



FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**CONFIGURACIÓN DE SISTEMA DE MONITOREO  
CONTINUO @PTITUD SKF PARA 5 EQUIPOS  
ROTATORIOS CRÍTICOS DE PLANTA DE  
CELULOSA ARAUCO, CONSTITUCIÓN**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: FRANCISCO FUENTES

**SEBASTIÁN ROMERO ZAMORANO**

**CURICÓ - CHILE**

2021

## CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'. The right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'.

Curicó, 2022

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecer en primer lugar a todas las personas que me brindaron aliento en los momentos difíciles que pasé en el proceso de formación, en especial mi familia que siempre creyeron en mí, no dudaron, es más, sabían de todo lo que era capaz. Ellos brindaron motivación, trabajamos juntos en esto apoyando con lo que se tenía al alcance y más, orgulloso de estar donde estoy gracias a Uds. En segundo lugar, agradecer a mi círculo cercanos, familia completa, novia, amigos que del mismo modo aportaron con apoyo y sabiduría para así poder concluir este proceso de la mejor forma. En tercer lugar, a mis colegas y amigos de la universidad que compartimos conocimientos, módulos, grupos de trabajo, noches de estudio de tal forma poder sortear los obstáculos que se presentaban en nuestro camino. En cuarto lugar y no menos importante, agradecer profesores que también brindaron sabiduría y palabras de aliento cada vez que lo necesité. Gracias.

## **DEDICATORIA**

*Dedicado especialmente a mis padres, este primer logro es para ustedes.*

*Gracias por todo.*

## **RESUMEN**

La planta celulosa Arauco, constitución está pasando por un proceso de migración de sistema de monitoreo por condición, es por esto, que se llevará a cabo una recopilación de datos, parámetros y condiciones de trabajo de los equipos rotativos sobre el correcto funcionamiento de estos, para así, realizar una programación en el nuevo software de la empresa SKF. De esta forma se contará con un sistema unificado de monitoreo que servirá para analizar y detectar de forma temprana y oportuna los altos niveles de vibración, con lo que permitirá programar y establecer parámetros de operación, de tal forma que se pueda diagnosticar el origen de las vibraciones y problemas que se asocian para esta, visualizando el estado real de los equipos críticos mediante el software @ptitud de SKF.

# ÍNDICE GENERAL

|  |      |
|--|------|
| AGRADECIMIENTOS.....   | ii   |
| DEDICATORIA.....   | iii  |
| RESUMEN.....   | iv   |
| ÍNDICE GENERAL.....  | v    |
| ÍNDICE DE FIGURAS.....   | ix   |
| ÍNDICE DE GRÁFICOS.....  | xii  |
| ÍNDICE DE TABLAS.....  | xiii |
| CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....                                    | 1    |
| 1.1. ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN.....                              | 2    |
| 1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....                               | 3    |
| 1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA.....                                     | 3    |
| 1.4. OBJETIVOS.....  | 3    |
| 1.4.1. Objetivo general.....                                     | 3    |
| 1.4.2. Objetivos específicos.....                                | 3    |
| 1.5. ALCANCES.....   | 4    |
| 1.6. METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS.....                  | 5    |
| 1.7. RESULTADOS ESPERADOS.....                                   | 5    |
| 1.8. ORGANIZACIÓN MEMORIA ESCRITA.....                           | 6    |
| CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....                                   | 7    |
| 2.1. MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....                               | 8    |
| 2.1.1. Técnicas y herramientas del mantenimiento predictivo..... | 8    |
| 2.1.1.1. Ultrasonido.....  | 8    |
| 2.1.1.2. Termografía.....  | 9    |
| 2.1.1.3. Análisis de lubricantes.....                            | 9    |
| 2.1.1.4. Análisis de vibraciones.....                            | 9    |
| 2.1.2. Disponibilidad.....                                       | 9    |
| 2.1.3. Confiabilidad.....  | 10   |
| 2.1.4. Criticidad de equipo.....                                 | 11   |
| 2.1.5. Monitoreo por condición.....                              | 12   |
| 2.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE ANÁLISIS DE VIBRACIÓN.....             | 13   |
| 2.2.1. Vibraciones.....  | 13   |

|           |   |    |
|-----------|---|----|
| 2.2.2.    | Onda .....  | 14 |
| 2.2.3.    | Velocidad de la vibración .....                     | 15 |
| 2.2.4.    | Aceleración de la vibración .....                   | 15 |
| 2.2.5.    | Desplazamiento de la vibración.....                 | 16 |
| 2.2.6.    | Fase.....   | 16 |
| 2.2.7.    | Frecuencia natural y resonancia .....               | 17 |
| 2.2.8.    | Transformada de Fourier .....                       | 17 |
| 2.2.9.    | Análisis de envolvente.....                         | 18 |
| 2.2.10.   | Puntos de medición.....                             | 18 |
| 2.2.11.   | Sensores de medición.....                           | 19 |
| 2.2.11.1. | Sensor de proximidad .....                          | 19 |
| 2.2.11.2. | Sensor de velocidad .....                           | 19 |
| 2.2.11.3. | Acelerómetro .....                                  | 19 |
| 2.2.12.   | Problemas generados por vibraciones mecánicas ..... | 20 |
| 2.3.      | SINTOMATOLOGÍA DE EQUIPOS .....                     | 25 |
| 2.3.1.    | Desbalanceo.....                                    | 25 |
| 2.3.2.    | Desalineamiento .....                               | 28 |
| 2.3.2.1.  | Desalineamiento angular .....                       | 28 |
| 2.3.2.2.  | Desalineamiento paralelo .....                      | 29 |
| 2.3.2.3.  | Rodamiento desalineado o eje inclinado.....         | 29 |
| 2.3.3.    | Máquina distorsionada.....                          | 29 |
| 2.3.4.    | Soltura mecánica.....                               | 29 |
| 2.3.4.1.  | Soltura tipo A .....                                | 30 |
| 2.3.4.2.  | Soltura tipo B .....                                | 30 |
| 2.3.4.3.  | Soltura tipo C .....                                | 30 |
| 2.3.5.    | Falla de rodamiento .....                           | 30 |
| 2.3.5.1.  | BPFI .....  | 31 |
| 2.3.5.2.  | BPFO.....   | 32 |
| 2.3.5.3.  | BSF.....  | 32 |
| 2.3.5.4.  | FTF .....   | 32 |
| 2.3.5.5.  | Rodamiento suelto en el eje .....                   | 32 |
| 2.3.5.6.  | Rodamiento suelto en su alojamiento.....            | 32 |

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| 2.3.5.7.  | Daño por paso de corriente a través del rodamiento ..... | 33 |
| 2.3.6.    | Falla de engranajes .....                                | 33 |
| 2.3.6.1.  | Espectro normal.....                                     | 33 |
| 2.3.6.2.  | Desgaste en el diente .....                              | 33 |
| 2.3.6.3.  | Carga en el diente .....                                 | 34 |
| 2.3.6.4.  | Excentricidad de engranaje y backlash .....              | 34 |
| 2.3.6.5.  | Desalineación de engranaje .....                         | 35 |
| 2.3.6.6.  | Diente picado.....                                       | 35 |
| 2.3.6.7.  | Ajuste holgado del cojinete .....                        | 35 |
| 2.3.7.    | Falla en motores eléctricos .....                        | 36 |
| 2.3.7.1.  | Rotor con barras rotas .....                             | 37 |
| 2.3.8.    | Falla en descanso hidrodinámico.....                     | 37 |
| 2.3.8.1.  | Desgaste y holguras.....                                 | 37 |
| 2.3.8.2.  | Inestabilidad por remolino de aceite .....               | 38 |
| 2.3.8.3.  | Inestabilidad de latiguo de aceite .....                 | 38 |
| 2.3.9.    | Falla en bombas y ventiladores .....                     | 39 |
| 2.3.9.1.  | Paso de alabes o aspas .....                             | 39 |
| 2.3.9.2.  | Turbulencia en el flujo .....                            | 39 |
| 2.3.9.3.  | Cavitación.....  | 40 |
| 2.3.10.   | Vibraciones en correas .....                             | 40 |
| 2.3.10.1. | Bandas desgastadas o poca tensión.....                   | 40 |
| 2.3.10.2. | Desalineamiento en poleas.....                           | 41 |
| 2.3.10.3. | Excentricidad en poleas .....                            | 41 |
| 2.3.10.4. | Resonancia de banda.....                                 | 42 |
| 2.4.      | EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA .....                 | 42 |
| 2.4.1.    | ISO 10816.....   | 42 |
| 2.4.2.    | ISO 10816-1 .....  | 42 |
| 2.4.3.    | ISO 10816-2 .....  | 43 |
| 2.4.4.    | ISO 10816-3 .....  | 43 |
| 2.4.4.1.  | Tipo de máquina y potencia .....                         | 43 |
| 2.4.4.2.  | Flexibilidad del sistema de soporte .....                | 44 |
| 2.4.4.3.  | Altura de eje .....                                      | 44 |



