <p>B. Rotor Excéntrico (Entrehierro Variable)</p> <p>F_L=Frec. de Línea Eléctrica N_S=Veloc. de Sinc. = $120 F_L$ F_3 = Frec. de Desliz. = N_S-RPM F_P = Frec. Paso de Polo = $F_S \times P$ P = # de Polos</p> | <p>FFT DE 3200 LINEAS</p> | <p>Los Rotores Excéntricos producen un entrehierro de rotación variable entre el rotor y el estator, lo que induce una vibración pulsante (normalmente entre $2F_L$ y la armónica de velocidad de giro mas cercana). A menudo requiere de un "zoom" del espectro para separar $2F_L$ y la armónica de la velocidad de giro. Los rotosres excéntricos generan una $2F_P$ rodeada de bandas laterales de frecuencia de Paso de Polo (F_P), así como bandas laterales F_P alrededor de la velocidad de giro. F_P aparece por si sola a baja frecuencia (Frecuencia de paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X #Polos). Los valores comunes del rango F_P va de 20 a 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata floja o una desalineación a menudo inducen un entrehierro variable debido a la distorsión (realmente un problema mecánico; no eléctrico).</p> |
| <p>C. Problemas del Rotor</p> | <p>FFT DE 3200 LINEAS</p> | <p>Unas Barras del rotor rotas o agrietadas o anillos en corto; juntas malas entre las barras del rotor y los anillos en corto o laminaciones del rotor en corto pueden producir una vibración a velocidad de giro 1X con bandas laterales a la frecuencia de paso de polo (F_P). Además estos problemas generaran a menudo bandas laterales de paso de polo F_P alrededor de las segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de la velocidad de giro. Barras del rotor flojas o abiertas con son indicadas por bandas laterales a 2X la frecuencia de línea ($2F_L$) rodeando a la Frecuencia de Paso de Barra del Rotor (RBPF) y/o sus armónicas (RBPF = Número de barras X RPM). A menudo causaran altos niveles a 2XRBPF con solo una pequeña amplitud a 1XRBPF. Un arqueamiento inducido eléctricamente entre las barras flojas del rotor y los anillos a menudo mostrarán altos niveles a 2XRBPF (con bandas laterales a $2F_L$); pero muy poco o casi ningún incremento en amplitud a 1XRBPF.</p> |

TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN

| | | |
|--|---|--|
| <p>D. Problemas de Fase (Conector Flojo)</p> | <p>RADIAL</p> <p>1X 2X 2FL BANDAS LATERALES DE 1/3 FL ALREDEDOR DE 2FL</p> | <p>Los problemas de Fase debidos a conectores flojos o rotos pueden causar una excesiva vibración a 2X la frecuencia de línea (2FL) que tendrá unas bandas laterales alrededor espaciadas a 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 FL). Los niveles a 2FL pueden exceder 1.0 in/seg sino se corrige. Este es particularmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente. Los conectores flojos o rotos deben ser reparados para prevenir una falla catastrófica.</p> |
| <p>Motores AC Sincrónicos (Espiras del Estator Flojas)</p> | <p>FFT DE 1600 LINEAS FREC. DE PASO DE ESPIRA</p> <p>1X 2X BANDAS LATERALES DE 1X</p> | <p>Las Espiras del Estator flojas en un motor síncrono generan alta vibración a la frecuencia de paso de espira (CPF) que es igual al número de espiras del estator X RPM (#Espiras del Estator = #Polos X #Espiras/Polo). La Frecuencia de Paso de Espira estará rodeada por bandas laterales a 1XRPM. Los problemas de motor síncrono también serán indicados por altos picos de amplitud a aprox. 60,000 a 90,000 CPM, acompañados de bandas laterales a 2FL. Tomar al menos un espectro a 90,000 CPM en cada carcaza de rodamiento del motor.</p> |
| <p>Motores y Controladores DC A. Espectro Normal</p> | <p>SCR FREQ = 6FL (Rectif. Onda-Completa) = 3FL (Rectif. Onda-Media)</p> <p>1X RPM 2X RPM SCR FREQ.</p> | <p>Numerosos problemas de Motores y Controladores DC pueden ser detectados por análisis de vibración. Los Motores con Circuito Rectificado a Onda Completa (6SCR) generan una señal a 6X la frecuencia de línea (6FL = 360 Hz = 21,600 CPM); mientras que los Motores con Circuito Rectificado a Onda Media (3SCR) la generan a 3X la frecuencia de línea (3FL = 180 Hz = 10,800 CPM). La Frecuencia de Disparo SCR está presente normalmente en el Espectro de Motor DC, pero a baja amplitud. Nótese la ausencia de otros picos múltiplos de FL.</p> |
| <p>B. Arrollado de Armadura Roto, Problemas de Aterramiento o Falta de Entonación del Sistema</p> | <p>1X RPM 2X RPM FL SCR FREQ.</p> | <p>Cuando los espectros de Motor DC están dominados por altos niveles a SCR 2XSCR normalmente indica tanto un Arrollado de Armadura Roto como Falta de Entonación (Tuning) del Sistema. Solo una entonación apropiada podrá disminuir las vibraciones en SCR y 2XSCR significativamente, si el problema de control es predominante. Altas amplitudes a estas frecuencias normalmente se encontraran sobre .10 in/seg a 1XSCR y .04 in/seg a 2XSCR de Frec. de disparo.</p> |
| <p>C. Tarjeta de Disparo Defectuosa o Fusible Quemado</p> | <p>1X RPM 2X RPM 1/3X SCR 2/3X SCR SCR FREQ.</p> | <p>Cuando una Tarjeta de Disparo falla en disparar, 1/3 de la energía se pierde, y puede causar cambios momentáneos de velocidad en el motor repetidamente. Esto puede conducir a altas amplitudes a 1/3X y 2/3X de la Frecuencia SCR (1/3X SCR Frec. = 1XFL para SCR Rectificados a Onda Media, pero 2XFL para SCR Rectificados a Onda Completa). Precaución: La configuración de la Tarjeta/SCR debe ser conocida antes de reparar el motor (#SCR, #Tarjetas de Disparo, etc.).</p> |
| <p>D. SCR Defectuoso, Tarjeta de Control en Corto, Conexiones Flojas o Fusible Quemado</p> | <p>1X RPM 2X RPM FL 2FL 3FL 4FL 5FL SCR FREQ.</p> | <p>Las Fallas de SCR, Tarjetas de Control en Corto y/o Conexiones Flojas pueden generar picos de amplitud notable en numerosas combinaciones de frecuencia de línea (FL) y frecuencia de disparo SCR. Normalmente, 1 SCR malo puede causar altos niveles a FL y/o 5 FL en motores 6SCR. El punto es que tanto FL, 2FL, 3FL, 4FL y 5FL no deben estar presentes en el Espectro de Motor DC.</p> |
| <p>E. Tarjeta de Comparador Defectuosa</p> | <p>BANDAS LATERALES SIMILARES A LAS VARIACIONES DE VELOCIDAD</p> <p>1X RPM 2X RPM ESPECTRO DE 3200 LINEAS SCR FREQ.</p> | <p>Las Tarjetas de Comparador Defectuosas causan problemas con la fluctuación de la RPM o "caza". Esto ocasiona un colapso y regeneración constante del campo magnético. Estas bandas laterales a menudo se aproximan a la RPM de fluctuación y requiere de un FFT de alta resolución para apenas ser detectadas. estas bandas laterales pueden también deberse a generación y regeneración del campo magnético.</p> |
| <p>F. Paso de Corriente a través de los Rodamientos del Motor DC</p> | <p>DIFERENCIA DE FRECUENCIAS NORMALMENTE IGUAL A BPFO SI EL FLUTING ESTA PRESENTE</p> <p>1X RPM 2X RPM ESPECTRO DE 1600 LINEAS 180K CPM</p> | <p>El Fluting inducido eléctricamente es detectado normalmente por una serie de diferencia de frecuencias espaciadas mas o menos a la frecuencia de defecto de pista externa (BPFO), aun si ese Fluting esta presente tanto en la pista externa como en la interna. A menudo aparecen en un rango centrado cerca de 100,000 a 150,000 CPM. Un espectro a 180K con 1600 líneas es recomendado para detectar haciendo mediciones en los rodamientos OB e IB del Motor DC.</p> |

| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | OBSERVACIONES |
|--|---|--|
| <p>Problemas de Transmisión de Correas</p> <p>A. Desgaste, Aflojamiento o Descuadre de las Correas</p> <p>VERT. PERPENDICULAR A LA TENSION DE LA CORREA HORIZ. PARALELO A LA TENSION DE LA CORREA</p> <p>POLEA#1 TENSION POLEA#2</p> | <p>ARMONICAS DE LA FRECUENCIA DE LA CORREA</p> <p>1X CONDUCTORA 1X CONDUCTADA</p> <p>RADIAL EN LINEA CON LAS CORREAS</p> <p>DIAM PRIM₁ X RPM₁ = DIAM PRIM₂ X RPM₂</p> | <p>FREC. DE LA CORREA = 3.142 X RPM DE LA POLEA X DIAMETRO PRIMITIVO / LONGITUD DE LA CORREA</p> <p>FREC. DE LA CORREA DENTADA = FREC. DE LA CORREA X # DIENTES DE LA CORREA = RPM DE LA POLEA X # DIENTES DE LA POLEA</p> <p>La Frecuencia de la Correa esta por debajo de las RPM del motor o de la máquina conducida. Cuando están desgastadas, flojas o descuadradas, normalmente causan de 3 a 4 múltiplos de frecuencia de correa. A menudo la frecuencia 2X de la correa es el pico dominante. La amplitudes son normalmente inestables algunas veces pulsando tanto con la RPM del conductor o del conducido. En correas dentadas, el desgaste o desalineación de la polea es indicado por altas amplitudes a la Frecuencia de la Correa Dentada. Las transmisiones de cadena indicarán problemas a la Frecuencia de Paso de Cadena que es igual a #Dientes del Piñón X RPM.</p> |
| <p>B. Desalineación de la Correa/Polea</p> <p>OFF SET PIGEON TOE ANGLE</p> | <p>AXIAL 1X CONDUCTORA O CONDUCTADA</p> | <p>La desalineación de la polea produce alta vibración a 1XRPM predominantemente en la dirección axial. El radio de las amplitudes de las RPM de la polea conducida a la conducida depende de donde se toman los datos, así como de la masa relativa y la rigidez del bastidor. A menudo con la desalineación de la polea la vibración axial mas elevada se encontrara a las RPM del ventilador, o vice versa. Puede ser confirmada por mediciones de fase colocando el Filtro de Fase a las RPM de la polea con mayor amplitud axial; luego compare las fases a esta frecuencia en particular en cada rotor en la dirección axial.</p> |
| <p>C. Poleas Excéntricas</p> <p>e</p> | <p>RADIAL 1X RPM DE LA POLEA EXCENTRICA</p> | <p>Las poleas excéntricas causan alta vibración a 1XRPM de la polea excéntrica. La amplitud es normalmente la mas alta cuando se encuentra alineada con las correas y debe aparecer tanto en los rodamientos de la polea conducida como en la conducida. En ocasiones es posible balancear las poleas excéntricas colocando arandelas en los pernos. Sin embargo, aunque se balancee, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzo de fatiga reversible en la correa. La excentricidad de la polea puede ser confirmada por un análisis de fase que muestre la diferencia de fase horizontal y vertical cercana a 0° a 180°.</p> |

TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIÓN



Anexo C: Catálogo de Rodamientos

| | |
|--|------------|
| Rodamientos rígidos de bolas para altas temperaturas | 923 |
| Diseño VA201 para las aplicaciones más comunes | 923 |
| Diseño 2Z/VA201 con placas de protección..... | 923 |
| Diseño 2Z/VA208 para altas exigencias..... | 923 |
| Diseño 2Z/VA228 para las necesidades más exigentes | 924 |
| Diseño 2Z/VA216 para entornos agresivos | 924 |
| Rodamientos Y para altas temperaturas | 924 |
| Rodamientos Y de diseño VA201 y VA228..... | 924 |
| Soportes con rodamientos Y para altas temperaturas | 925 |
| Datos generales | 926 |
| Dimensiones..... | 926 |
| Tolerancias..... | 926 |
| Juego interno..... | 926 |
| Desalineación | 926 |
| Velocidades..... | 927 |
| Diseño de los componentes adyacentes | 927 |
| Selección del tamaño del rodamiento | 928 |
| Mantenimiento | 929 |
| Información adicional | 929 |
| Tablas de productos | 930 |
| Rodamientos rígidos de una hilera de bolas para altas temperaturas | 930 |
| Rodamientos Y para altas temperaturas con prisioneros para ejes métricos | 934 |
| Rodamientos Y para altas temperaturas con prisioneros para ejes en pulgadas..... | 935 |
| Soportes de pie con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes métricos..... | 936 |
| Soportes de pie con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes en pulgadas | 937 |
| Soportes de brida cuadrados con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes métricos..... | 938 |
| Soportes de brida cuadrados con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes en pulgadas . | 939 |
| Soportes de brida ovalados con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes métricos..... | 940 |
| Soportes de brida ovalados con rodamientos Y para altas temperaturas y ejes en pulgadas | 941 |

Fig. 1



Para disposiciones de rodamientos que deban funcionar a temperaturas extremas en el margen de -150 a $+350$ °C, o que deban soportar diferencias de temperatura muy grandes, p.ej. en carillos de secadero, hornos o transportadores para los equipos de lacado, los rodamientos normales no son apropiados. Por tanto, SKF ha desarrollado los siguientes rodamientos y unidades para altas temperaturas

- rodamientos rígidos de bolas (→ fig. 1)
- rodamientos Y (→ fig. 2)
- soportes de pie con rodamientos Y (→ fig. 3)
- soportes de brida con rodamientos Y

para satisfacer los distintos requisitos de ingeniería, y para lograr

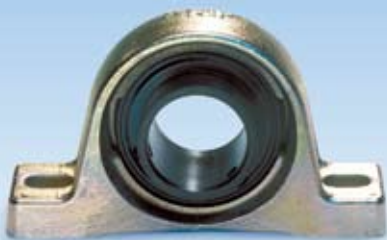
Fig. 2



- un menor coste de funcionamiento de la máquina
- una mayor vida útil sin mantenimiento
- una alta fiabilidad de funcionamiento

en este amplio margen de temperaturas, incluso en un entorno severo. Los rodamientos y las unidades para altas temperaturas de la gama SKF estándar, se describen a continuación y se muestran en las tablas de productos correspondientes. Bajo pedido especial, SKF puede fabricar rodamientos para temperaturas extremadamente bajas o altas, que se diseñan para satisfacer necesidades concretas. Si necesita dichos productos de ingeniería, deberá contactar con el departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

Fig. 3



Diseño 2Z/VA228 para las necesidades más exigentes

Los rodamientos del diseño 2Z/VA228 (→ fig. 4d) pertenecen a “la gama alta” de los productos SKF para altas temperaturas. Van equipados con una jaula de tipo “corona” de grafito puro, que expande el campo de aplicación de estos rodamientos para altas temperaturas. La jaula con diseño de “corona” es única de SKF y permite velocidades de funcionamiento de hasta 100 rpm.

Por lo demás, estos rodamientos son iguales a los VA208.

Diseño 2Z/VA216 para entornos agresivos

Para las disposiciones de rodamientos en entornos agresivos, se recomienda los rodamientos de diseño 2Z/VA216. Dichos rodamientos van engrasados con una grasa multi-uso de color crema-blanco, con una base de aceite de poliéter fluorado mezclado con PTFE, para unas temperaturas de funcionamiento de entre -40 y +230 °C. Salvo esta excepción, los rodamientos tienen el mismo diseño que los 2Z/VA201.

Para casos normales, el llenado de lubricante es de entre el 25 y el 35 %. A petición, se pueden suministrar otros grados de llenado.

Rodamientos Y para altas temperaturas

Los rodamientos Y para altas temperaturas de SKF se corresponden en diseño con los rodamientos Y pertinentes de la serie YAR 2-2FW con prisioneros. Las características de estos rodamientos para temperaturas extremas incluyen un gran juego radial interno y jaulas y placas de protección especiales. Como ocurre con los rodamientos rígidos de bolas para altas temperaturas, todas las superficies de los rodamientos Y están fosfatadas con manganeso. Se logra así una protección contra la corrosión y se mejoran las propiedades de funcionamiento.

Los rodamientos Y de SKF para altas y bajas temperaturas están disponibles con dos diseños diferentes:

Rodamientos Y de diseño VA201 y VA228

Los rodamientos Y de diseño VA201 (→ fig. 5a) y VA228 (→ fig. 5b) tienen las mismas características que los rodamientos rígidos de bolas con la misma identificación V, con la excepción del juego del rodamiento, que es sólo el doble de grande que el juego C5. Los rodamientos Y van equipados con placas de protección de chapa de acero y placas deflectoras a ambos lados, que los protegen de los contaminantes sólidos.

Fig. 5

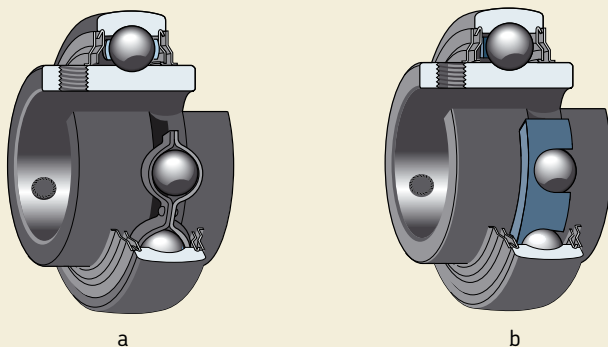


Fig. 6



Fig. 7



Fig. 8



Soportes con rodamientos Y para altas temperaturas

Las unidades de rodamientos Y para altas temperaturas tienen un soporte de fundición gris y están disponibles en tres diseños diferentes como

- unidades con soportes de pie (→ **fig. 6**)
- unidades con soportes de brida cuadrados con cuatro orificios para los tornillos (→ **fig. 7**)
- unidades con soportes de bridas ovalados con dos orificios para los tornillos (→ **fig. 8**)

Los rodamientos Y incorporados a estas unidades son los descritos anteriormente.

Los soportes de fundición de las unidades son intercambiables con los de las unidades de rodamientos Y estándar, con la excepción de unos pocos tamaños con algunas dimensiones ligeramente distintas. Los soportes están recubiertos de cinc y cromados en amarillo para lograr una mayor protección frente a la corrosión.

Los soportes no tienen boquilla engrasadora ya que los rodamientos alojados están lubricados de por vida. El agujero del soporte está recubierto con una pasta lubricante y las tolerancias son tales que permiten soportar desalineaciones iniciales, incluso a altas temperaturas.

Datos generales

Dimensiones

Las dimensiones principales de

- los rodamientos rígidos de bolas cumplen con la normativa ISO 15:1998
- los rodamientos Y cumplen con la normativa ISO 9628:1992
- las unidades de rodamientos Y cumplen con la normativa ISO 3228:1993.

Tolerancias

Los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos Y se fabrican con tolerancias Normales según las normativas

- ISO 492:2002 (→ **tabla 3, página 125**) y
- ISO 9628:1992 (→ **tabla 1**), respectivamente

No obstante, puesto que la superficie de los rodamientos lleva un tratamiento especial para protegerlos contra la corrosión y mejorar así su funcionamiento, puede haber ligeras desviaciones con respecto a las tolerancias estándar. Tales desviaciones no afectan el montaje o el funcionamiento del rodamiento.

Los rodamientos Y para ejes en pulgadas están hechos con las mismas tolerancias que los rodamientos básicos correspondientes para ejes métricos.

Las tolerancias para la altura desde la base de apoyo al eje, dimensión H_1 de las unidades con soporte de pie, son de 0/-0,25 mm.

Juego interno

Los rodamientos rígidos de bolas SKF para altas temperaturas, se fabrican con un juego cuatro veces mayor que el juego C5 estándar. Los rodamientos Y, y las correspondientes unidades de rodamientos Y, tienen un juego el doble de grande que el juego C5 estándar, según la normativa ISO 5753:1991.

Los límites del juego para los distintos rodamientos se muestran en la **tabla 2** y son válidos para los rodamientos antes de montar y sin carga.

Desalineación

Debido a su gran juego interno, los rodamientos rígidos de bolas para altas temperaturas pueden tolerar desalineaciones angulares del aro exterior respecto al aro interior de entre 20 y 30 minutos de arco. Esto es solamente aplicable cuando los rodamientos giran lentamente ya que las condiciones de rodadura del rodamiento bajo tales desalineaciones son desfavorables.

Durante el montaje las unidades de rodamientos Y son capaces de compensar errores de desalineación de hasta 5°.

Tabla 1

| Tolerancias de los rodamientos Y | | | | | |
|--|-----|------------------------------------|------|---------------------------------|------|
| Diámetro nominal d, D más de hasta incl. | | Diámetro del agujero Desviación | | Diámetro exterior Desviación | |
| | | sup. | inf. | sup. | inf. |
| mm | | µm | | µm | |
| 18 | 30 | +18 | 0 | - | - |
| 30 | 50 | +21 | 0 | 0 | -10 |
| 50 | 80 | +24 | 0 | 0 | -10 |
| 80 | 120 | +28 | 0 | 0 | -15 |

Tabla 2

| Juego radial interno | | | | | |
|---|-----|------------------------------|-----|--|-----|
| Diámetro del agujero d más de hasta incl. | | Juego radial interno | | | |
| | | Rodamientos rígidos de bolas | | Rodamientos Y Unidades de rodamientos Y | |
| mm | | µm | µm | µm | µm |
| | | mín | máx | mín | máx |
| | 10 | 80 | 148 | - | - |
| 10 | 18 | 100 | 180 | - | - |
| 18 | 24 | 112 | 192 | 56 | 96 |
| 24 | 30 | 120 | 212 | 60 | 106 |
| 30 | 40 | 160 | 256 | 80 | 128 |
| 40 | 50 | 180 | 292 | 90 | 146 |
| 50 | 65 | 220 | 360 | 110 | 180 |
| 65 | 80 | 260 | 420 | - | - |
| 80 | 100 | 300 | 480 | - | - |
| 100 | 120 | 360 | 560 | - | - |

Selección del tamaño del rodamiento

El tamaño necesario viene determinado por la capacidad de carga estática C_0 , ya que los rodamientos y las unidades de rodamientos para altas temperaturas giran a velocidades muy bajas.

A altas temperaturas, la capacidad de carga del rodamiento se reduce. Para tener esto en cuenta se debe multiplicar la capacidad de carga estática C_0 por un factor de temperatura f_T .

La capacidad de carga estática requerida se puede calcular según

$$C_{0\text{ req}} = 2 P_0 / f_T$$

donde

$C_{0\text{ req}}$ = capacidad de carga estática requerida, kN

P_0 = carga estática equivalente, kN

f_T = factor de temperatura (→ tabla 3)

La carga estática equivalente P_0 se obtiene con la fórmula

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

donde

F_r = carga radial real del rodamiento, kN

F_a = carga axial real del rodamiento, kN

Al calcular P_0 se deberá utilizar la carga máxima posible así como sus componentes radiales y

axiales incorporados a la ecuación anterior. Si $P_0 < F_r$, entonces se deberá usar $P_0 = F_r$.

Para diferentes cargas y temperaturas, la capacidad de carga estática requerida $C_{0\text{ req}}$ se muestra en la **tabla 4**. Usando la capacidad de carga estática calculada con la fórmula anterior, o tomada de la **tabla 4**, podrá seleccionar un rodamiento o unidad de rodamiento Y apropiado de las tablas de productos.

Tabla 4

Capacidad de carga estática requerida para distintas cargas y temperaturas

| Carga P_0 | Capacidad de carga estática requerida $C_{0\text{ req}}$ para temperaturas de funcionamiento de hasta | | | | |
|-------------|---|--------|--------|--------|--------|
| | 150 °C | 200 °C | 250 °C | 300 °C | 350 °C |

| kN | kN | | | | |
|-----|----|------|------|------|------|
| 0,5 | 1 | 1,05 | 1,11 | 1,2 | 1,56 |
| 1 | 2 | 2,1 | 2,22 | 2,5 | 3,12 |
| 2 | 4 | 4,2 | 4,44 | 5 | 6,25 |
| 3 | 6 | 6,3 | 6,67 | 7,5 | 9,4 |
| 4 | 8 | 8,4 | 8,9 | 10 | 12,5 |
| 5 | 10 | 10,5 | 11,1 | 12,5 | 15,6 |
| 6 | 12 | 12,6 | 13,3 | 15 | 18,8 |
| 7 | 14 | 14,7 | 15,5 | 17,5 | 21,9 |
| 8 | 16 | 16,8 | 17,8 | 20 | 25 |
| 9 | 18 | 18,9 | 19,9 | 22,5 | 28,1 |
| 10 | 20 | 21 | 22,2 | 25 | 31,3 |
| 11 | 22 | 23,1 | 24,5 | 27,5 | 34,4 |
| 12 | 24 | 25,2 | 26,7 | 30 | 37,5 |
| 13 | 26 | 27,3 | 29 | 32,5 | 40,5 |
| 14 | 28 | 29,4 | 31,1 | 35 | 44 |
| 15 | 30 | 31,5 | 33,3 | 37,5 | 47 |
| 16 | 32 | 33,6 | 35 | 40 | 50 |
| 17 | 34 | 35,7 | 37,8 | 42,5 | 53 |
| 18 | 36 | 37,8 | 40 | 45 | 56 |
| 19 | 38 | 40 | 42 | 47,5 | 60 |
| 20 | 40 | 42 | 44,5 | 50 | 62,5 |
| 22 | 44 | 46 | 49 | 55 | 69 |
| 24 | 48 | 50,5 | 53 | 60 | 75 |
| 26 | 52 | 54,5 | 58 | 65 | 81 |
| 28 | 56 | 59 | 62 | 70 | 87,5 |
| 30 | 60 | 63 | 66,5 | 75 | 94 |
| 32 | 64 | 67 | 71 | 80 | — |
| 34 | 68 | 71,5 | 75,5 | 85 | — |
| 36 | 72 | 75,5 | 80 | 90 | — |
| 38 | 76 | 80 | 84,5 | 95 | — |
| 40 | 80 | 84 | 89 | — | — |
| 42 | 84 | 88,5 | 9,5 | — | — |
| 44 | 88 | 92,5 | — | — | — |

Tabla 3

Factor de temperatura f_T

| Temperatura de funcionamiento | Factor f_T |
|-------------------------------|--------------|
| °C | — |
| 150 | 1 |
| 200 | 0,95 |
| 250 | 0,9 |
| 300 | 0,8 |
| 350 | 0,64 |

El rodamiento o unidad de rodamiento Y seleccionado deberán tener un valor C_0 que sea igual o superior al valor requerido.