|  |    |
|--|----|
| 2.4.4.4. Evaluación.....   | 44 |
| 2.4.5. ISO 10816-4 .....   | 45 |
| 2.4.6. ISO 10816-5 .....   | 45 |
| 2.4.7. ISO 10816-6 .....   | 45 |
| 2.4.8. ISO 10816-7 .....   | 45 |
| 2.5. SOFTWARE SKF .....  | 46 |
| CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA .....                                    | 48 |
| 3.1. SELECCIÓN DE EQUIPOS CRÍTICOS.....  | 49 |
| 3.2. BUSQUEDA DE FRECUENCIAS DE FALLAS ASOCIADAS A RODAMIENTOS DE EQUIPOS CRÍTICOS.....          | 50 |
| 3.3. CREACIÓN DE BASE DE DATOS .....   | 51 |
| 3.4. PROGRAMACIÓN DE ALARMAS EN SOFTWARE BAJO NORMA ISO 10816-3 E INGRESO DE BASE DE DATOS ..... | 52 |
| 3.4.1. Aplicación Norma 10816-3 .....  | 52 |
| 3.4.2. Creación de jerarquía.....  | 55 |
| 3.4.3. Creación de equipos.....  | 56 |
| 3.4.4. Creación puntos de medición .....   | 57 |
| 3.4.5. Configuración de equipo .....   | 57 |
| CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS .....   | 67 |
| 4.1. EQUIPOS CRÍTICOS .....  | 68 |
| 4.2. ANÁLISIS NORMA .....  | 68 |
| CONCLUSIONES.....  | 72 |
| REFERENCIAS .....  | 78 |
| ANEXO 1: EXCEL CON EQUIPOS CRÍTICOS.....   | 81 |
| ANEXO 2: ESPECTRO LABORATORIO UNIVERSIDAD DE TALCA .....   | 84 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1-1: Ubicación Celulosa Arauco, Constitución, fuente Google Maps.....  | 2  |
| Figura 2-1: Matriz de criticidad, fuente Revista IMG.....   | 11 |
| Figura 2-2: Onda de vibración simple, fuente apuntes Francisco Fuentes.....   | 14 |
| Figura 2-3: Movimiento oscilatorio, teoría de vibraciones William Thomson.....  | 15 |
| Figura 2-4: Fase entre ondas con 90° de retraso, fuente Guiracocha & Andrés, 2015 Universidad<br>politécnica salesiana sede cuenca.....   | 16 |
| Figura 2-5: Transformación de una vibración al dominio de frecuencia, fuente A-MAC. Análisis<br>de Maquinaria.....  | 18 |
| Figura 2-6: Planos de un punto monitoreado, fuente evaluación técnica y económica para<br>implementar monitoreo continuo de vibraciones en cementos bío-bío planta Curicó, R. Labbé.<br>..... | 19 |
| Figura 2-7: Deformación por flexión en barra empotrada, fuente P.C. Hibbeler.....   | 21 |
| Figura 2-8: Esfuerzo de flexión directamente proporcional al desplazamiento $\Delta$ , fuente P.<br>Saavedra.....   | 22 |
| Figura 2-9: Esfuerzos de flexión, $\sigma$ , son inversamente proporcional al largo del elemento al<br>cuadrado, fuente P. Saavedra.....  | 22 |
| Figura 2-10: Falla por fatiga, fuente ASM Handbook, vol.12: Fractography.....   | 23 |
| Figura 2-11: Diagrama esfuerzo-deformación para un material dúctil, fuente R.C. Hibbeler..  | 24 |
| Figura 2-12: Superposición de dos espectros, fuente apuntes Francisco Fuentes.....  | 26 |
| Figura 2-13: Espectro y forma de onda para el desbalance de un ventilador, fuente apuntes<br>Francisco Fuentes.....   | 27 |
| Figura 2-14: Desbalanceo estático, fuente Charlotte, 1996.....  | 27 |
| Figura 2-15: Desbalanceo tipo par, fuente Charlotte, 1996.....  | 27 |
| Figura 2-16: Desbalanceo dinámico, fuente Charlotte, 1996.....  | 28 |
| Figura 2-17: Desequilibrio de rotores en cantilibre, fuente Charlotte, 1996.....  | 28 |
| Figura 2-18: Desalineamiento angular, fuente Charlotte, 1996.....   | 28 |
| Figura 2-19: Desalineamiento paralelo, fuente Charlotte, 1996.....  | 29 |
| Figura 2-20: Rodamiento desalineado, fuente Charlotte, 1996.....  | 29 |
| Figura 2-21: Soltura tipo A, fuente Charlotte, 1996.....  | 30 |
| Figura 2-22: Soltura tipo B, fuente Charlotte, 1996.....  | 30 |
| Figura 2-23: Soltura tipo C, fuente Charlotte, 1996.....  | 30 |
| Figura 2-24: Etapas de averías en rodamientos, fuente Charlotte, 1996.....  | 31 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 2-25: Especificaciones de fórmulas de frecuencias de fallas, fuente power-mi.com.....   | 32 |
| Figura 2-26: Análisis de engranes, espectro normal, fuente Charlotte, 1996.....  | 33 |
| Figura 2-27: Espectro con desgaste en diente, fuente Charlotte, 1996.....  | 34 |
| Figura 2-28: Análisis de engranes, carga en diente, fuente Charlotte, 1996 .....   | 34 |
| Figura 2-29: Análisis de engranes, backlash, fuente Charlotte, 1996 .....  | 34 |
| Figura 2-30: Análisis de engranes, desalineación de engrane, fuente Charlotte, 1996 .....  | 35 |
| Figura 2-31: Análisis de engranes, diente picado, fuente Charlotte, 1996.....  | 35 |
| Figura 2-32: Holgura en el cojinete, fuente Charlotte, 1996.....   | 36 |
| Figura 2-33: Motor eléctrico, fuente Charlotte, 1996.....  | 36 |
| Figura 2-34: Holgura en descansos lisos, fuente Charlotte, 1996 .....  | 37 |
| Figura 2-35: Remolino de aceite en descanso planos, fuente Charlotte, 1996.....  | 38 |
| Figura 2-36: Latiguelo de aceite, fuente Charlotte, 1996 .....   | 38 |
| Figura 2-37: BPF, fuente Charlotte, 1996 .....   | 39 |
| Figura 2-38: Espectro BPF, fuente Charlotte, 1996 .....  | 39 |
| Figura 2-39: Flujo turbulento, fuente Charlotte, 1996.....   | 40 |
| Figura 2-40: Espectro de cavitación, fuente Charlotte, 1996 .....  | 40 |
| Figura 2-41: Correa desgastada, fuente Charlotte, 1996 .....   | 41 |
| Figura 2-42: Desalineamiento de poleas, fuente Charlotte, 1996.....  | 41 |
| Figura 2-43: Tipos de desalineamiento, fuente Charlotte, 1996.....   | 41 |
| Figura 2-44: Polea excéntrica, fuente Charlotte, 1996 .....  | 41 |
| Figura 2-45: Excentricidad, fuente Charlotte, 1996 .....   | 42 |
| Figura 2-46: Resonancia de banda, fuente Charlotte, 1996.....  | 42 |
| Figura 2-47: Resonancia, fuente Charlotte, 1996 .....  | 42 |
| Figura 2-48: Evaluación de severidad, fuente ISO.....  | 45 |
| Figura 2-49: Diagrama de proceso de análisis SKF, fuente SKF.....  | 47 |
| Figura 2-50: Comunicación Software @ptitud, fuente SKF .....   | 47 |
| Figura 3-1: Puntos de medición cuando no se tiene acceso a la caja del rodamiento √: Ubicación correcta, X: Ubicación incorrecta, fuente P. Saavedra ..... | 53 |
| Figura 3-2: Representación altura de eje máquina, fuente P. Saavedra .....   | 54 |
| Figura 3-3: Software SKF, fuente propia .....  | 55 |
| Figura 3-4: Software SKF, fuente propia .....  | 56 |
| Figura 3-5: Software SKF, fuente propia .....  | 57 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 3-6: Software SKF, fuente propia .....   | 58 |
| Figura 3-7: Software SKF, fuente propia .....   | 59 |
| Figura 3-8: Configuración de norma. Fuente propia .....                                     | 60 |
| Figura 3-9: Carga de rodamiento a software, fuente propia .....                             | 61 |
| Figura 3-10: Ingreso frecuencias de fallas fundamentales de rodamiento, fuente propia ..... | 62 |
| Figura 3-11: Notas del equipo, fuente propia .....  | 63 |
| Figura 3-12: Pestaña para cargar imágenes de equipo, fuente propia .....                    | 64 |
| Figura 3-13: Filtros para análisis de fallas, fuente propia .....                           | 65 |
| Figura 3-14: Filtros para análisis de falla .....   | 66 |
| Figura 4-1: Unidad motor-ventilador analizada, fuente P. Saavedra .....                     | 69 |
| Figura 4-2: Espectro medido en el punto B-V del motor, fuente P, Saavedra .....             | 70 |
| Figura 4-3: Rodamiento 7314 BECBM, fuente indiamart .....                                   | 75 |
| Figura 4-4: Rodamiento NUP 313, fuente rsdelivers. ....                                     | 76 |
| Figura 4-5: Nivel bajo de líquido lubricante en bomba, fuente propia .....                  | 76 |
| Figura 4-6: Nivel corregido de lubricante en bomba, fuente propia .....                     | 77 |

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

|  |    |
|--|----|
| Gráfico 2-1: Gráfico de la resistencia a la fatiga de un acero SAE 4130 para diferentes números de ciclos de vida, fuente P. Saavedra..... | 23 |
| Gráfico 4-2: Tendencia de un equipo, fuente A-Maq.....   | 72 |
| Gráfico 4-1: Zonas de funcionamiento bajo norma ISO para monitoreo operacional, fuente P. Saavedra.....                                    | 73 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|  |    |
|--|----|
| Tabla 3-1 Tabla de cálculo de criticidad de equipo.....  | 49 |
| Tabla 3-2: Rodamientos de activos críticos con sus respectivas frecuencias de fallas, elaboración propia.....                  | 50 |
| Tabla 3-3: Base de datos equipos críticos, elaboración propia.....   | 51 |
| Tabla 3-4: Clasificación tipo de máquina potencia nominal o altura del eje a la base, fuente ISO 10816-3.....                  | 53 |
| Tabla 3-5: Tabla base para aplicar norma ISO-10816-3, elaboración propia .....   | 54 |
| Tabla 3-6: Velocidades de vibraciones en valores mm/seg RMS de equipos críticos bajo norma ISO10816-3, elaboración propia..... | 55 |
| Tabla 4-1: Análisis de rodamiento, Fuente: Elaboración propia .....  | 74 |
| Tabla 4-2: Especificación rodamientos equipo 511J102, fuente SKF.....  | 75 |

# **CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN**

## 1.1. ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN

Este proyecto mecánico se aborda la disciplina de la física mecánica, analizando comportamientos de equipos críticos de la planta de celulosa Arauco y Constitución.

Celulosa Arauco y Constitución es una empresa chilena que se dedica a la producción de pulpa de celulosa y otros derivados del proceso como madera aserrada, paneles, Tall oil, trementina, entre otros subproductos. La Celulosa Arauco se caracteriza por poseer excelentes cualidades, destacando entre ellas sus propiedades mecánicas y limpieza. Se comercializa en múltiples mercados y cuenta con un sinnúmero de usos relacionados con la industria del papel y sus derivados, productos con los que interactuamos día a día. Esta organización posee estándares en la ejecución de procesos para así cumplir con metas de calidad y productividad, necesitan tener en su control el estado real de sus equipos utilizados en las líneas de producción, para así no ralentizar el producto final.

La actualización de herramientas que mejoren la calidad de trabajo siempre generará un cambio positivo en la ejecución del problema. El nivel de tecnología permite conocer un estado real en la condición de los equipos rotatorios, generando tendencias y confiabilidades en el estudio del comportamiento de señales arrojadas por los equipos en funcionamiento.

Actualmente, debido a la pandemia del virus COVID-19 tuvo que ralentizarse el proceso de implementación debido a gran cantidad de personal que esto conlleva considerando capacitadores desde el extranjero. De modo que, una forma de no estancar el proyecto es seguir investigando en los registros y bases de datos para así poseer una buena confiabilidad de datos en los equipos a estudiar para poseer una preparación avanzada al momento que sea implementado este sistema.



Figura 1-1: Ubicación Celulosa Arauco, Constitución, fuente Google Maps.



## **1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

La planta de producción de celulosa al no poseer un sistema unificado de monitoreo hace que se dificulte enormemente el proceso de análisis de falla, ya que:

- Obliga a tomar datos de manera aislada.
- No incluye datos de procesos productivos, impidiendo relacionar estas variables con los síntomas de falla.
- Existe una baja visibilidad de datos, tanto para el mantenimiento como para las operaciones, que permita administrar mejor oportunidad de ejecución de los trabajos de normalización de equipos.

Actualmente el sistema de monitoreo predictivo de Planta Constitución está operando con muchas fallas principalmente por obsolescencia tecnológica. Lo anterior, disminuye de manera importante la detección temprana de problemas que afecten el proceso productivo que mencionamos anteriormente.