Mantenimiento

Los rodamientos y las unidades de rodamientos Y de SKF para altas temperaturas están lubricados de por vida y por tanto, no permiten la relubricación. No obstante, los rodamientos rígidos de bolas abiertos con diseño VA201 se deberán revisar después de seis meses de funcionamiento. Basta con abrir el soporte o en caso de un carrillo de secadero, extraer la rueda con el rodamiento del eje, y eliminar los contaminantes con un fuelle.

Si ya no queda película de lubricante seco en los caminos de rodadura, lo cual viene indicado por una pista metálica brillante, el rodamiento se deberá relubricar con la pasta negra original para altas temperaturas, compuesta de una mezcla de glicol polialquileno y grafito.

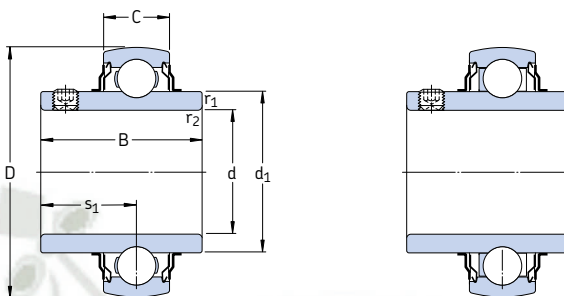
Información adicional

Para más información sobre

- la selección del tipo de rodamiento
- la selección del tamaño del rodamiento
- el diseño de la disposición
- el montaje o desmontaje
- el mantenimiento

solicite el material informativo correspondiente o contacte con el departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

**Rodamientos Y para altas temperaturas
con prisioneros para ejes métricos
d 20 – 60 mm**



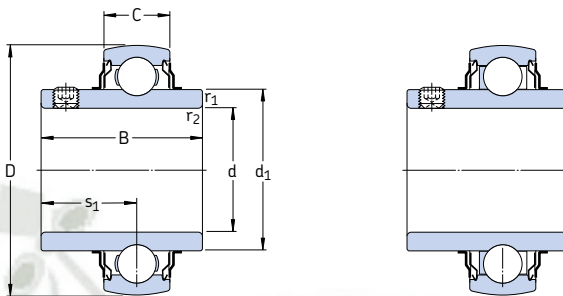
VA201

VA228

| Dimensiones | | | C | d ₁ | s ₁ | r _{1,2} min | Capacidad de carga estática C ₀ | Masa | Designaciones Rodamiento con jaula de chapa de acero | jaula enteriza de grafito de tipo corona |
|-------------|-----|------|----|----------------|----------------|-------------------------|---|------|---|---|
| d | D | B | | | | | | | | |
| mm | | | | | | | kN | kg | – | |
| 20 | 47 | 31 | 14 | 28,2 | 18,3 | 0,6 | 6,55 | 0,14 | YAR 204-2FW/VA201 | YAR 204-2FW/VA228 |
| 25 | 52 | 34,1 | 15 | 33,7 | 19,8 | 0,6 | 7,8 | 0,17 | YAR 205-2FW/VA201 | YAR 205-2FW/VA228 |
| 30 | 62 | 38,1 | 18 | 39,7 | 22,2 | 0,6 | 11,2 | 0,28 | YAR 206-2FW/VA201 | YAR 206-2FW/VA228 |
| 35 | 72 | 42,9 | 19 | 46,1 | 25,4 | 1 | 15,3 | 0,41 | YAR 207-2FW/VA201 | YAR 207-2FW/VA228 |
| 40 | 80 | 49,2 | 21 | 51,8 | 30,2 | 1 | 19 | 0,55 | YAR 208-2FW/VA201 | YAR 208-2FW/VA228 |
| 45 | 85 | 49,2 | 22 | 56,8 | 30,2 | 1 | 21,6 | 0,60 | YAR 209-2FW/VA201 | YAR 209-2FW/VA228 |
| 50 | 90 | 51,6 | 22 | 62,5 | 32,6 | 1 | 23,2 | 0,69 | YAR 210-2FW/VA201 | YAR 210-2FW/VA228 |
| 55 | 100 | 55,6 | 25 | 69,1 | 33,4 | 1 | 29 | 0,94 | YAR 211-2FW/VA201 | YAR 211-2FW/VA228 |
| 60 | 110 | 65,1 | 26 | 75,6 | 39,7 | 1,5 | 36 | 1,30 | YAR 212-2FW/VA201 | YAR 212-2FW/VA228 |

Rodamientos Y para altas temperaturas con prisioneros para ejes en pulgadas

$d \frac{3}{4} - 2 \frac{7}{16}$ pulg



VA201

VA228

| Dimensiones | | | C | d_1 | s_1 | $r_{1,2}$ min | Capacidad de carga estática C_0 | Masa kg | Designaciones Rodamiento con jaula de chapa de acero | jaula enteriza de grafito de tipo corona |
|-------------------|-----|------|----|-------|-------|------------------|--------------------------------------|------------|---|--|
| d | D | B | | | | | | | | |
| pulg | mm | | | | | | kN | | - | |
| $\frac{3}{4}$ | 47 | 31 | 14 | 28,2 | 18,3 | 0,6 | 6,55 | 0,14 | YAR 204-012-2FW/VA201 | YAR 204-012-2FW/VA228 |
| 1 | 52 | 34,1 | 15 | 33,7 | 19,8 | 0,6 | 7,8 | 0,17 | YAR 205-100-2FW/VA201 | YAR 205-100-2FW/VA228 |
| $1 \frac{3}{16}$ | 62 | 38,1 | 18 | 39,7 | 22,2 | 0,6 | 11,2 | 0,27 | YAR 206-103-2FW/VA201 | YAR 206-103-2FW/VA228 |
| $1 \frac{1}{4}$ | 72 | 42,9 | 19 | 46,1 | 25,4 | 1 | 15,3 | 0,46 | YAR 207-104-2FW/VA201 | YAR 207-104-2FW/VA228 |
| $1 \frac{7}{16}$ | 72 | 42,9 | 19 | 46,1 | 25,4 | 1 | 15,3 | 0,38 | YAR 207-107-2FW/VA201 | YAR 207-107-2FW/VA228 |
| $1 \frac{1}{2}$ | 80 | 49,2 | 21 | 51,8 | 30,2 | 1 | 19 | 0,59 | YAR 208-108-2FW/VA201 | YAR 208-108-2FW/VA228 |
| $1 \frac{11}{16}$ | 85 | 49,2 | 22 | 56,8 | 30,2 | 1 | 21,6 | 0,66 | YAR 209-111-2FW/VA201 | YAR 209-111-2FW/VA228 |
| $1 \frac{3}{4}$ | 85 | 49,2 | 22 | 56,8 | 30,2 | 1 | 21,6 | 0,62 | YAR 209-112-2FW/VA201 | YAR 209-112-2FW/VA228 |
| $1 \frac{15}{16}$ | 90 | 51,6 | 22 | 62,5 | 32,6 | 1 | 23,2 | 0,71 | YAR 210-115-2FW/VA201 | YAR 210-115-2FW/VA228 |
| 2 | 100 | 55,6 | 25 | 69,1 | 33,4 | 1 | 29 | 0,94 | YAR 211-200-2FW/VA201 | YAR 211-200-2FW/VA228 |
| $2 \frac{3}{16}$ | 100 | 55,6 | 25 | 69,1 | 33,4 | 1 | 29 | 0,92 | YAR 211-203-2FW/VA201 | YAR 211-203-2FW/VA228 |
| $2 \frac{7}{16}$ | 110 | 65,1 | 26 | 75,6 | 39,7 | 1,5 | 36 | 1,30 | YAR 212-207-2FW/VA201 | YAR 212-207-2FW/VA228 |

KAZO Motors **Anexo D: Catálogo de Motor KAZO**

General Catalog

Product detail

| Product Detail | | | | | | | |
|----------------|--------------------|---------------------|-------|------------|---------|--------------------|------------|
| Review | B | State | PRD/A | Change | | Owner | No |
| Type | AC | Type product | KMC1 | Spec elec. | 100L-4 | Connection diagram | CD0002A02 |
| Enclosure | TEFC | Manufacturing plant | | Spec Mec. | 35KK375 | Design | 35LYKK375 |
| Frame | 145TC | Mounting | F1 | Pole | 4 | Creation date | 01/10/2014 |
| Base | RG | Whirl | R | Insulation | F | Effec. Date | 03-17-2016 |
| Wire | 2#16 A PH,3#18 B%J | | | | | Replaced by | |

Nameplate

| Nameplate NO. 140008 | | | | | | | |
|----------------------|--------------|------|----------|-----|---|----|---|
| HP | 2 | | | | | | |
| VOLTS | 220 | | | | | | |
| AMP | 12.4 | | | | | | |
| RPM | 1750 | | | | | | |
| FRAME | 145TC | HZ | 60 | PH | 1 | | |
| SER.F. | 1.15 | CODE | H | DES | L | CL | b |
| NEMA-NOM-EFF | 87.5 | PF | 99 | | | | |
| RATING | 40C AMB-CONT | | | | | | |
| DE | 6306-2RS | ODE | 6206-2RS | | | | |

KAZO Motors

AC Induction Motor Performance Data

| Nameplate Data | | | | 220 V, 60 Hz: Single Phase Motor | |
|-----------------------|--------------|--------------|----|----------------------------------|--------------------------------|
| Rated Output (HP) | 2 | | | Full Load Torque | 6.04 LB-FT |
| Volts | 208-230 | | | Start Configuration | direct on line |
| Full Load Amps | 7.8-7.9 | | | Breakdown Torque | 13.1 LB-FT |
| R.P.M. | 1750 | | | Pull-up Torque | 12.2 LB-FT |
| Hz | 60 | Phase | 1 | Locked-rotor Torque | 17.9 LB-FT |
| NEMA Design Code | H | KVA Code | H | Starting Current | 58.5 A |
| Service Factor (S.F.) | 1.15 | | | No-load Current | 1.22 A |
| NEMA Nom. | 87.5 | Power Factor | 99 | Line-line Res. @ 25°C | 1.5935 Ω A Ph 3.2782 Ω B Ph |
| Rating - Duty | 40C AMB-CONT | | | Temp. Rise @ Rated Load | 75°C |
| S.F. Amps | | | | Temp. Rise @ S.F. Load | 93°C |

Load Characteristics 220V, 60 Hz, 2HP

| Load Characteristics 220V, 60 Hz, 2HP | | | | | | | |
|---------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|------|------|
| % of Rated Load | 25 | 50 | 75 | 100 | 125 | 150 | S.F. |
| Power Factor | 99 | 100 | 100 | 99 | 99 | 98 | 99 |
| Efficiency | 61.1 | 77.4 | 82.1 | 83.1 | 81.2 | 77.3 | 82 |
| Speed | 1786.6 | 1773.4 | 1758.2 | 1739.3 | 1717.4 | 1687 | 1726 |
| Line Amp. | 2.65 | 4.18 | 5.92 | 7.87 | 10.1 | 12.8 | 9.21 |

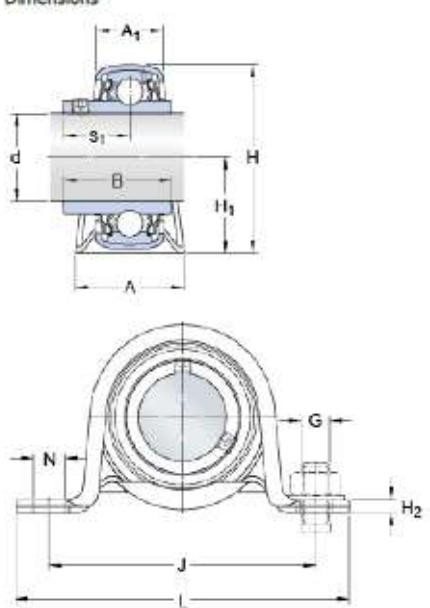
Anexo E: Propiedades De la Unidad De Rodamientos Y



P 1. TR

AYP_001_HC_HH_HY-AYL_001_HP.XX_NOTES_UL.category

- No order designation, order individual appertaining products

| | | | |
|---------------------------------|--|-------|-------|
| Material | Pressed steel | | |
| Dimensions |  | | |
| | d | 1 | in |
| | A | 1.26 | in |
| | A ₁ | 0.906 | in |
| | B | 1.343 | in |
| | H | 2.126 | in |
| | H ₁ | 1.118 | in |
| | H ₂ | 0.126 | in |
| | J | 3.386 | in |
| | L | 4.252 | in |
| | N | 0.441 | in |
| | s ₁ | 0.78 | in |
| | Dowel pins | | |
| | Grease fitting | | |
| | Threaded hole | | |
| Calculation data | | | |
| Basic dynamic load rating | C | 3147 | lbf |
| Basic static load rating | C ₀ | 1754 | lbf |
| Fatigue load limit | P _u | 75.3 | lbf |
| Permissible radial housing load | max. | 405 | lbf |
| Limiting speed | | 4300 | r/min |
| (with shaft tolerance h6) | | | |

Mass

| | | |
|--------------|-------|----|
| Mass of unit | 0.639 | lb |
|--------------|-------|----|

Mounting information

| | | | |
|---|---|--------|--------|
| Hexagonal key size for grub screw | N | 0.125 | in |
| Recommended tightening torque for grub screw | | 35.403 | lbf-in |
| Recommended diameter for attachment bolts, mm | G | 10 | mm |
| Recommended diameter for attachment bolts, inch | G | 0.375 | in |

Appertaining products

| | |
|---------|-----------------|
| Housing | P 52 |
| Bearing | YAR 205-100-2RF |



Anexo F: Soldadura

Requisitos de igualado de los metales de relleno

TABLA 6.14.1

Requisitos de igualado de los metales de relleno

| Grupo | Material base (Especificación ASTM) | Proceso de soldadura | |
|-------|--|----------------------|-----------|
| | | SMAW | SAW |
| I | A36 | E60XX o E70X | F6X o F7X |
| | A242 | E70XX | F7X |
| II | A572 Grados 42 y 50 | | |
| | A588 | | |
| | A992 | | |
| III | A572 Grados 60 y 65 | E80XX | F8X |
| IV | A514 (más de 2 ½ pulg de espesor) | E100XX | F10X |
| V | A514 (igual o menor a 2 ½ pulg) | E110XX | F11X |

Nota: Adaptada de la tabla 4.1.1 del AWS (AWS, 2000).

Tamaño Mínimo del Filete de Soldadura

TABLE J2.4
Minimum Size of Fillet Welds^[b]

| Material Thickness of Thicker Part Joined (in.) | Minimum Size of Fillet Weld ^[a] (in.) |
|---|--|
| To ¼ inclusive | 1/8 |
| Over ¼ to ½ | 3/16 |
| Over ½ to ¾ | ¼ |
| Over ¾ | 5/16 |

[a] Leg dimension of fillet welds. Single pass welds must be used.
[b] See [Section J2.2b](#) for maximum size of fillet welds.

Propiedades del material de aporte E6010

SMAW

Aceros de Bajo Carbono



CELLOCORD P

Electrodo revestido de tipo celulósico de gran penetración, especial para posición vertical ascendente.

Ideal para la soldadura de tanques y estructuras de acero al carbono.

Por su gran fuerza de arco se puede emplear sobre superficies galvanizadas.

| Clasificación | |
|-------------------------|-------|
| AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1 | E6010 |

| Aprobaciones | Grados |
|--------------|--------|
| ABS | 3 |
| LR | 3m |
| GL | 3 |


Análisis Químico del Metal Depositado (valores típicos) [%]

| C | Mn | Si | P | S | Mo | Ni | Cr | Cu | Otros |
|------|------|------|--------------|--------------|----|----|----|----|-------|
| 0,08 | 0,55 | 0,25 | máx. 0,01 | máx. 0,01 | - | - | - | - | - |

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

| Tratamiento Térmico | Resistencia a la Tracción [MPa (psi)] | Límite de Fluencia [MPa (psi)] | Elongación en 2" [%] | Energía Absorbida ISO-V (-20°C) [J] |
|---------------------|---------------------------------------|--------------------------------|----------------------|-------------------------------------|
| Sin tratamiento | 450 – 550 (62 250 – 79 750) | mín. 360 (52 200) | 22 30 | mín. 70 |

| Conservación del Producto |
|---|
| <ul style="list-style-type: none"> Mantener en un lugar seco y evitar humedad. No requiere almacenamiento bajo horno. |

| Posiciones de Soldadura |
|--|
| P, H, Va, Sc, Vd. |
|  |

Parámetros de Soldeo Recomendados

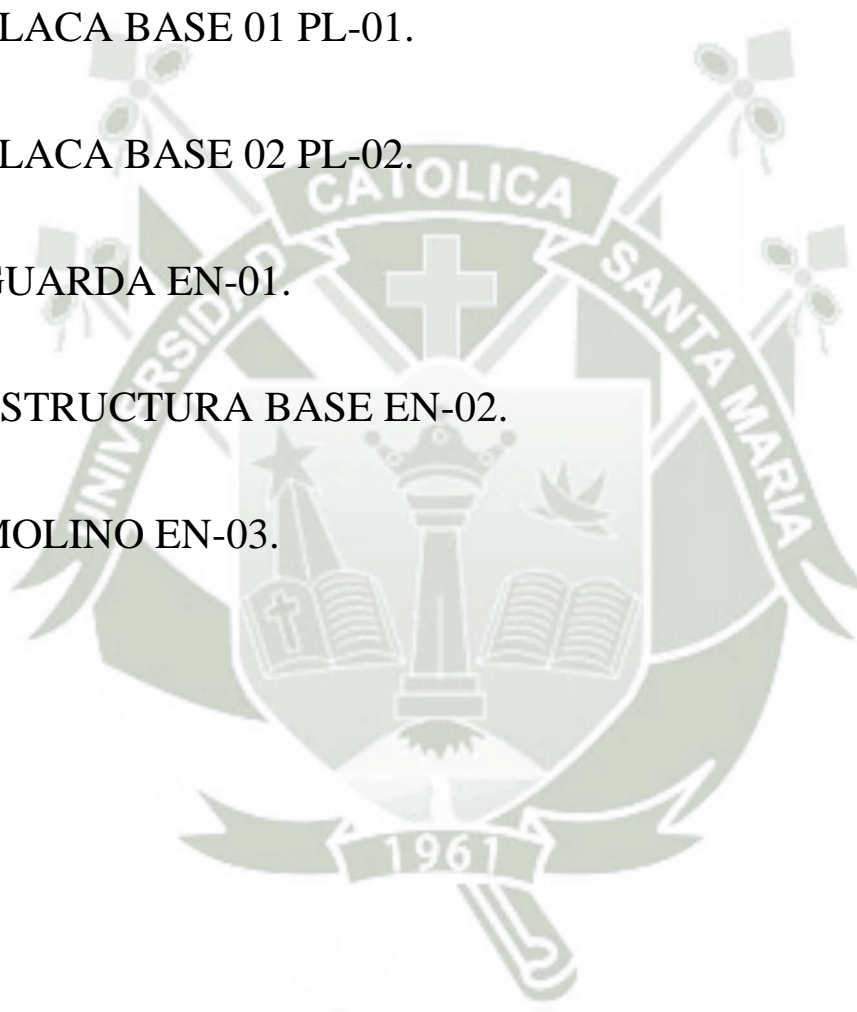
| Para corriente continua (DC): Electrodo al positivo DCEP / Electrodo al negativo DCEN | | | | | | |
|---|------------|------|------|------|------|------|
| Diámetro | [mm] | 2,50 | 3,25 | 4,00 | 5,00 | 6,30 |
| | [pulgadas] | 3/32 | 1/8 | 5/32 | 3/16 | 1/4 |
| Amperaje mínimo | | 50 | 80 | 110 | 140 | 190 |
| Amperaje máximo | | 70 | 120 | 150 | 200 | 250 |

Aplicaciones

- Aceros de construcción no aleados (estructurales).
- Para soldar aceros de bajo carbono, cuando se desea penetración profunda, poca escoria y cordones no abultados.
- Fabricación de muebles metálicos, catres, mesa, etc.
- Carpintería metálica liviana.
- Fabricación de ductos de ventilación.
- Para la soldadura de todas las uniones o tope que requieren una buena penetración en el primer pase.

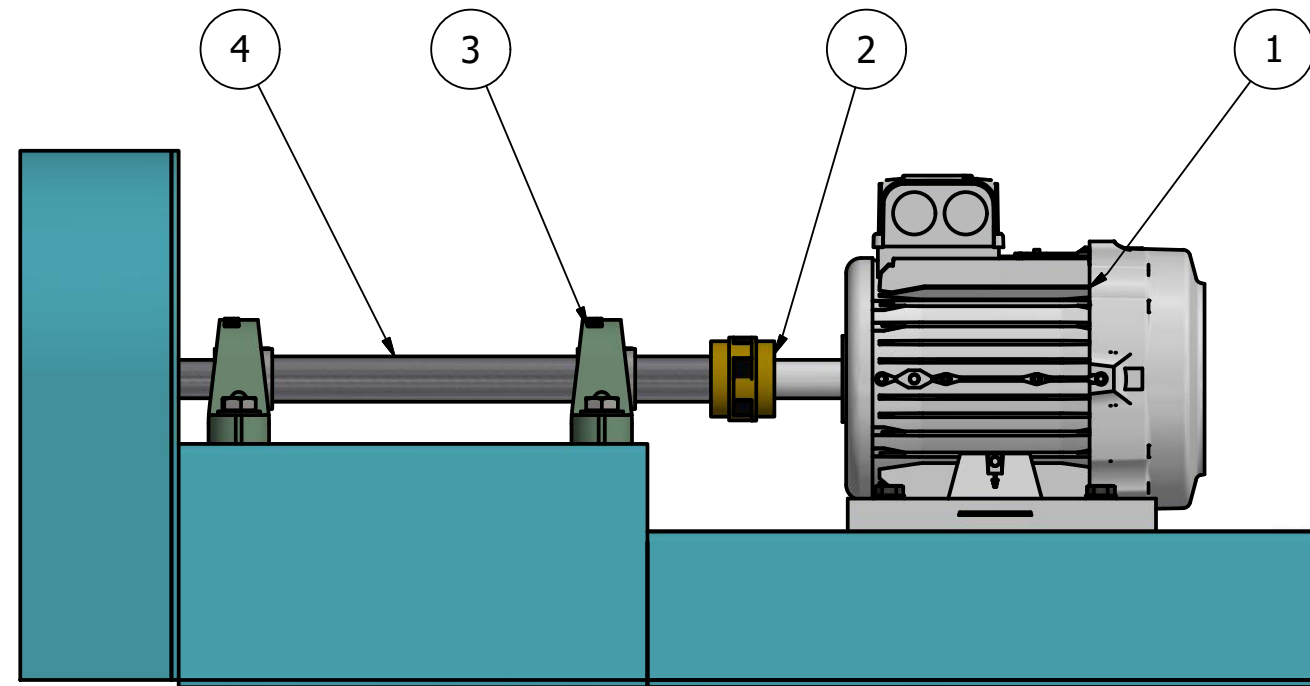
Anexo G: Planos

1. MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL.
2. EJE EJ-01.
3. PLACA BASE 01 PL-01.
4. PLACA BASE 02 PL-02.
5. GUARDA EN-01.
6. ESTRUCTURA BASE EN-02.
7. MOLINO EN-03.

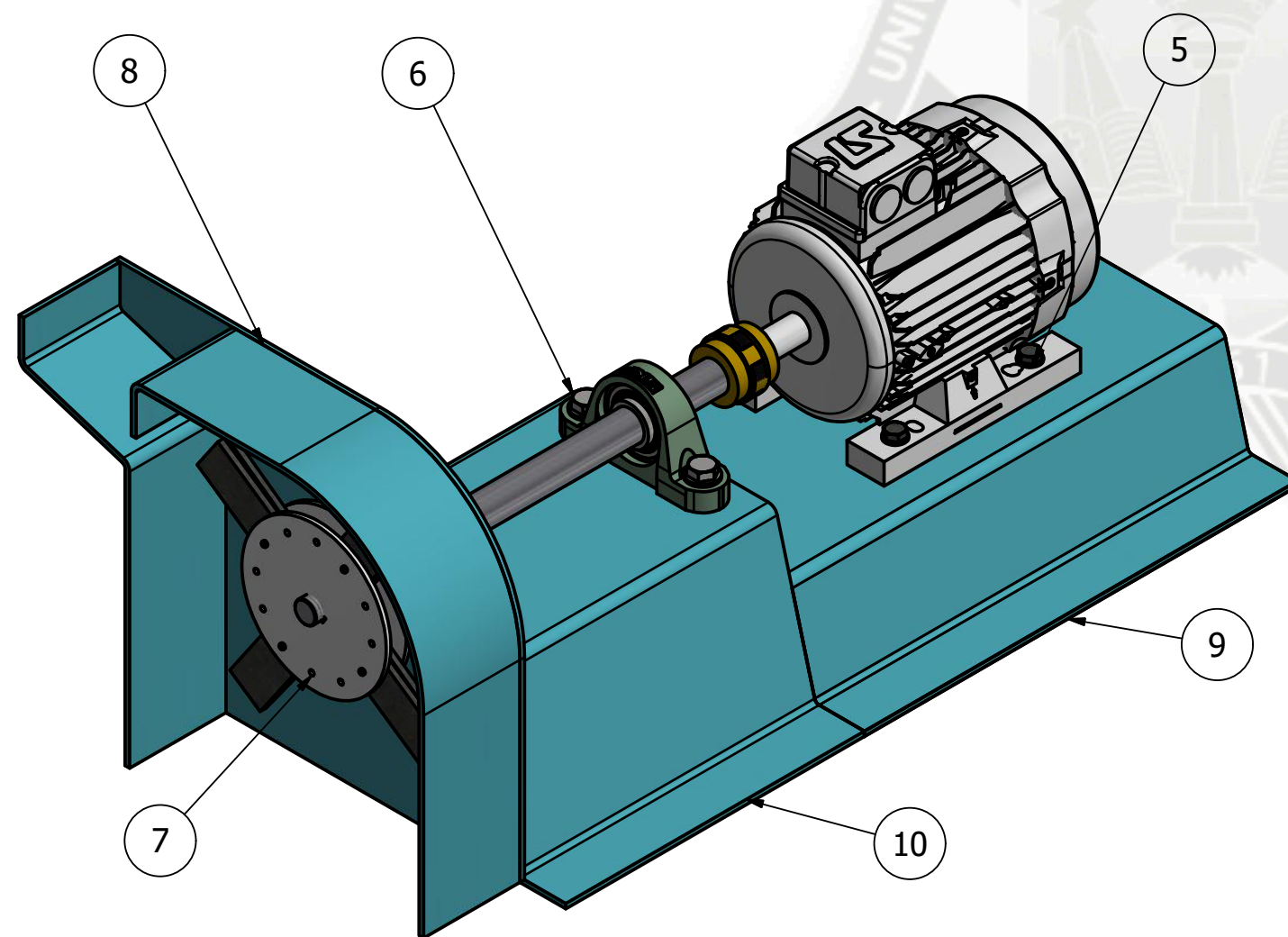


LISTA DE PARTES

| ITEM | QTY | CODIGO | DESCRIPTION |
|------|-----|-------------------|-------------------------|
| 1 | 1 | MOTOR DC | KMC1-100L-4 (2 HP) |
| 2 | 1 | ACOPLE FLEXIBLE | SN-110 (7/8") |
| 3 | 2 | CHUMACERAS | UND RODAMIENTOS Y (SKF) |
| 4 | 1 | EJ-01 | EJE SAE4140 |
| 5 | 4 | PERNOS MOTOR | |
| 6 | 4 | PERNOS CHUMACERAS | |
| 7 | 1 | EN-03 | CONJUNTO MOLINO |
| 8 | 1 | EN-02 | CONJUNTO GUARDA |
| 9 | 1 | PL-01 | BASE 01 - ASTM A36 |
| 10 | 1 | PL-02 | BASE 02 - ASTM A36 |