## **1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA**

Como solución a la problemática se propone preparar la migración a un sistema de monitoreo continuo, @ptitud de SKF, contemplando inicialmente equipos críticos de la línea de producción de celulosa, Esta consiste primeramente en la recopilación de datos históricos de los equipos críticos a monitorear, posteriormente ingresarlos al software @ptitud de SKF y parametrizar el funcionamiento alarmando estados irregulares o fuera de la norma ISO10816-3. Esta implementación de sistema de monitoreo por condición permitirá conocer un estado en tiempo real de la máquina relacionándolo con datos productivos y tendencias históricas registradas. Es por esto, que existen empresas que realizan el monitoreo de equipos en tiempo real, desplazando las tomas de mediciones puntuales en las ubicaciones físicas de los equipos, evitando riesgos y reduciendo el tiempo de análisis.

## **1.4. OBJETIVOS**

### **1.4.1. Objetivo general**

Configurar un sistema de monitoreo continuo con el software @ptitud de SKF para equipos rotatorios críticos de planta de celulosa Arauco, Constitución bajo la norma ISO 10816-3.

### **1.4.2. Objetivos específicos**

- Objetivo específico 1: Realizar un estado del arte que contemple tipos de mantenimiento, vibraciones mecánicas, normativa para un buen funcionamiento en equipos rotativos.
- Objetivo específico 2: Seleccionar 5 equipos críticos de las principales áreas de la planta de celulosa Constitución para trabajar con un rango acotado de equipos.

## Capítulo 1. Introducción

- Objetivo específico 3: Estudiar planos o referencias para así poder determinar el tipo de descanso o modelo de rodamiento que posea el equipo crítico y su frecuencia de falla asociada, de tal forma establecer la ubicación del punto de medición y la orientación del sensor según el tipo de máquina.
- Objetivo específico 4: Crear un base de datos de las condiciones de operación de equipos críticos, tales como RPM, caudales, temperaturas.
- Objetivo específico 5: Designar parámetros de operación de equipos críticos bajo normativa ISO 10816-3.

### 1.5. ALCANCES

El alcance que aborda este proyecto de memoria consta solo en configurar alarmas globales basadas en norma ISO 10816-3 en el software de monitoreo continuo de equipos @ptitud SKF. Esta programación se realizará con la información de equipos proporcionada por la empresa de celulosa ARAUCO Constitución.

La licencia del software @ptitud SKF donde se realiza la programación de alarmas es de carácter privado y es utilizado de mediante el acceso remoto proporcionado por el profesor guía debido a la pandemia que nos afecta.

Se establece que la implementación e instalación física del sistema de monitoreo de software @ptitud SKF, no será parte de investigación de este proyecto de memoria debido a la gran envergadura monetaria, además de la cantidad de equipos y componentes que abarca dicha implementación. La configuración por realizar indicará el proceso de parametrización de alarmas globales de vibración en valores RMS de un solo equipo a modo de referencia, lo cual se procederá autónomamente la configuración para los equipos faltantes. Dada la magnitud de análisis del software, permite configurar otros modos de falla y filtros que posee este para definir un análisis más detallado, preciso y certero.

La información recopilada, analizada y estudiada acerca de los equipos reales de la planta de celulosa constitución será adjunto como anexo en el presente documento dado que este es un documento de elaboración propia, no así los planos y documentos de dichos activos analizados que son de propiedad de Celulosa Arauco y Constitución S.A. Es por esta razón que se respeta el derecho a esta información.

Esta memoria se enfoca en poder alcanzar una excelencia operacional y llegar a poseer una confiabilidad de datos reales de los equipos, lo que da opción a mejor continuamente el proceso de fabricación de pulpa de celulosa.

En el mejor de los casos y si la situación de pandemia lo permitiese, además del plan paso a paso correspondiente a la fase de la comuna, se esperó optar a una toma de datos en el laboratorio de Ingeniería Civil Mecánica de la Universidad de Talca para así realizar un análisis de datos obtenidos, el cual no fue posible.

## **1.6. METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS**

La metodología que se utilizará en este proyecto de memoria apunta directamente a como se abordará cada uno de sus objetivos específico. Primeramente, la metodología a utilizar consiste en una búsqueda intensiva de información y sustento teórico a través de libros, papers, revistas, material de cursos de análisis, páginas web y toda información que respalde la medición de una vibración mecánica como un mantenimiento predictivo. Una vez finalizada la búsqueda de información y sustento teórico, se seleccionará los activos físicos que posean una mayor criticidad dentro de cada una de las áreas en la cual se divide la planta de celulosa, Constitución, donde internamente se denominó una frecuencia de falla y una consecuencia de la máquina, esto mediante un gráfico determinará la criticidad del equipo. Se adjuntará un listado con la totalidad de equipos críticos. Siguiendo en la descripción metodológica del objetivo número, se indagará en los archivos internos de la planta acerca del equipo, a fin de encontrar el modelo del rodamiento e ingresarlo a SKF Engineering Calculator (Herramienta SKF para cálculos de ingeniería) de tal forma poder obtener las frecuencias de fallas para los cojinetes que serán adjuntos en tabla de elaboración propia. Las herramientas utilizadas para la recopilación de información de los equipos a estudiar será SAP, archivo técnico del sistema interno, documentos digitales y planillas de biblioteca de planta que posean información sobre los equipos seleccionado. Se creará una planilla Excel con la base de datos con parámetros de operación anteriormente recopilados. Finalmente abordando el objetivo específico 5 se configurará el software de monitoreo on line @ptitup de SKF ordenando los equipos por jerarquías o también llamados árbol de equipos, posteriormente se ingresará la información recopilada, para así, programar alarmas de vibraciones bajo la normativa ISO 10816-3.

## **1.7. RESULTADOS ESPERADOS**

En relación con los resultados esperado, se puede inferir que se espera obtener los siguientes resultados acotando cada objetivo específico mencionado anteriormente y descrito a continuación.

En primer lugar, se espera poseer una base teórica que sustente el proyecto a cabalidad.

En segundo lugar, se espera la selección de 5 equipos críticos para centrar el estudio y aplicar la norma ISO10816-3 en un grupo acotado de activos.

En tercer lugar, se espera que información recopilada acerca los equipos críticos sea almacenada en un documento Excel y expuesto en una tabla con los 5 activos seleccionados que se utilizará para una posterior migración de sistema de monitoreo, la cual contemplará un registro de condiciones operaciones real que podrá ser cargados al sistema para un buen uso organizacional. Esto aumentará la confiabilidad de proceso, de equipos y apuntará a una confiabilidad operacional. De esta forma, la organización poseerá una información en tiempo real de sus equipos críticos de la línea de producción, creando información de tiempos de parada,

## Capítulo 1. Introducción

generando tendencias de fallas, vida útil, constancia y duración de lubricación, como también se podrá relacionar las fallas con los datos de proceso, además, esto disminuirá las rutas de monitoreo físico realizadas por analistas, se podrá relacionar los datos operacionales con datos de los equipos tales como cargas, temperaturas, velocidades, corrientes, entre otras.

En cuarto lugar, se espera encontrar las frecuencias de fallas propias de los rodamientos pertenecientes a los equipos críticos seleccionados.

En quinto lugar, se configurará las alarmas de vibraciones globales para equipos críticos seleccionados bajo la norma ISO 10816-3 además se ingresarán las frecuencias de fallas fundamentales de rodamientos en software @ptitud de SKF.

### **1.8. ORGANIZACIÓN MEMORIA ESCRITA**

En la primera parte este documento comienza a presentarse una introducción a la empresa en la cual se decide implementar este sistema de monitoreo, poniendo al descubierto sus carencias de visualización de datos y problemas en la toma de decisiones. A su vez, se menciona como la Pandemia afectó el proceso de planificación y preparación para la migración que se realizaría a fines de marzo del año 2020.

Una vez conociendo los puntos a atacar, se plantean objetivos tanto general como específicos, de tal forma se pueda abarcar a totalidad la problemática mencionada. Se presenta la solución propuesta que corresponde a la configuración este sistema de monitoreo, del mismo modo, se definen los resultados esperados y alcances que se contemplarán en el desarrollo de este escrito.

Se presenta una base teórica que sustente las materias a trabajar, sintomatologías de fallas e información propia del software además de las normas sobre las cuales se trabajará.

A continuación, se expone el desarrollo de la problemática, seleccionando los equipos críticos de la planta de celulosa Arauco, Constitución. Se desarrolla una búsqueda de información acerca de esos equipos en particular, de tal forma, obtener la mayor información fidedigna que posteriormente será registrada en un documento adjunto en los anexos de tal forma programar el funcionamiento de equipos y alarmas de parámetros fuera de norma.

Se espera realizar una medición en el laboratorio de la facultad de ingeniería mecánica para poder analizar los datos obtenidos y comprobar el estado real del equipo.

Finalmente se realiza un análisis de norma, de datos, rodamientos de los activos en cuestión y se concluye con lo estudiado a lo largo de este proceso.

## **CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO**

## 2.1. MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Es un tipo de mantenimiento que tiene como objetivo predecir futuras fallas en equipos que se encuentran en una línea de producción, mediante técnicas no destructivas ya sea inspección visual, medición, prueba y análisis mediante diversas herramientas que detectan magnitudes en una variedad de escalas, definiendo un estado real en el funcionamiento de la máquina.[1]

En estos días las plantas industriales se esmeran por tener en buen estado y funcionando de manera adecuada las instalaciones que la conforman; mejorando sus equipos, realizando mantenimiento de manera periódica, siguiendo las normas de seguridad, realizando una buena instalación eléctrica en toda la planta y contratando a los mejores profesionales que le den el uso adecuado, pero a pesar de eso siguen ocurriendo fallas dentro de la planta que generan grandes pérdidas tanto económica y de tiempo.

Con el desarrollo de la tecnología, en el mercado se consiguen equipos analizadores de vibración y paquetes informáticos que agilizan y facilitan el análisis de vibraciones, porque entregan al usuario las gráficas de las señales de las vibraciones ya sea en el dominio del tiempo o la frecuencia para que se pueda realizar su interpretación y emitir un diagnóstico acertado.[1]

### 2.1.1. Técnicas y herramientas del mantenimiento predictivo

#### 2.1.1.1. *Ultrasonido*

Este método estudia las ondas de sonido de alta frecuencia producidas por los equipos especiales que no son perceptibles por el oído humano.

El sonido cuya frecuencia está por encima del rango de captación del oído humano (20 a 20.000 Hertz) se considera ultrasonido. Casi todas las fricciones mecánicas, arcos eléctricos y fugas de presión o vacío producen ultrasonido en un rango aproximado a los 40 Khz frecuencia con características muy aprovechables en el mantenimiento predictivo, puesto que las ondas sonoras son de corta longitud atenuándose rápidamente sin producir rebotes. Por esta razón, el ruido ambiental por más intenso que sea no interfiere en la detección del ultrasonido. Además, la alta direccionalidad del ultrasonido en 40 Khz. permite con rapidez y precisión la ubicación de la falla.[2]

Esta técnica de mantenimiento predictivo permite:

- Detección de fricción en máquinas rotativas.
- Detección de fallas y/o fugas en válvulas.
- Detección de fugas de fluidos.
- Pérdidas de vacío.
- Detección de arco eléctrico.
- Verificación de la integridad de juntas de recintos estancos.