ELEMENTO: MODULO ANALISIS VIBRACIONAL
ESCALA 1:5

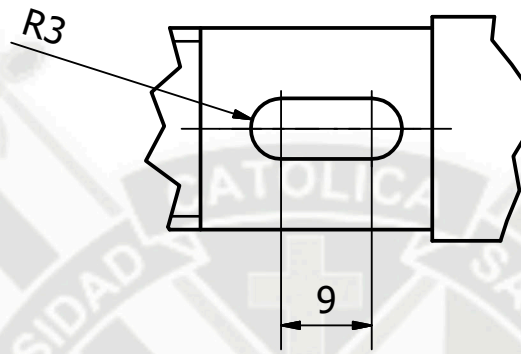


ELEMENTO: MODULO ANALISIS VIBRACIONAL
ESCALA 1:5

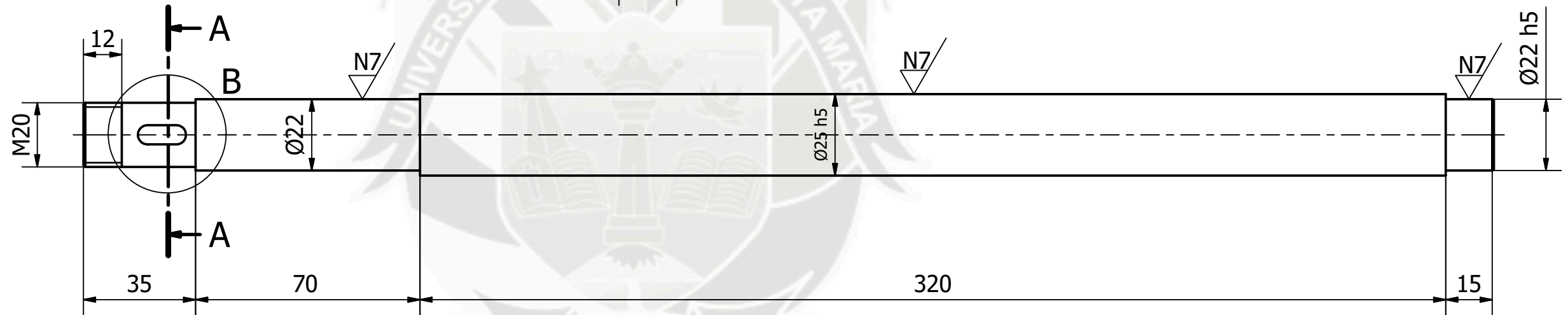
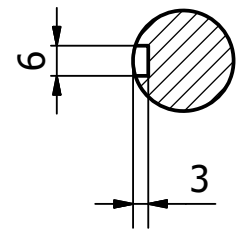
| | | | |
|---------------------------------|------------|---|---|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | MODULO ANALISIS VIBRACIONAL |  |
| | | | |

| LISTA DE ELEMENTOS | | | |
|--------------------|-------------|----------|--------|
| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
| 01 | EJE | SAE 4140 | EJ-01 |


Detalle B
Escala 1/1



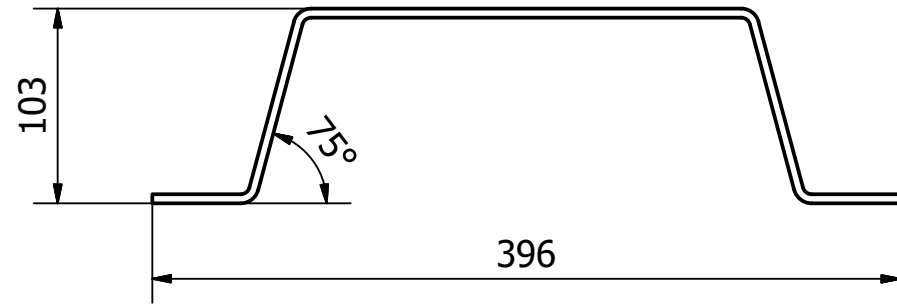
Corte A-A
Escala 1/2



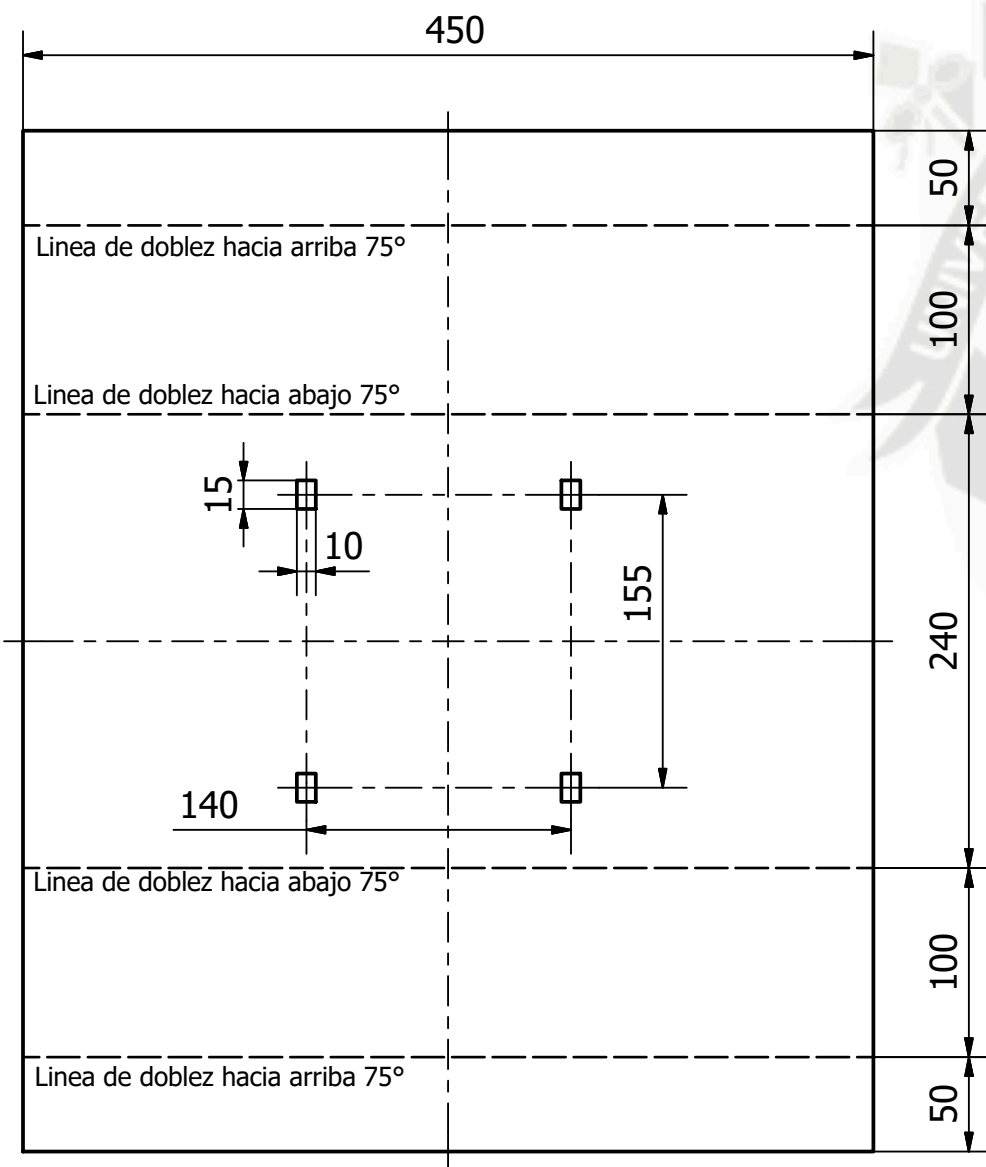
ELEMENTO: EJ-01
ESCALA 1:2
MAT: SAE 4140

| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|---|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | EJE EJ-01 |  |
| | | | |
| | | MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL | Sheet 2 / 7 |

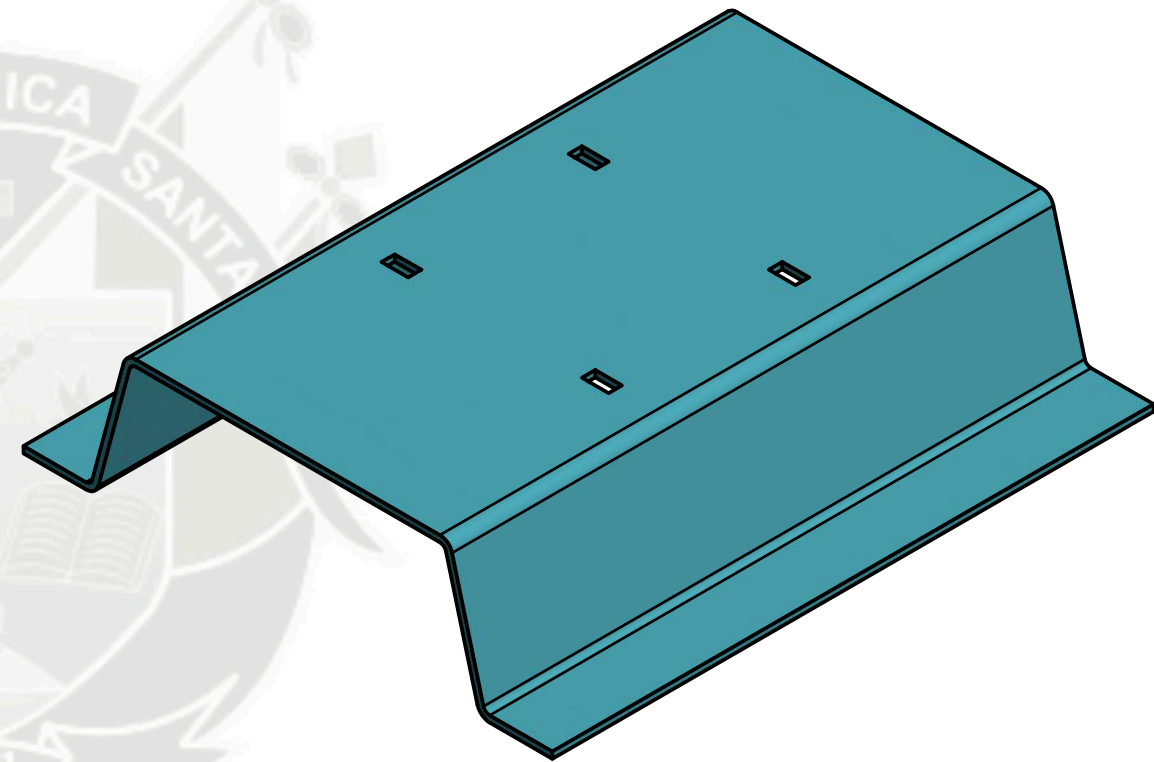
| LISTA DE ELEMENTOS | | | |
|--------------------|---------------|-----------|--------|
| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
| 01 | PLACA BASE 01 | ASTM A-36 | PL-01 |




ELEMENTO: PL - 01
ESCALA 1:5
MAT: PL 5mm ASTM A36



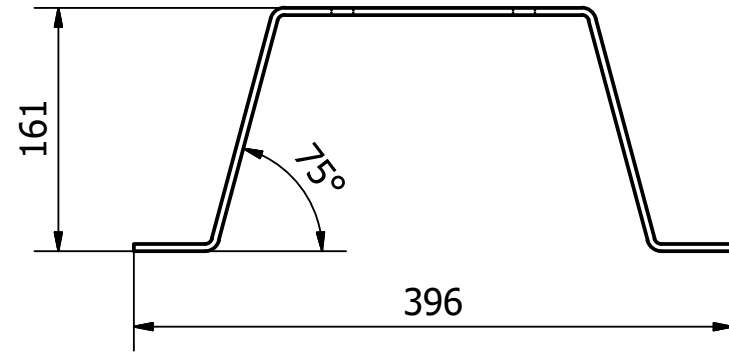
ELEMENTO: PL - 01
ESCALA 1:5
MAT: PL 5mm ASTM A36