La aplicación del análisis por ultrasonido se hace indispensable especialmente en la detección de fallas existentes en equipos rotantes que giran a velocidades inferiores a las 300 RPM, donde la técnica de medición de vibraciones se transforma en un procedimiento ineficiente.

De modo que la medición de ultrasonido es en ocasiones complementaria con la medición de vibraciones, que se utiliza eficientemente sobre equipos rotantes que giran a velocidades superiores a las 300 RPM. [2]

#### *2.1.1.2. Termografía*

La termografía infrarroja es un tipo de ensayo no destructivo que tiene como objetivo medir y visualizar la temperatura de una superficie a distancia y sin contacto.[3]

Como es sabido, el ser humano no está capacitado para percibir temperaturas a simple vista dado que la visión no posee sensores de radiación infrarroja emitidas por el calor. Las cámaras termográficas están diseñadas para la medición de radiación, específicamente la longitud de onda emitida por la temperatura en cuestión.

#### *2.1.1.3. Análisis de lubricantes*

El análisis de lubricantes tiene como fin detectar la presencia de partículas de material asimiladas al desgaste de los elementos, como también el deterioro del lubricante, viscosidad, contaminantes y la presencia de agua que disminuya la eficiencia del fluido lubricante.[3]

#### *2.1.1.4. Análisis de vibraciones*

Para comenzar se puede definir la vibración como el movimiento oscilatorio de pequeña amplitud. Para realizar su medición, es necesario anclar a la carcasa de la máquina, específicamente en los descansos, un sensor receptor del desplazamiento, aceleración o velocidad según dependa la medición y la revolución de esta. Existe un estudio con la manifestación de estas vibraciones por patrones, los cuales identifican la problemática presente en cada situación.

### **2.1.2. Disponibilidad**

Se entiende por disponibilidad al tiempo que se encuentra operando el equipo sobre un total de horas posibles, en las que la máquina se encuentra operando. En aplicaciones mineras se logran elevadas cifras de disponibilidad de equipos. Este concepto se mide en porcentaje, donde se puede ver representado a continuación:

Un punto importante de destacar de este concepto es que solo interesa que el equipo se encuentre operando, no importa si este se encuentra operando en buenas condiciones o en la plenitud de ellas, por ejemplo, puede estar operando a la mitad de su rendimiento óptimo, pero el equipo está disponible. Por lo que no necesariamente una buena disponibilidad de un equipo

me asegure un nivel de producción determinado o una calidad de producto óptima para el mercado objetivo para el que nos encontramos produciendo.[3]

$$R(t) = \frac{d_1(t)}{d(t)} \quad (1)$$

En donde  $d_1$  es el tiempo de operación la máquina sin problema y  $d$  corresponde al tiempo total de la operación. Al momento en que la máquina posee algún desperfecto y deje de operar, o simplemente no está disponible cuando se le solicite, comienza a disminuir su disponibilidad.

### 2.1.3. Confiabilidad

Según la AEM (Asociación Europea de Mantenimiento) se define confiabilidad como la capacidad de un activo para realizar su función en condiciones y rendimiento especificados durante un período de tiempo determinado. considera la condición del equipo durante el período que se encuentra funcionando y se expresa como la probabilidad de que la unidad funcione correctamente según sus condiciones de diseño durante un período de tiempo.[3]

Se puede observar su ecuación a continuación

$$R(t) = \frac{n_1(t)}{n(t)} \quad (2)$$

Donde:

$R(t)$ : Confiabilidad en función del tiempo.

$n_1(t)$ : Número de unidades que han cumplido su función satisfactoriamente.

$n(t)$ : Número total de unidades.

Se trata de tener un buen mantenimiento, bien sea predictivo, correctivo o preventivo, para garantizar la confiabilidad de equipos críticos. Si a esto se suma la posibilidad de tener un registro de las tendencias y evolución de los diversos parámetros de operación de un activo, la mejora en la confiabilidad de dicho activo estará garantizada.

La confiabilidad y disponibilidad de equipos y datos ha integrado estrategias del mantenimiento con técnicas de identificación, administración, gestión, control como:

- RMB (Mantenimiento basado en confiabilidad)
- TPM (Mantenimiento productivo total)
- TPP (Productividad total de planta)
- Diagrama de Pareto
- Diagrama cola de pescado
- Análisis causa-raíz



- 5PQ
- FMECA
- Diagrama de Ishikawa

#### 2.1.4. Criticidad de equipo

El análisis de criticidad es un conjunto de metodología que permite definir la jerarquía o prioridades de un proceso, sistema, equipos y/o, según el parámetro de valor conocido como “Criticidad” que es proporcional al “Riesgo”, generando una estructura que facilita la toma de decisiones acertadas y efectivas, direccionando los esfuerzos y recursos técnico-económicos en áreas y eventos que tienen mayor impacto en el negocio.[4]

Los ingenieros y empleados de las plantas industriales deben saber cuáles son sus equipos críticos que afectan su confiabilidad en el sector productivo. Por eso es importante entender cuáles son las máquinas críticas en un proceso productivo para tener una información verídica, poseer un control de equipos que podría generar un gran índice de prioridad de riesgo.

De tal modo que cuando se detecta a tiempo señales de fallas que pueden degenerar situaciones catastróficas, es clave para garantizar la confiabilidad de equipos críticos en una planta de producción. Y si no se cuenta con el personal suficiente para todos los niveles, con más razón se debe de obtener información para proporcionarlo a los responsables de cada área.

**MATRIZ DE CRITICIDAD**

|            |   |              |    |    |    |    |    |   |
|------------|---|--------------|----|----|----|----|----|---|
| FRECUENCIA | 1 | SC           | SC | C  | C  | C  | C  | C |
|            | 2 | SC           | SC | SC | C  | C  | C  | C |
|            | . | NC           | SC | SC | SC | C  | C  | C |
|            | . | NC           | NC | SC | SC | SC | C  | C |
|            |   | NC           | NC | NC | SC | SC | C  | C |
|            | N | NC           | NC | NC | NC | SC | SC | C |
|            |   |              | 1  | 2  | .  | .  |    |   |
|            |   | CONSECUENCIA |    |    |    |    |    |   |

Figura 2-1: Matriz de criticidad, fuente Revista IMG

La criticidad o nivel crítico viene dado por la siguiente ecuación

$$Criticidad = Frecuencia \times consecuencia \quad (3)$$

En donde la frecuencia hace énfasis al número de falla del equipo en un tiempo determinado, mientras que la consecuencia apunta al impacto operacional (pérdida de producción total o parcial dependiendo de logística y operaciones), costos de mantenimiento (repuestos, H.H., insumos), impactos de seguridad y ambiental.

### **2.1.5. Monitoreo por condición**

Los ingenieros y técnicos de mantenimiento confían en los equipos de Monitoreo de Condición y las técnicas de mantenimiento predictivo para garantizar que el equipo crítico opere de manera más eficiente y que duren más tiempo.

Y como lo explica el Ing. Deran, con el proceso de automatización en plantas industriales, la tecnología en el mantenimiento predictivo está creciendo rápidamente. Precisamente, allí el Monitoreo de Condición es una de sus actividades más importantes. Se trata del proceso de medir de manera periódica uno o más parámetros en las máquinas para identificar cambios significativos.[5]

De tal modo que el mayor beneficio del mantenimiento predictivo es encaminar las acciones hacia aquellos componentes con el uso de tecnologías aplicadas en el monitoreo de condición, como análisis de vibraciones, medición de temperatura, termografía, ultrasonido, análisis de lubricante, etc.

En este sentido, los costos de los sistemas de monitoreo de condición dependen del tipo de sistema que se elija y que puede ser fijo o puede ser portátil. Por supuesto, los primeros necesitan una mayor inversión si el número de máquinas es grande. Por el contrario, los sistemas portátiles son más económicos, pero necesitan de un especialista que este periódicamente midiendo cada máquina.

Otro tema tratado en la ponencia del Ing. Deran fue referente al análisis y diagnóstico industrial que permite la evaluación de la situación actual de la empresa a todos los niveles. Ello es importante porque sirve de base para la mejor toma de decisiones, permitiendo mejorar el funcionamiento de la empresa y generar ahorros en operación y mantenimiento.

En este punto es importante contar con el Software de Monitoreo que ayudan a supervisar la red Wi-Fi remotamente y en cualquier momento. Es decir; el monitoreo de red es el uso de un sistema que constantemente monitoriza una red de computadoras para detectar componentes defectuosos o lentos.

De tal modo que este tipo de monitoreo de condiciones online para el mantenimiento predictivo no solamente ahorra gastos para reparación y mantenimiento en una planta, sino que aumenta la rentabilidad de las plantas industriales.[5]

Muchas plantas operan las 24 horas, los 7 días de la semana, y solo se detienen mensual, trimestral o anualmente, en la PGP (parada general de planta) para el mantenimiento de rutina o inspección de equipos. Detener más de esto puede costarle a la planta una cantidad

significativa de dinero. El monitoreo continuo de vibraciones en línea ayuda a monitorear la condición de maquinaria muy usada o maquinaria con problemas y envía alertas cuando esa condición cambia.

El monitoreo continuo permite realizar tareas de mantenimiento en equipos ubicados en lugares de difícil acceso. Las máquinas en techos, torres de enfriamiento y aquellas que operan en áreas de alta temperatura pueden monitorearse continuamente para detectar anomalías de vibración, lo que permite realizar el mantenimiento en un momento conveniente. Esto evita paradas de producción no planificado y evita que el personal de mantenimiento acceda personalmente a estas ubicaciones innecesariamente.

Beneficios de monitoreo por condición:

- Poseer la capacidad de tener un estado real del funcionamiento de la máquina, alertar cuando exista algún problema para que de esta manera se eviten fallas catastróficas antes que se detenga completamente al llegar a parámetros considerados peligrosos. De tal forma no generar pérdidas en la producción del proceso.
- Detectar automáticamente cuando exista un problema en la máquina y generar una alarma.
- Reducir los tiempos de detención y puesta en marcha.
- Planificar la detención de equipos para una optimización del tiempo de reparación o reemplazo.
- Predecir futuras fallas en el dominio del tiempo.
- Reducción de la mano de obra.
- Reducción de accidentes y el aumento de la seguridad.
- Generar una tendencia de falla para planificación.
- Puede tomar lecturas continuas de vibraciones en varios equipos en tiempo real y enviar los datos directamente a su móvil, alarmando cualquier estado fuera de norma.

## **2.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE ANÁLISIS DE VIBRACIÓN**

### **2.2.1. Vibraciones**

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

La vibración en maquinaria rotatoria es normalmente considerada como indeseable, ya que produce deterioro mecánico, desgaste y ruido molesto. Esto es especialmente cierto cuando los niveles de vibración presentes sobrepasan los límites de operación satisfactoria. Una maquinaria que opera con niveles excesivos puede tener una falla grave, llegando algunas veces a ser catastrófica. La utilización del análisis de vibración es el mejor medio existente para

diagnosticar la presencia y conocer el origen de una falla. Los altos niveles de vibración representan síntomas de anomalías en el estado de funcionamiento de las máquinas rotatorias. Cada problema mecánico o defecto, genera un tipo de vibración característico lo que permite analizar el tipo de vibración con el fin de identificar su causa y tomar las acciones apropiadas de reparación.[6]

### 2.2.2. Onda

Las ondas sinusoidales que transmiten la máquina son las principales señales de vibración en el dominio del tiempo. Las manifestaciones de estas ondas están caracterizadas por patrones que se pueden asociar a fallas provocadas por diversos factores. Las ondas están compuestas por una amplitud, frecuencia, longitud de onda y una fase que las separa en el dominio del tiempo.