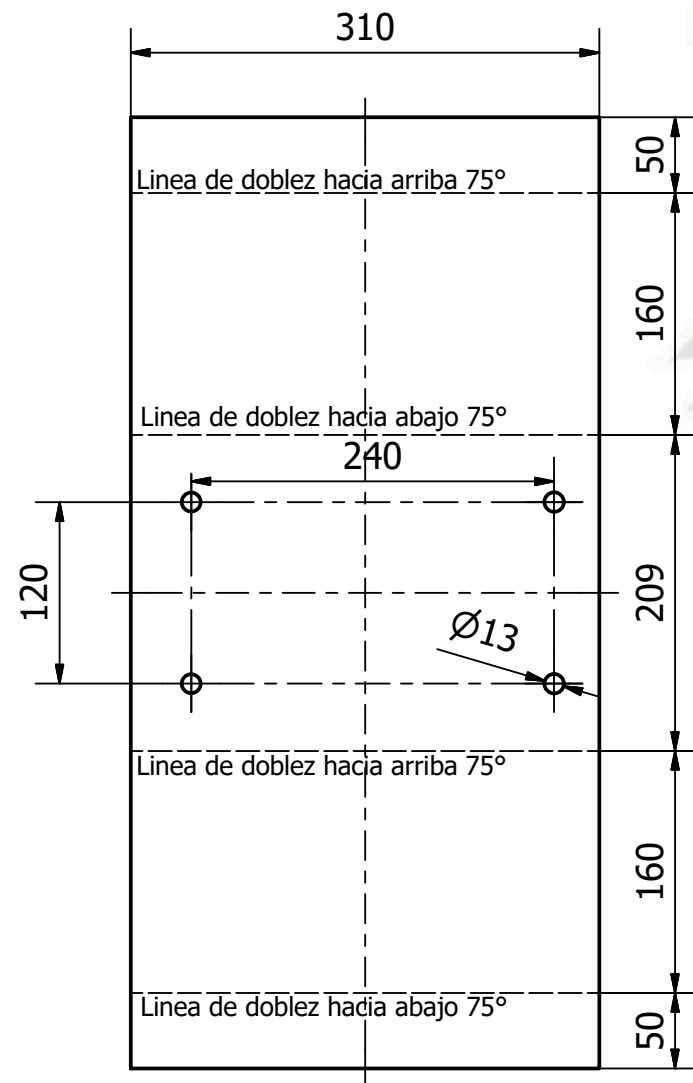
ELEMENTO: PL-01
ESCALA 1:5
VISTA ISOMETRICA

| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|---|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | PLACA BASE 01 PL-01 |  |
| | | | |

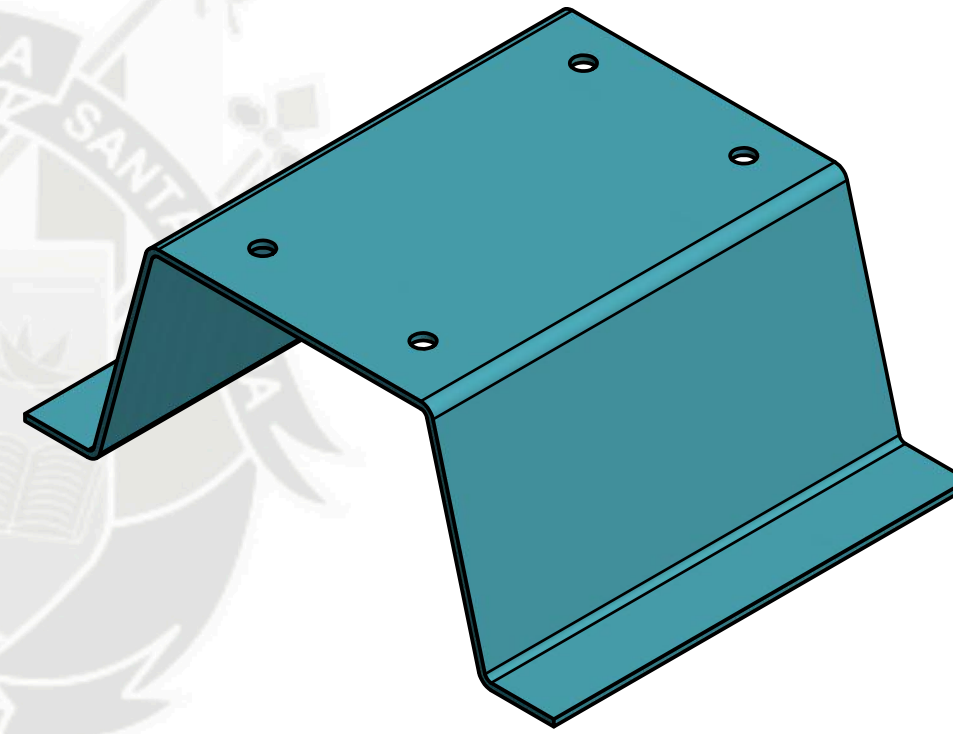
| LISTA DE ELEMENTOS | | | |
|--------------------|---------------|-----------|--------|
| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
| 01 | PLACA BASE 02 | ASTM A-36 | PL-02 |