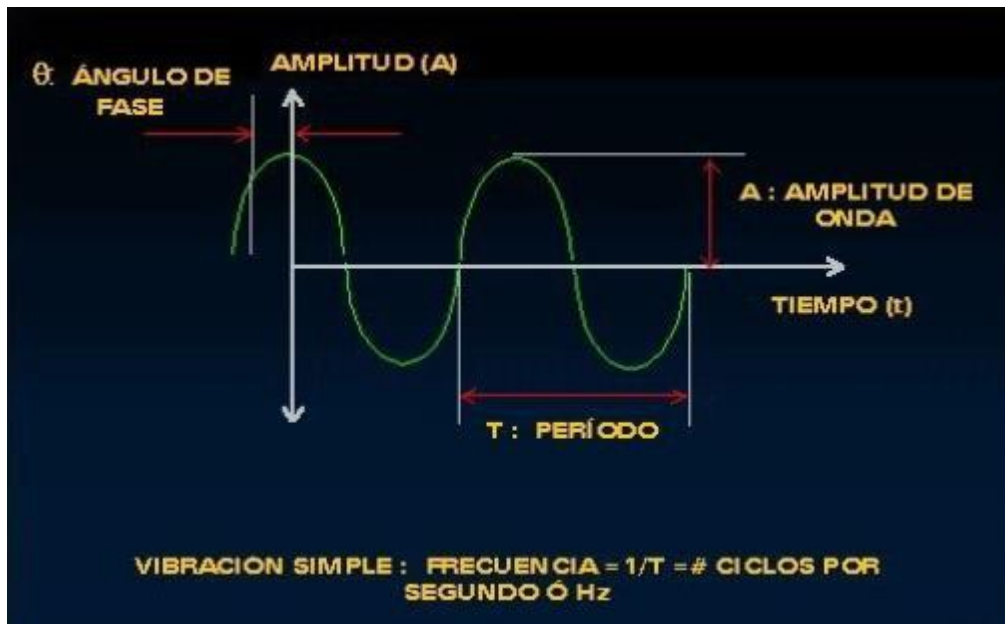


Figura 2-2: Onda de vibración simple, fuente apuntes Francisco Fuentes

El movimiento para un sistema de 1 grado de libertad estará dado por la ecuación N°4:

$$x = A \sin 2\pi \frac{t}{r} \quad (4)$$

Donde A es la amplitud de oscilación medida desde la posición de equilibrio de la masa y r el periodo. El movimiento se repite cuando t llega al valor de r. Generalmente el movimiento armónico se representa como la proyección sobre una línea recta que desde un punto que se mueve alrededor de una circunferencia a velocidad constante, obteniendo la ecuación N°5:

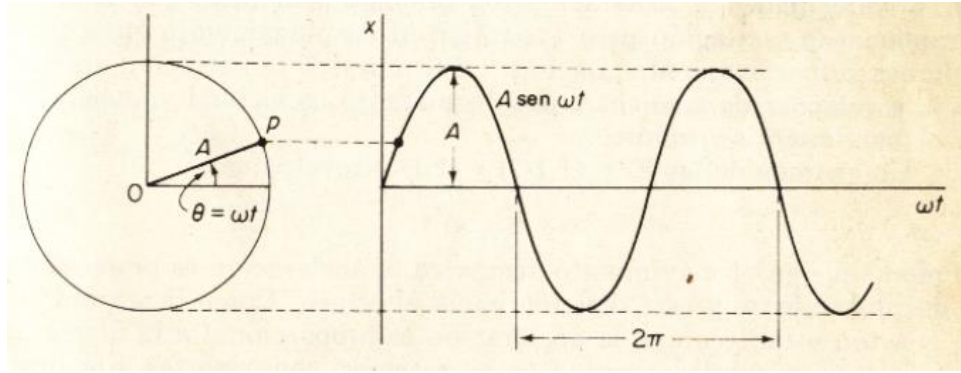


Figura 2-3: Movimiento oscilatorio, teoría de vibraciones William Thomson

$$x = A \sin \omega t \quad (5)$$

Donde  $\omega$  es la frecuencia angular medida en radianes por segundo, como el movimiento se repite en un periodo de  $2\pi$  se obtiene la ecuación N°6

$$\omega = \frac{2\pi}{t} = 2\pi f \quad (6)$$

### 2.2.3. Velocidad de la vibración

Es una medida de la rapidez con que se desplaza la onda cuando se presenta la vibración o perturbación. La velocidad vibratoria es cero cuando la masa pasa por los límites superior e inferior ya que en estos puntos la masa se detiene. La velocidad es máxima cuando la masa pasa por la posición de equilibrio, positiva cuando se mueve hacia arriba y negativa cuando se mueve hacia abajo.

La velocidad está relacionada con la fuerza destructiva de la vibración, por lo que es el parámetro más importante. Da igual importancia a las frecuencias altas y bajas. Por lo general, el valor RMS de la velocidad (medido en el rango de 10 a 10,000 Hz) muestra el mejor signo de gravedad de la vibración. RMS se calcula multiplicando la amplitud máxima por 0,707.[7]

### 2.2.4. Aceleración de la vibración

La aceleración es la razón de cambio de la velocidad en un tiempo determinado. Aquí, se aplica la Segunda Ley de Newton que dice lo siguiente e la ecuación N°7:

$$a = F/m \quad (7)$$

Donde  $a$ , corresponde a la aceleración,  $F$  es la fuerza resultante que actúa sobre la masa  $m$ .

La aceleración otorga mayor importancia a las frecuencias altas. Sin embargo, una señal de aceleración no es exclusiva. La señal de aceleración se puede convertir a velocidad o desplazamiento.[7]

### 2.2.5. Desplazamiento de la vibración

Indica la cantidad de movimiento que la masa experimenta con respecto a su posición de reposo. [1]

Al igual que la aceleración otorga una mayor importancia a las frecuencias altas, el desplazamiento observa las frecuencias bajas. Las mediciones de desplazamiento generalmente solo se usan cuando se examina la imagen general de las vibraciones mecánicas. Puede utilizar el desplazamiento para descubrir el desequilibrio en una parte giratoria debido a una cantidad significativa de desplazamiento en las frecuencias de rotación del eje de la máquina.[7]

### 2.2.6. Fase

Es el desplazamiento en tiempo entre dos ondas que son medidas en términos de ángulos. Si presenta una fase de  $360^\circ$  hace referencia a, el retraso de la otra onda en un ciclo o revolución.

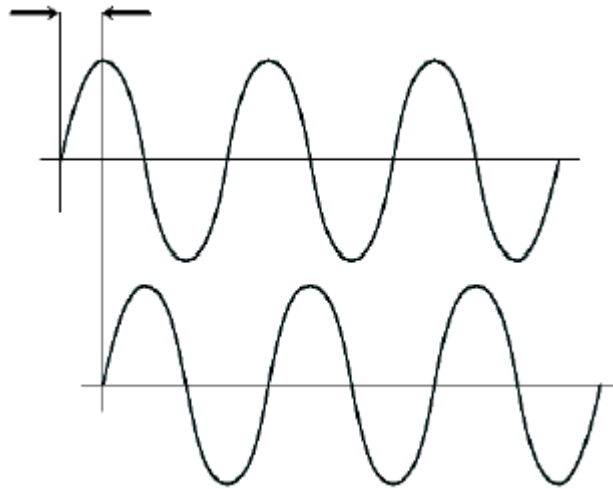


Figura 2-4: Fase entre ondas con  $90^\circ$  de retraso, fuente Guiracocha & Andrés, 2015 Universidad politécnica salesiana sede cuenca

### **2.2.7. Frecuencia natural y resonancia**

La frecuencia natural es una emisión propia de la máquina, debido a que depende de las sus características estructurales, tales como su masa, su rigidez y su amortiguación.

Si la frecuencia natural es excitada por un agente externo, la amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando daños que a corto o mediano plazo pueden llegar a ser catastróficos. Esto es lo que se conoce con el nombre de resonancia. Cuando esta es detectada, es necesario identificar el agente externo que la está produciendo e inmediatamente debe aislarse estructuralmente o cambiar su velocidad de operación.

### **2.2.8. Transformada de Fourier**

El matemático francés J. Fourier demostró que para cualquier movimiento periódico se puede representar por una serie de senos y cosenos relacionados armónicamente.

La transformada de Fourier trabaja con una señal de muestras discretas en el dominio del tiempo y a partir de esta se genera un espectro en el dominio de la frecuencia.

Una característica interesante de la transformada de Fourier es el hecho que un evento que abarca un periodo de tiempo corto se extenderá sobre un rango largo de frecuencias o viceversas.[8]

La transformada de Fourier tiene como objetivo transformar el dominio del tiempo en el dominio de la frecuencia sin perder información en el proceso.

El cálculo de la TDF requiere de muchos recursos y obviamente lo hace más lento, hasta que en 1965, se presentó el algoritmo de la FFT, que permitió simplificar de forma importante el cálculo de la TDF.

Esta, además de reducir el tiempo de cálculo también reduce el error. La gran diferencia de este método está en el número de elementos que se emplean en el desarrollo, en el cálculo de la TDF, se requerían un número de cálculos de  $N \cdot N/2$  términos, mientras que, en la FFT, se emplean solamente  $N \cdot \log N$  Términos, lo que hace este método significativamente más rápido.[3]

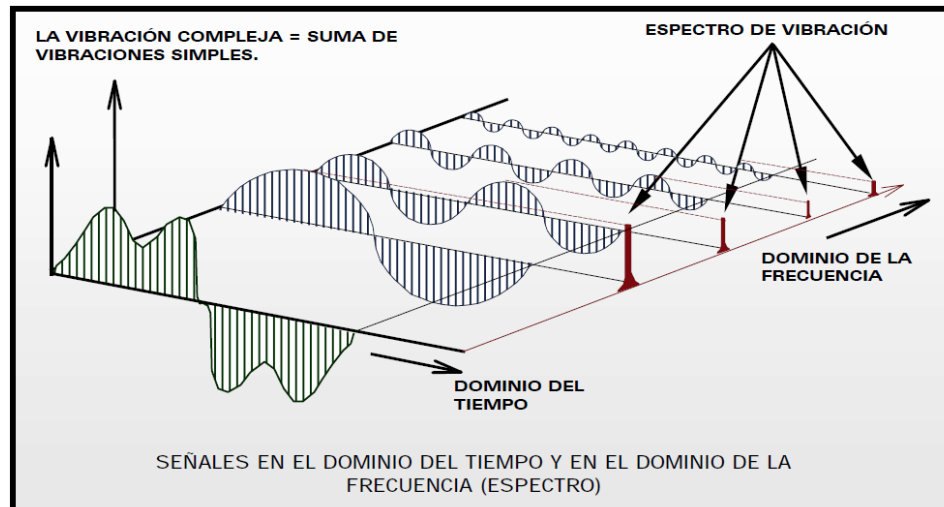


Figura 2-5: Transformación de una vibración al dominio de frecuencia, fuente A-MAC. *Análisis de Maquinaria*

### 2.2.9. Análisis de envolvente

El análisis de envolvente es una forma de análisis de vibración que puede detectar impactos con muy poca energía, a menudo ocultos por otras señales de vibración. En otras palabras, la envolvente es un filtro aplicable a los espectros de alta frecuencia en los cuales se expresan sintomatologías equipos tales como defectos en de engranes, dientes y fallas internas de rodamientos.[3]

### 2.2.10. Puntos de medición

Los puntos de medición de vibraciones mecánicas van dados por los descansos de sus respectivos ejes. La designación del punto se realiza desde la fuente donde se origina el movimiento hacia donde es conducido, es decir, si este es un motor de dos descansos, el descanso del lado libre será el primer punto de medición que generalmente se designa con letra/número, A ó 1 así mismo en el lado de acoplamiento será el segundo punto de medición designado B ó 2. Dentro de cada punto existen tres posiciones de medición respecto a sus planos, ya sea vertical, horizontal y sentido axial del eje. De esta forma se puede analizar en qué punto se genera la vibración y por cual plano se desplaza la onda.