ELEMENTO: PL - 02
 ESCALA 1:5
 MAT: PL 5mm ASTM A36



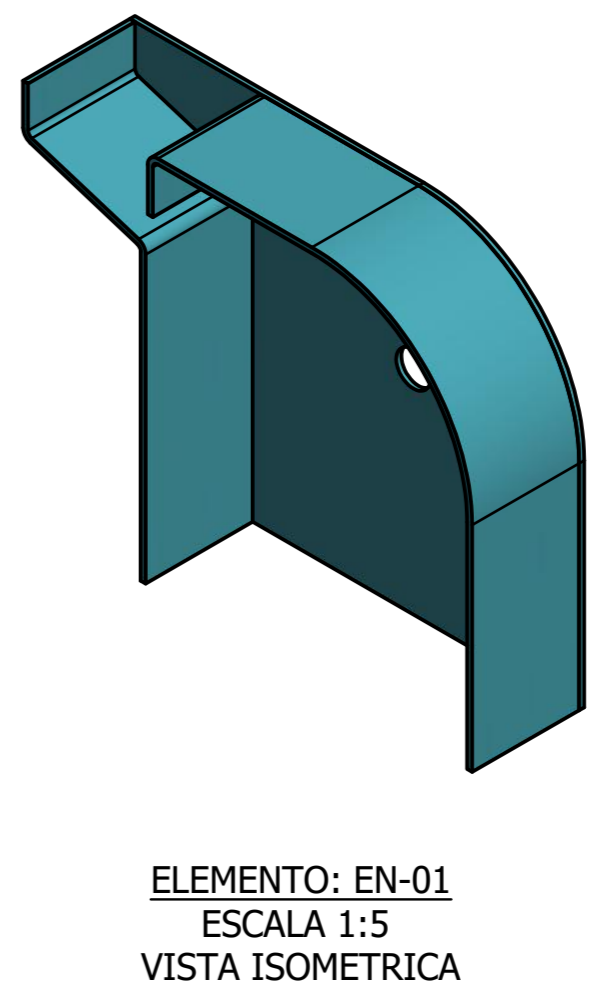
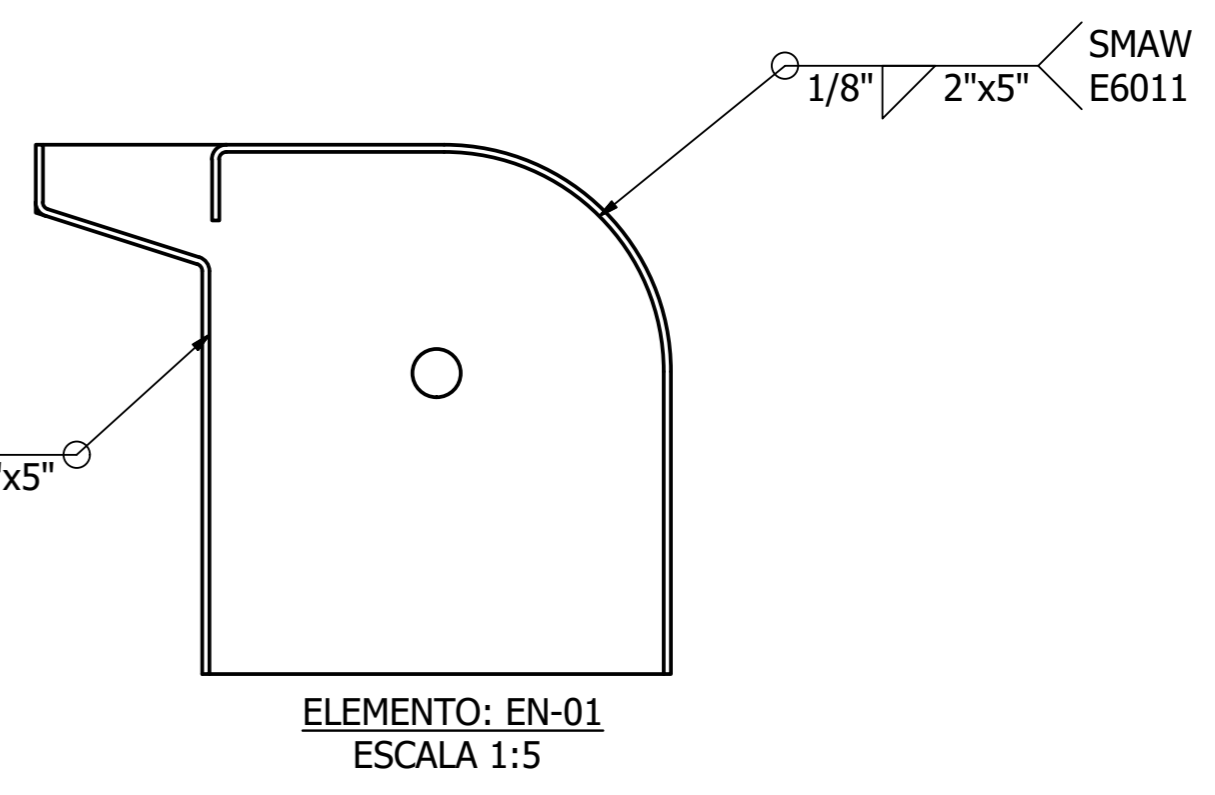
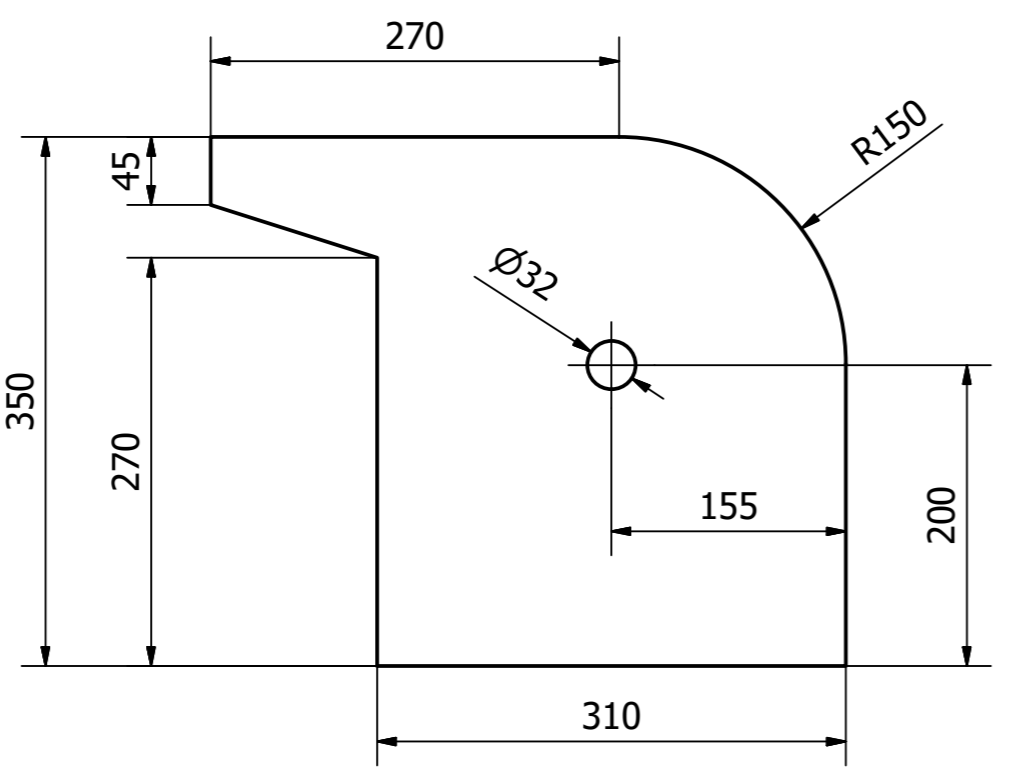
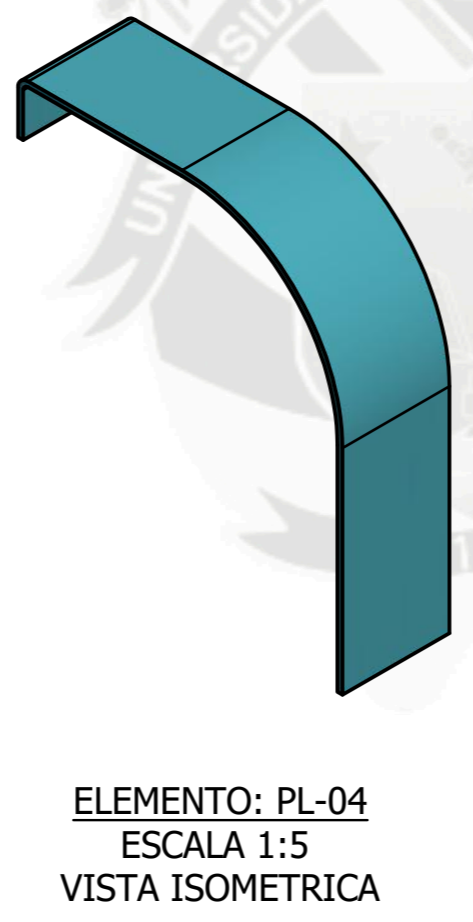
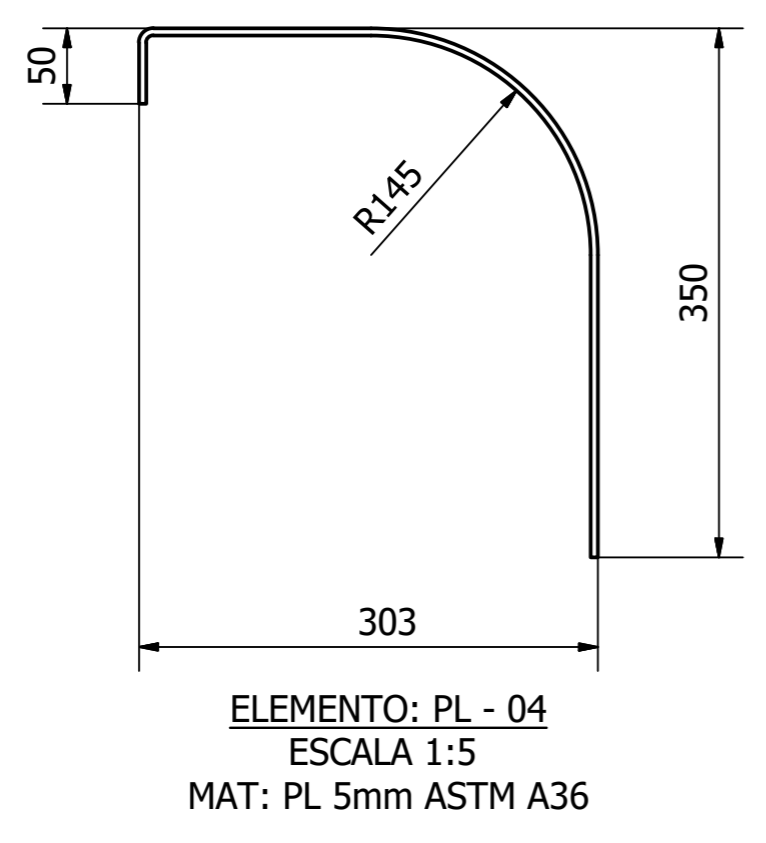
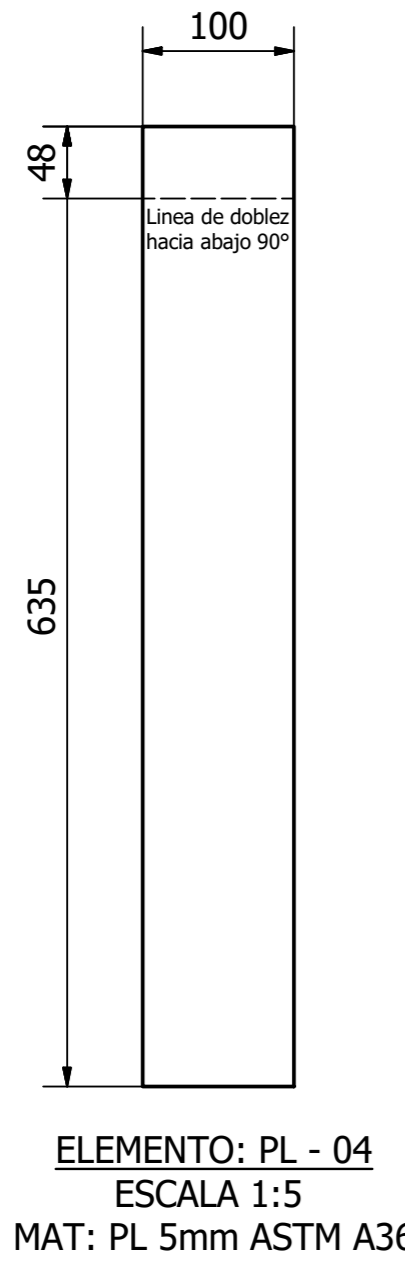
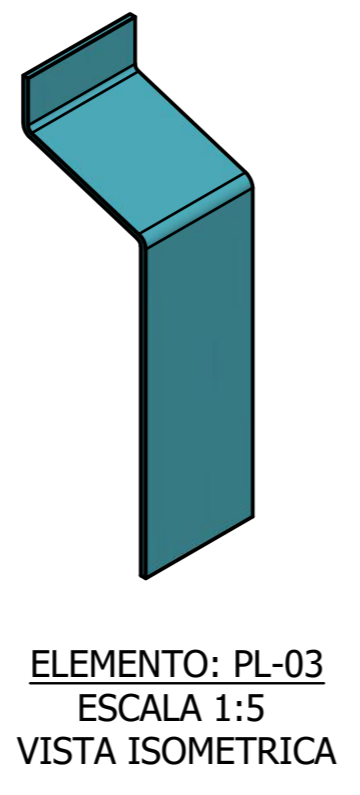
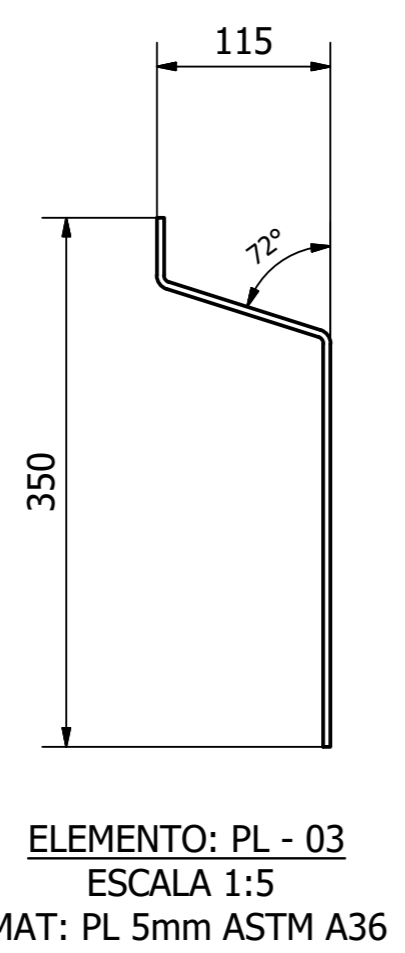
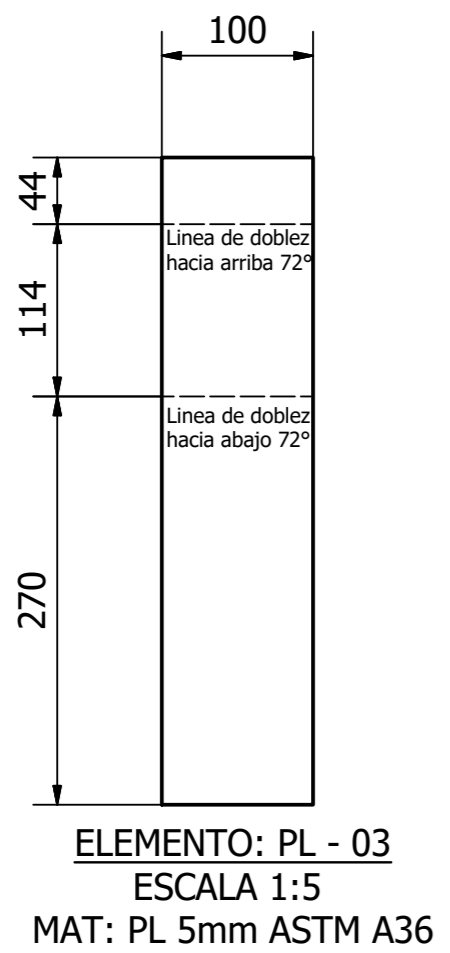
ELEMENTO: PL - 02
 ESCALA 1:5
 MAT: PL 5mm ASTM A36



ELEMENTO: PL-02
 ESCALA 1:5
 VISTA ISOMETRICA

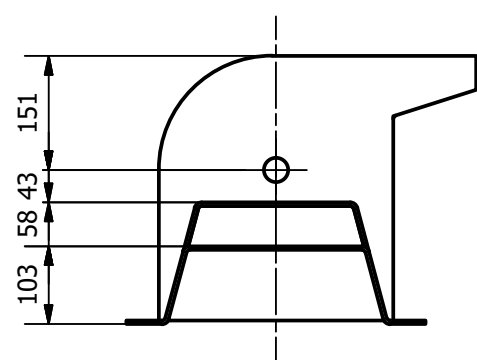
| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|---|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | PLACA BASE 02 PL-02 | |
| | | MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL |  Sheet 4 / 7 |

| LISTA DE ELEMENTOS | | | |
|--------------------|-----------------|-----------|--------|
| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
| 01 | PLACA GUARDA 01 | ASTM A-36 | PL-03 |
| 02 | PLACA GUARDA 02 | ASTM A-36 | PL-04 |
| 03 | PLACA GUARDA 03 | ASTM A-36 | PL-05 |
| 04 | GUARDA ENSAMBLE | ASTM A-36 | EN-01 |

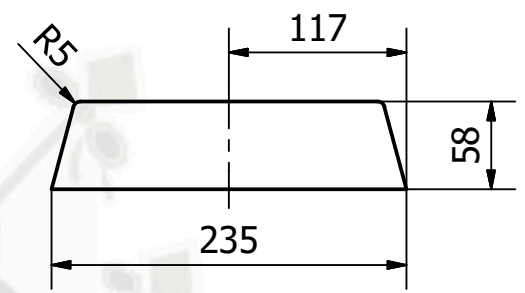


| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|----------------|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | GUARDA EN-01 | |
| | | MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL | Sheet 5 / 7 |

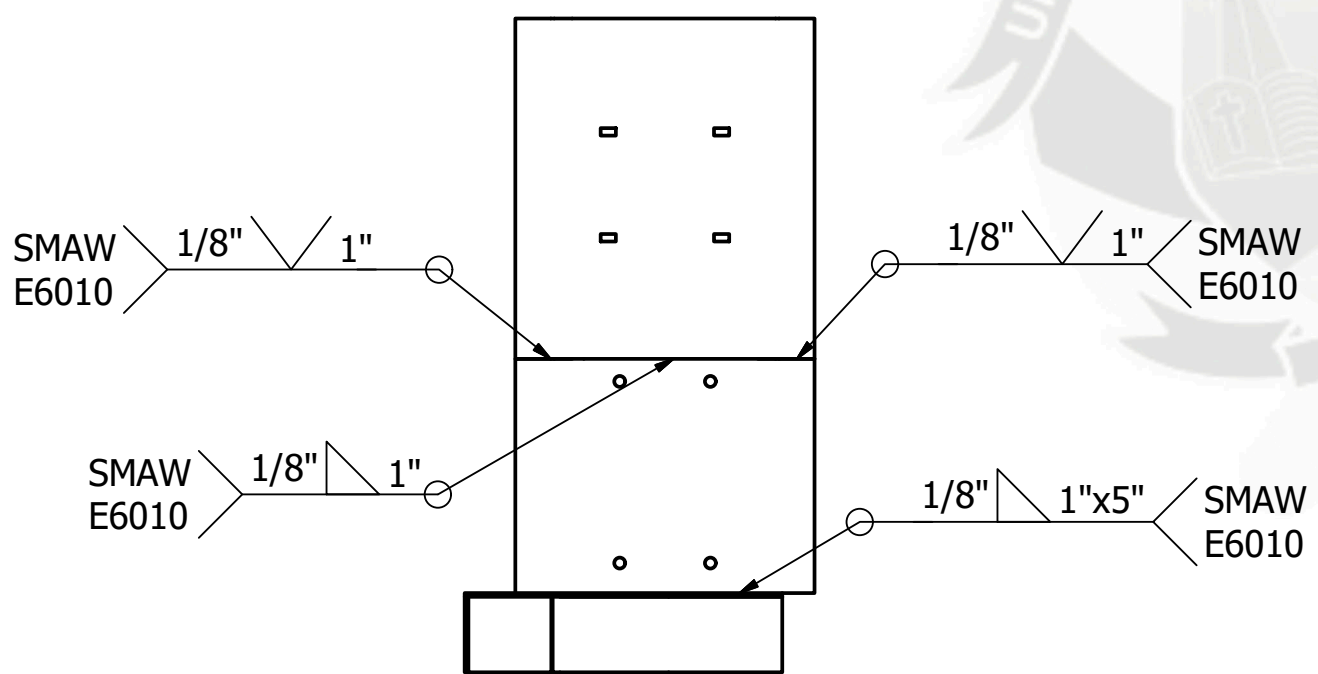
| LISTA DE ELEMENTOS | | | |
|--------------------|-------------------|-----------|--------|
| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
| 01 | PLACA ENTRE BASES | ASTM A-36 | PL-06 |
| 02 | ENSAMBLE BASE | ASTM A-36 | EN-02 |