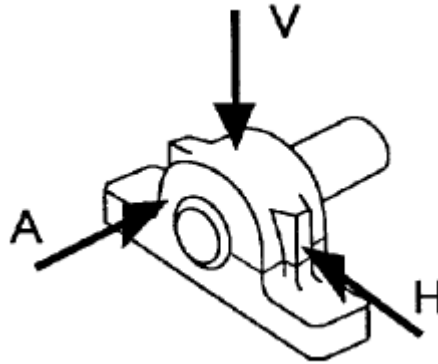


Figura 2-6: Planos de un punto monitoreado, fuente evaluación técnica y económica para implementar monitoreo continuo de vibraciones en cementos bio-bío planta Curicó, R. Labbé.

### 2.2.11. Sensores de medición

El sensor está relacionado directamente con la frecuencia de vibración que emita la máquina que se quiere monitorear.

Los valores RMS (Root mean square) o raíz del valor medio de valor instantáneo al cuadrado toma en cuenta todo el historial de vibración durante el cual se producen los valores instantáneos en un periodo de tiempo.[7]

Existen una gran variedad de sensores de medición, estos se identificarán según su medición en particular a continuación.

#### 2.2.11.1. Sensor de proximidad

Este tipo de sensor es utilizado en las turbinas con descansos hidrostáticos, donde el eje de transmisión de potencia levita en una capa de lubricante con un espesor determinado, este sensor puede captar la distancia entre las partes móviles y no móviles.

Se debe monitorear el desplazamiento RMS para vibración de máquinas bajo 10 [HZ].[9]

#### 2.2.11.2. Sensor de velocidad

La medición de la velocidad RMS son para vibraciones entre 10-1000 [Hz].[9]

$$V_{RMS} = \sqrt{(V_1^2 + V_2^2 + V_3^2 + \dots + V_N^2)/N} \quad (8)$$

#### 2.2.11.3. Acelerómetro

La aceleración RMS se mide para frecuencias sobre 1000 [Hz].[9]

$$V_{RMS} = \sqrt{(A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + \dots + A_N^2)/N} \quad (9)$$

Existen diversos tipos de acelerómetros tales como:

- Mecánicos
- Capacitivos
- Piezoeléctricos
- Piezoresistivos
- Térmicos

### **2.2.12. Problemas generados por vibraciones mecánicas**

Las vibraciones mecánicas es energía en forma de onda que absorbe y transmite la máquina a su estructura produciendo grandes impactos y deformaciones. Estos son absorbidos por sus partes produciendo las siguientes fallas en el material:

- Esfuerzos en flexión producido por el desplazamiento de la vibración.

Este tipo de esfuerzo se presenta generalmente en máquinas de gran dimensión donde la fuerza de la masa del eje genera esfuerzos de flexión a lo largo del material. Si este valor supera el valor de resistencia a la ruptura de materia fallará destruyéndose o del mismo modo si el valor del esfuerzo obtenido por la vibración supera el límite de fluencia el material quedará deformado permanentemente. Para demostrar los esfuerzos que se generan, se expone una barra empotrada de tal forma se pueda evidenciar la flexión desarrollada por las vibraciones mecánicas.

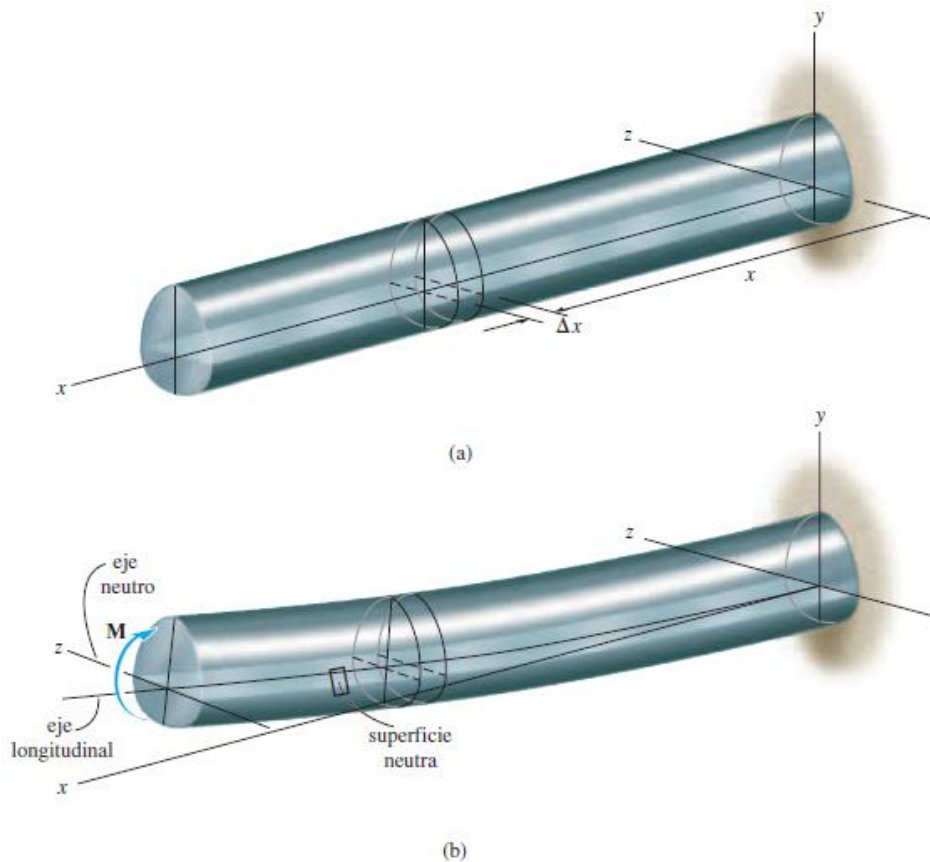


Figura 2-7: Deformación por flexión en barra empotrada, fuente P.C. Hibbeler

Se puede observar en la figura a el material sin deformación, en excelentes condiciones. A su vez en la figura 2-7 (b) se observa una deformación de su eje neutro produciendo una flexión a lo largo de su fibra de material.

Se define que los mayores esfuerzos de flexión,  $\sigma$ , se generan en la base de la viga. Ellos son directamente proporcionales al desplazamiento pico  $D_0$  e inversamente proporcional al cuadrado del largo del elemento,  $L$ , como se indica la figura y ecuación de a continuación.

$$\sigma = \frac{(Cte) * D_0}{L^2} \quad (10)$$

Donde Cte corresponde a una constante propia del material,  $D_0$  al desplazamiento de pico a pico y  $L$  al largo del material.

Si  $\sigma < \sigma_{ruptura}$  no se presenta ruptura en el material.

Si  $\sigma < \sigma_{fluencia}$  no se produce fluencia en el material.[10]

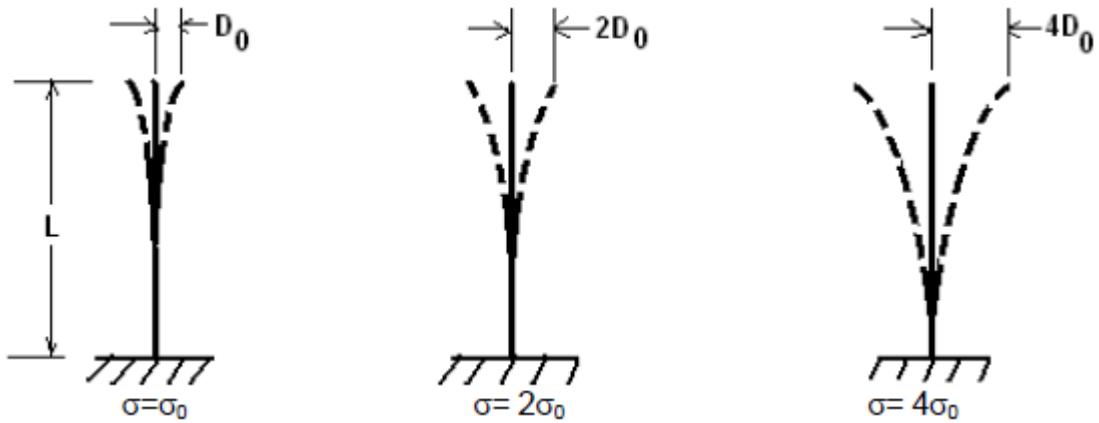


Figura 2-8: Esfuerzo de flexión directamente proporcional al desplazamiento  $D_0$ , fuente P. Saavedra

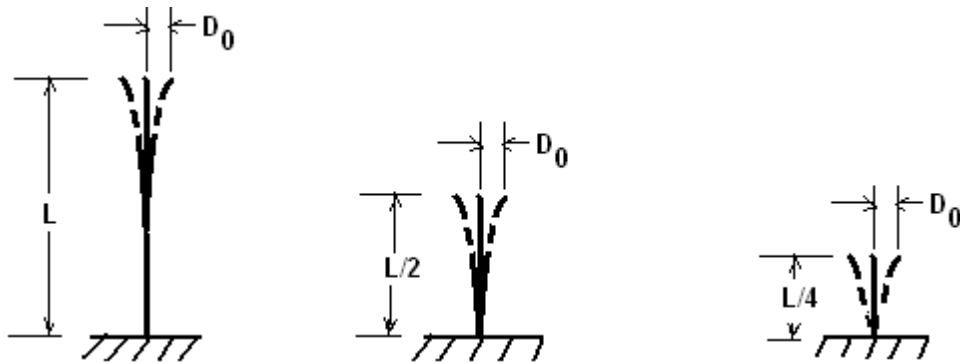


Figura 2-9: Esfuerzos de flexión,  $\sigma$ , son inversamente proporcional al largo del elemento al cuadrado, fuente P. Saavedra

- Fatiga de material producida por la velocidad de vibración

La fatiga es un tipo de falla de material que es producido cuando un metal se somete a ciclos de esfuerzo o de deformación repetidos. Esto debido a que en el material se generen esfuerzo variables y repetidos sobrepasando su vida útil, o la acorta debido a la gran cantidad de ciclos o vibraciones en este caso.

Cuando se produce una deformación en un eje de una máquina que permanece en estado estático, es reemplazado este antes de que llegue a su límite de ruptura dado que supero el límite elástico y de fluencia. Está acción es realizada debido al diagnóstico visualmente obtenido, pero en el caso de la fatiga nunca es sabido cuando el material cumplirá su número de ciclos de su vida útil. Es por esta razón, que las técnicas de mantenimiento predictivo, como el análisis de vibración, cumplen una acción fundamental en el proceso productivo de la industria.

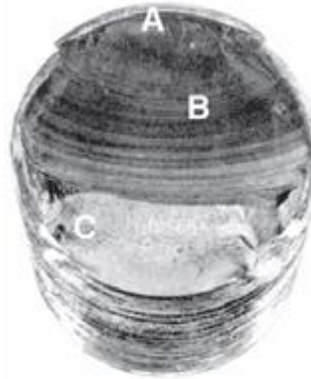


Figura 2-10: Falla por fatiga, fuente ASM Handbook, vol.12: Fractography

Se puede observar en la figura 2-10 como inicia la raíz de la rosca en A, que comienza a expandirse a casi todo su espesor en B y termina llegando a la fractura rápida en C.[6]

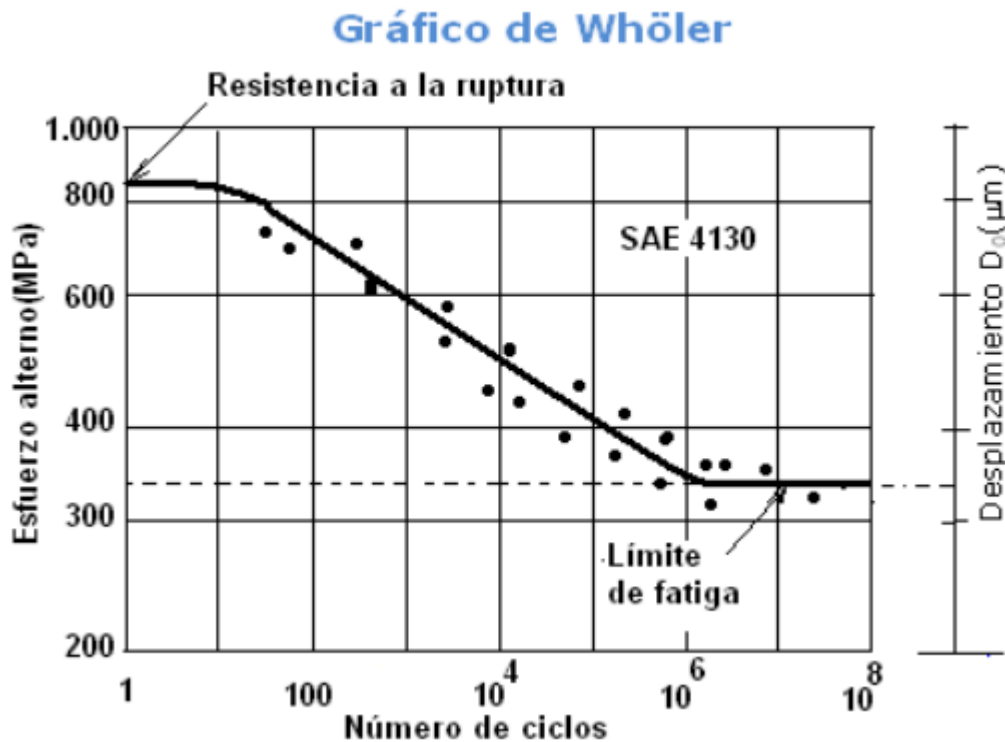


Gráfico 2-1: Gráfico de la resistencia a la fatiga de un acero SAE 4130 para diferentes números de ciclos de vida, fuente P. Saavedra

Del gráfico 2.1 se puede observar que, si el esfuerzo alterno sobre el acero SAE4130 fuera de por ejemplo de 800 MPa, el material tendría una vida de aproximadamente 50 ciclos de vida antes de la fractura por fatiga. Si el esfuerzo bajara a 500 MPa, la vida útil aumentaría a

aproximadamente 10000 ciclos de tal forma a menor esfuerzo cíclico mayor vida útil del material.

La etapa I es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen. Normalmente, las grietas de la etapa I no pueden verse a simple vista. En la etapa II las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Por lo general, las mesetas son suaves y normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión. Estas superficies pueden tener marcas oscuras y claras conocidas como marcas de playa, o marcas de concha, como se observa en la figura 6-1. Durante las cargas cíclicas, estas superficies con grietas se abren y cierran, frotándose entre sí, y la aparición de las marcas de playa dependen de los cambios en el nivel de la frecuencia de carga y la naturaleza corrosiva del entorno. La etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida. Una fractura en la etapa III puede ser frágil, dúctil o una combinación de ambas. Con mucha frecuencia las marcas de playa, si existen, y los patrones posibles de fractura en la etapa III llamados líneas chevron, apuntan hacia los orígenes de las grietas iniciales.[6]

En la siguiente figura se representa el diagrama de esfuerzo-deformación de un material dúctil, que da a conocer la información de él último esfuerzo producido antes que el de fractura. Este esfuerzo en particular nos da noción de que no necesariamente se debe superar el último esfuerzo para que el material se fracture, solo basta con superar el límite elástico para que el material falle.

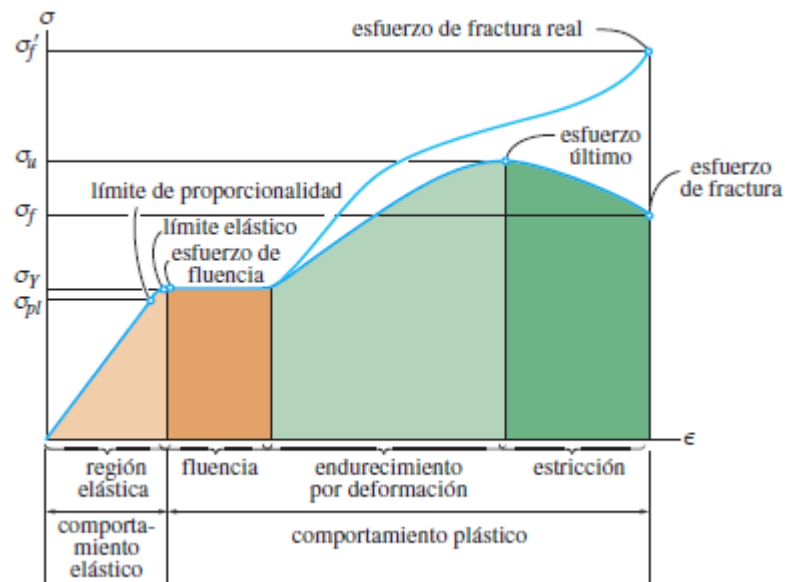


Figura 2-11: Diagrama esfuerzo-deformación para un material dúctil, fuente R.C. Hibbeler

- **FUERZAS DE INERCIA ACELERACIÓN**

Aquí se aplica la segunda ley de Newton en donde se expresa que:

$$F = m * a \quad (11)$$

Donde F es la fuerza necesaria para poder de cambiar de velocidad (aceleración a) un cuerpo de masa m.

Cuando no se limita el valor de las aceleraciones, se pueden generar fuerzas muy altas. Estas fuerzas han sido causa de fallas en máquinas y estructuras, algunas de ellas catastróficas. Por lo tanto, si queremos ser pro-activos en este tipo de situaciones, para maximizar la vida de máquinas y estructuras, se debe limitar el valor de sus aceleraciones vibratorias, para disminuir las sobrecargas que se generan sobre los diferentes elementos de las máquinas debido a las fuerzas de inercia. [9]

Lo que expone el Profesor Saavedra anteriormente se explica en la definición de la fórmula, Al aumentar la aceleración, también aumentará la fuerza ejercida, de tal forma que su masa no cambie, según el principio de conservación de masa.

## **2.3. SINTOMATOLOGÍA DE EQUIPOS**

### **2.3.1. Desbalanceo**

El desbalanceo se produce cuando el centro de rotación está desfasado y no coincide con el centro de masa, esto produce una fuerza en la revolución lo que genera una fuerza en sentido radial.

Se debe mencionar que el desbalanceo es una de las fallas más comunes presentándose en altos valores de frecuencia en velocidad operacional o también representado como 1X. También es importante mencionar que es imposible conseguir un balanceo perfecto dado los diversos factores que influyen en este proceso.[3]

$$F = mrw^2 \quad (12)$$

Donde m es la masa, r es el radio de giro y w corresponde a la velocidad angular. La amplitud de la vibración que representa la fuerza radial es proporcional al cuadrado de la velocidad, lo que significa que las máquinas que trabajen a alta velocidad deben ser balanceadas con mayor exactitud.

Las causas más comunes del desbalanceo son:

- Distorsión mecánica o térmica.
- Cavidades en fundiciones.

- Componentes excéntricos.
- Mala aplicación de las chavetas y chaveteras.
- Tolerancias en los rodamientos.
- Corrosión y desgaste.
- Asimetría del diseño.
- Contaminación de material en el ambiente.
- Componentes rotos o curvados.
- Defectos ocasionados en la fundición.

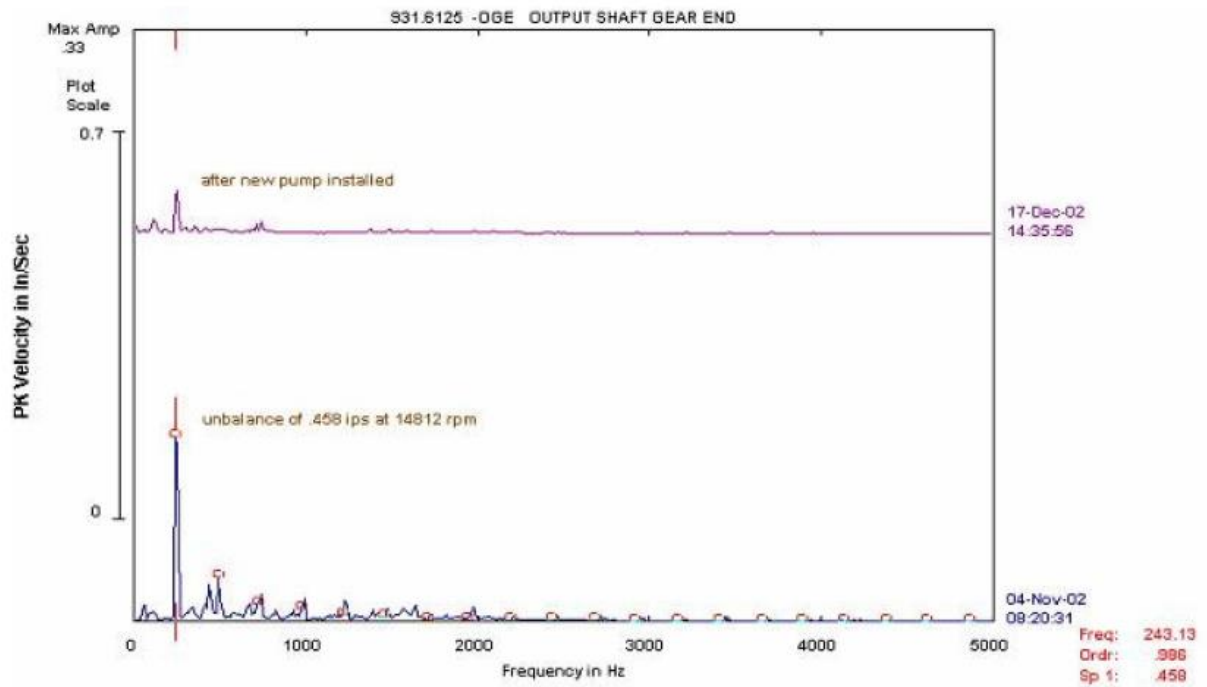


Figura 2-12: Superposición de dos espectros, fuente apuntes Francisco Fuentes

Se puede observar en la figura 2-12 la superposición de dos espectros en donde el superior, con equipo nuevo, muestra un nivel permisible de desbalance y el segundo espectro muestra un desbalanceo importante en el rotor.