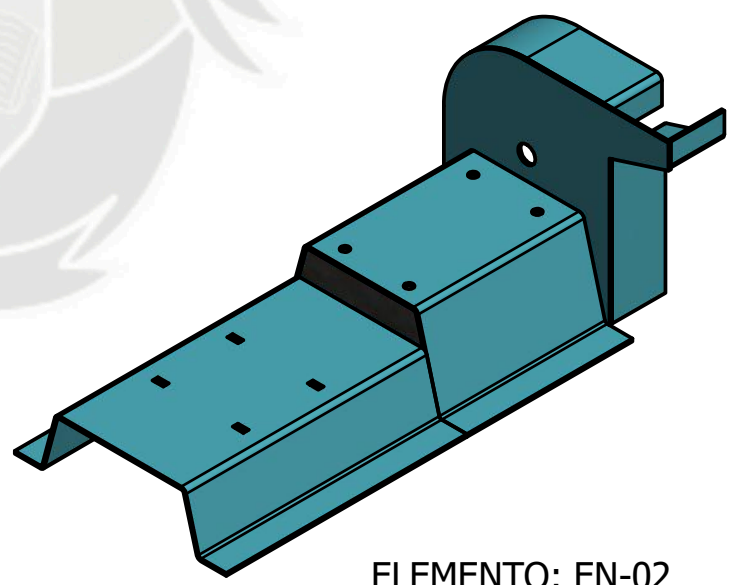
ELEMENTO: EN-02
ESCALA 1:5



ELEMENTO: PL-06
ESCALA 1:2
MAT: PL 5mm ASTM A36

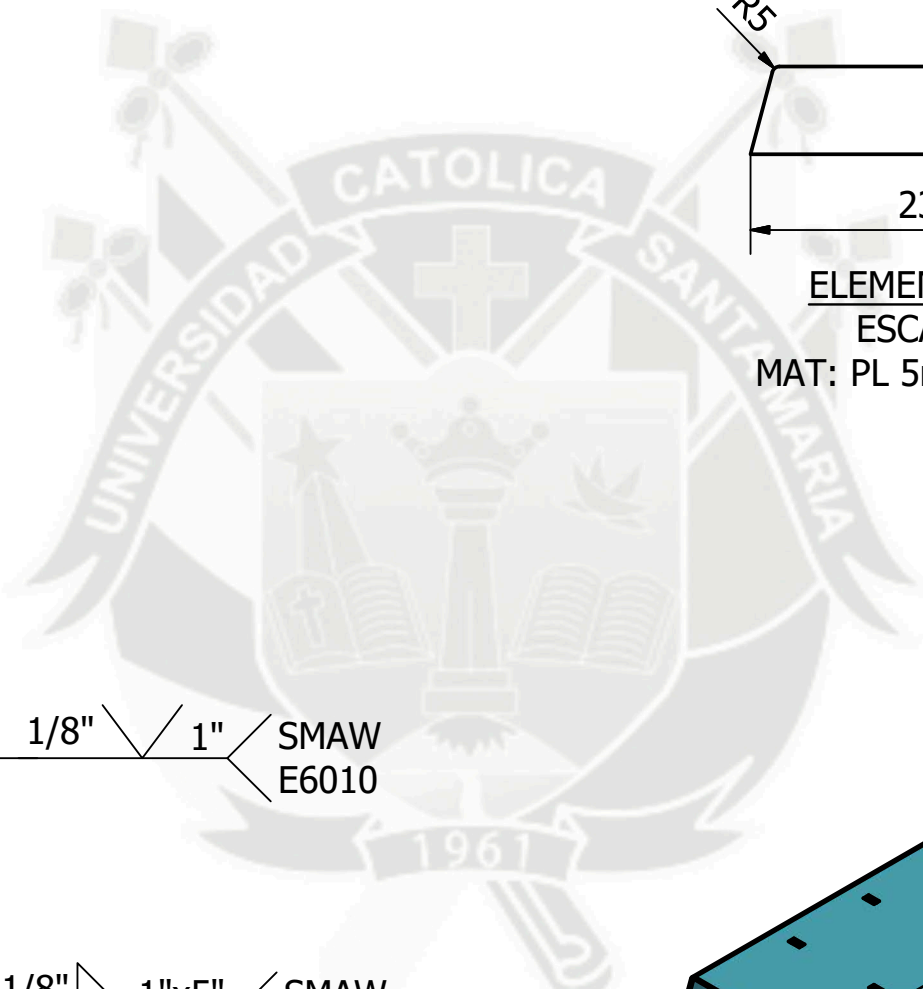


ELEMENTO: EN-02
ESCALA 1:5



ELEMENTO: EN-02
ESCALA 1:5
VISTA ISOMETRICA

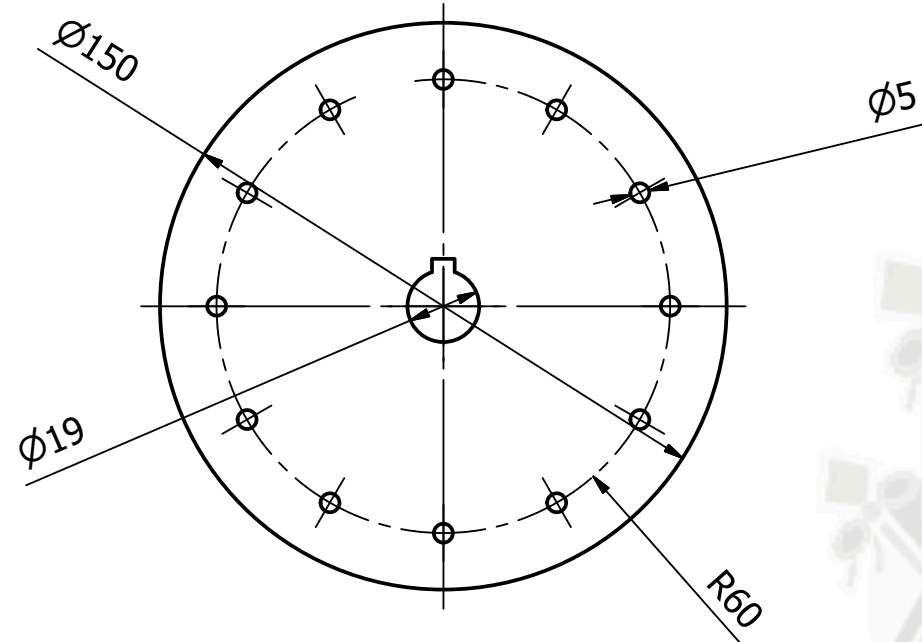
| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|----------------|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | ESTRUCTURA BASE EN-02 | |
| | | MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL | Sheet 6 / 7 |



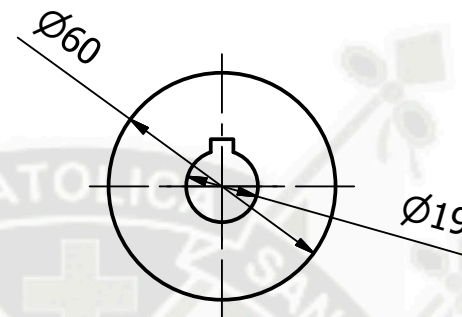
LISTA DE ELEMENTOS

| ITEM | DESCRIPCION | MATERIAL | CODIGO |
|------|---------------------|-----------|--------|
| 01 | DISCO DE DESBALANCE | ASTM A-36 | MO-01 |
| 02 | DISCO DE SOPORTE | ASTM A-36 | MO-02 |
| 03 | SEPARADOR | ALUMINIO | MO-03 |
| 04 | MARTILLO | ASTM A-36 | MO-04 |
| 05 | ENSAMBLE MOLINO | - | EN-03 |

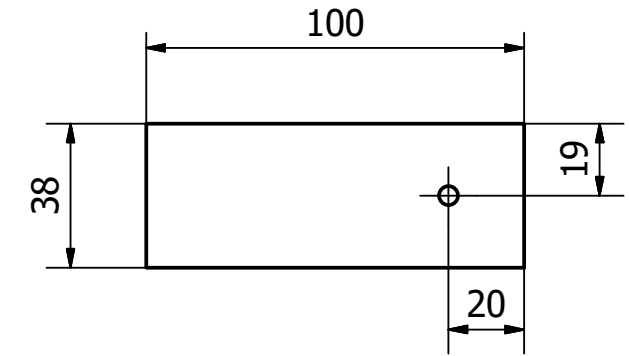
NOTA: LOS CHANCADORES SE ASEGURARAN MEDIANTE UN SEGURO DE ALUMINIO.



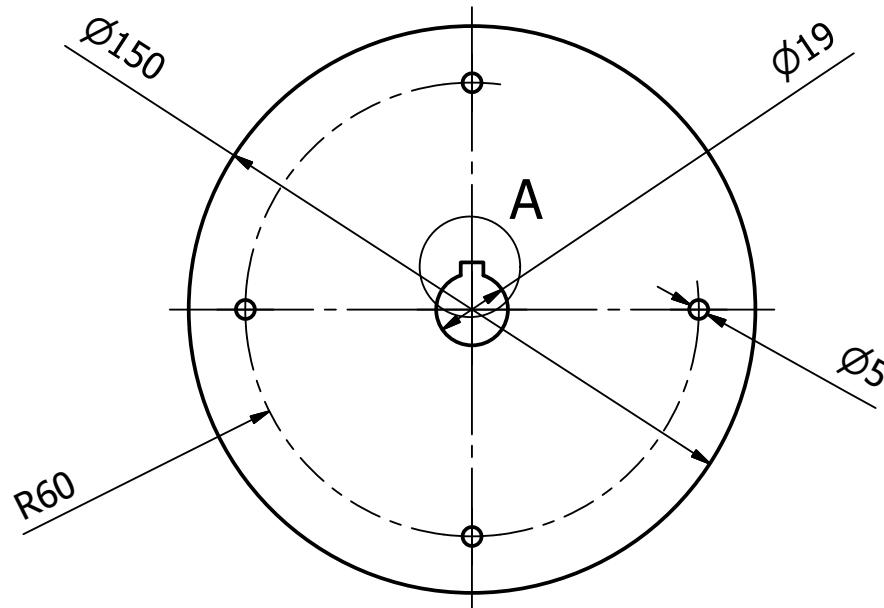
ELEMENTO: MO - 01
 ESCALA 1:2
 MAT: PL 5mm ASTM A36



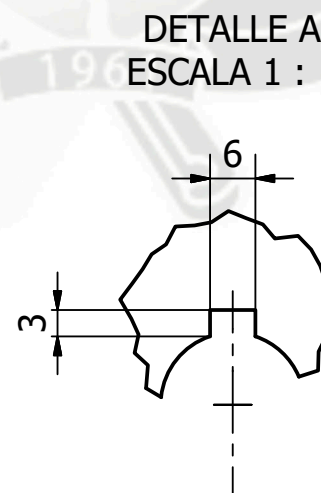
ELEMENTO: MO - 03
 ESCALA 1:2
 MAT: t=16mm ALUMINIO



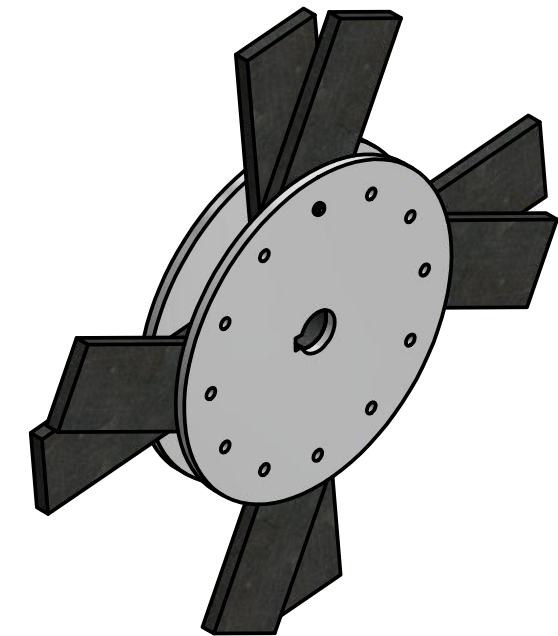
ELEMENTO: MO - 04
 ESCALA 1:2
 MAT: PL 5mm ASTM A36
 CANTIDAD: 08 UND.




ELEMENTO: MO - 02
 ESCALA 1:2
 MAT: PL 5mm ASTM A36



DETALLE A
 ESCALA 1 : 1



ELEMENTO: EN-03
 ESCALA 1:5
 VISTA ISOMETRICA

| | | | |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|---|
| Designed by Cuentas - Torres | 08/02/2016 | UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA | |
| Checked by Ing. Jorge Castro | | MOLINO EN-03 | |
| | | | |
| | | MÓDULO ANÁLISIS VIBRACIONAL |  Sheet 7 / 7 |