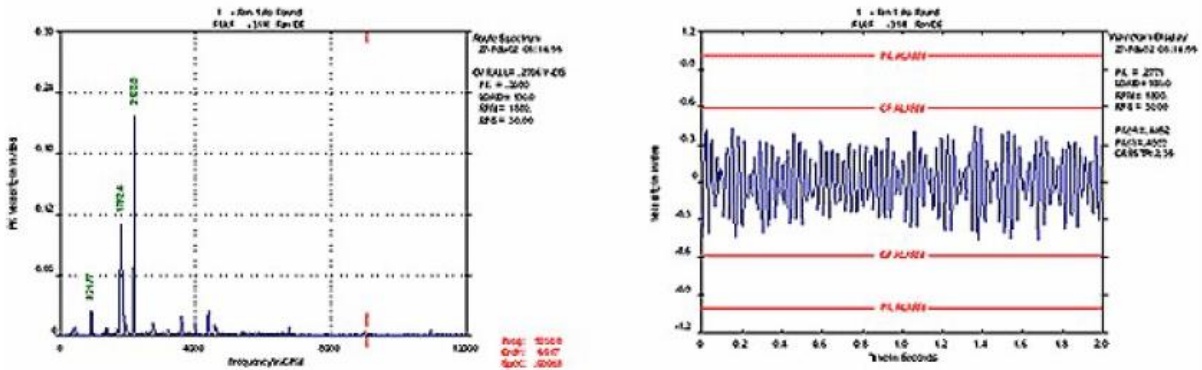


Figura 2-13: Espectro y forma de onda para el desbalance de un ventilador, fuente apuntes Francisco Fuentes

En la figura 2-13 se puede observar que el ventilador gira a 2188 rpm. Además, se pueden apreciar componentes de espectro debido a la transmisión por correas (921.77 RPM) y la vibración del motor a 1792.4 RPM.

Como se mencionó anteriormente debido al desbalanceamiento se generará una fuerza radial, es esperable que las direcciones de las oscilaciones sean en direcciones verticales y horizontales predominantes sobre la dirección axial. Al presentar vibraciones en dirección axial es posible que el rotor esté en voladizo, pero es probable que estemos en presencia de un desalineamiento y no desbalanceo, aunque ambas se pueden dar a la vez.

La forma de la onda se asemeja a la senoidal, la aceleración se distorsiona en incremento con la frecuencia y la amplitud se mantiene constante.

En relación con la fase para el desbalanceo se presentará una diferencia de fase entre las vibraciones horizontales y verticales en  $90^\circ \pm 20^\circ$  en un mismo descanso.[11]

A continuación, se pueden observar tipos desbalanceos y sus puntos de medición.

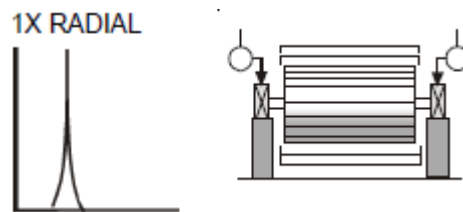


Figura 2-14: Desbalanceo estático, fuente Charlotte, 1996

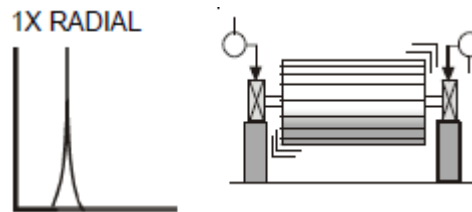


Figura 2-15: Desbalanceo tipo par, fuente Charlotte, 1996

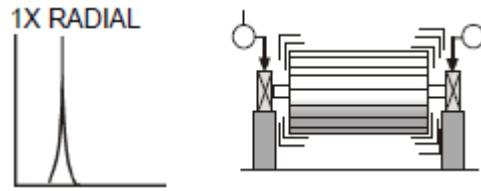


Figura 2-16: Desbalanceo dinámico, fuente Charlotte, 1996

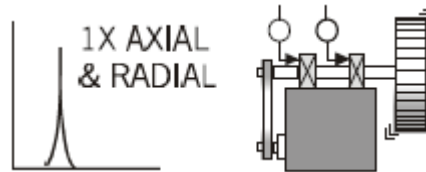


Figura 2-17: Desequilibrio de rotores en cantilibre, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.2. Desalineamiento

El desalineamiento es una condición que se genera cuando los ejes de la maquina conductora no se encuentra en línea con el eje de transmisión. La condición de no coaxialidad puede ser desalineamiento paralelo, angular o mixto, la condición más común es esta última.[2]

Se pueden presentar ambos casos anteriores, sus principales causas son por:

- Distorsión en servicio.
- Error en los montajes quedando desalineados los ejes de transmisión.
- Ejes flectados.
- Desalineamiento en la instalación de los rodamientos.
- Resonancia de componentes en dirección axial.
- Engranajes helicoidales o cónicos gastados.

El desalineamiento se presenta en los tres primeros armónicos de su velocidad de operación (1X) pero podría observarse hasta 10X en el caso de un desalineamiento severo que podría confundirse con soltura mecánica.[12]

#### 2.3.2.1. Desalineamiento angular

La manifestación de componentes vibraciones en la dirección axial corresponde a un desalineamiento angular y combinado.

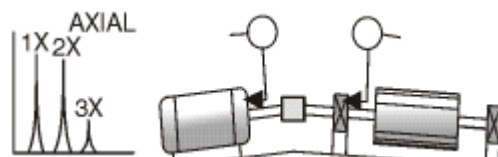


Figura 2-18: Desalineamiento angular, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.2.2. Desalineamiento paralelo

En este tipo de desalineamiento se presentan componentes en dirección radial corresponde a desalineamiento paralelo con una relación entre sus fases de  $180^\circ$  en las vibraciones radiales de cada acoplamiento.[13]

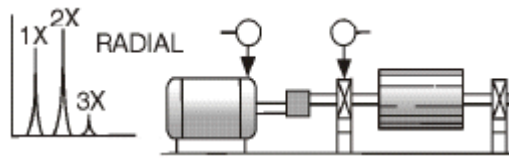


Figura 2-19: Desalineamiento paralelo, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.2.3. Rodamiento desalineado o eje inclinado

El rodamiento desalineado genera vibraciones en dirección axial lo que genera un giro torcido con una fase de  $180^\circ$  en las partes del rodamiento como se puede observar en la Figura 2-21.[13]

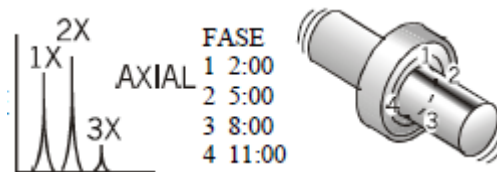


Figura 2-20: Rodamiento desalineado, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.3. Máquina distorsionada

Esta condición se presenta cuando la máquina en sí no resiste las altas cargas de operación, dado que generalmente por economizar en los diseños de producción se disminuye su capacidad de soporte. Este problema puede confundirse, ya que su manifestación es similar al desalineamiento de los ejes, esto puede provocar soltar los anclajes basales de la máquina.

El espectro se caracteriza por resaltar los tres primeros armónicos de la velocidad de operación predominando la 1X.

Tenemos dos posibilidades, la primera en la cual la distorsión de carcasa se traduce en una distorsión del eje, te tendrá, al igual que el desalineamiento angular, una diferencia de fase de  $180^\circ$  en las componentes axiales de la vibración. Ahora bien, si la dirección de la fuerza es radial, tendremos que la diferencia entre las vibraciones horizontal y vertical será de  $0^\circ$  o de  $180^\circ$ [3]

### 2.3.4. Soltura mecánica

Se expresan una gran cantidad de componentes en múltiplos o fracción de las RPM generalmente en  $1/2XRPM$ . Cuando aumenta la soltura a un grado severo se puede observar ruido en el espectro.[13]

### 2.3.4.1. Soltura tipo A

Tipo de soldadura de estructura de la placa base de la máquina

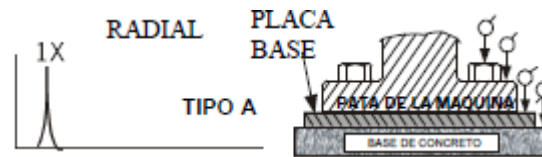


Figura 2-21: Soltura tipo A, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.4.2. Soltura tipo B

Este tipo de soldadura corresponde a una mala fijación basal de la máquina correspondiente a pernos de soportes sueltos.

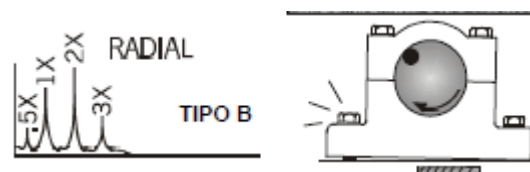


Figura 2-22: Soltura tipo B, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.4.3. Soltura tipo C

Generalmente debido a la soldadura excesiva se generan una gran cantidad de armónicos debido a la respuesta irregular de las partes sueltas de la máquina. Es por esto, que se observa en el espectro un ruido de baja amplitud o también conocido como pasto, producido posiblemente por holgura radial excesiva del rodamiento.

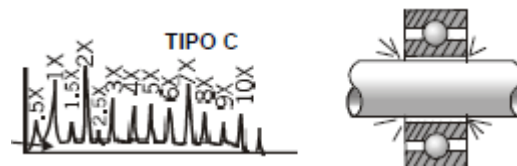


Figura 2-23: Soltura tipo C, fuente Charlotte, 1996

## 2.3.5. Falla de rodamiento

El rodamiento es un tipo de cojinete que tiene como función descansar el eje sin interferir en el movimiento de este reduciendo la fricción. En la industria existen una gran cantidad de tipos y tamaños destacando entre los principales su elemento rodante, ya sea bola y rodillo. Este último tiene la característica por sobre el de bola, ya que resiste una mayor cantidad de fuerza, dado que su geometría le permite poseer mayor área de contacto entre los elementos rodantes y las pistas de rodadura. Según la dirección de la fuerza que se ejerce sobre el punto de apoyo y los grados de libertad que requiera el descanso, es el tipo de rodamiento que debe emplearse. Puede ser cónico, angular, de empuje, rodillo-bola a rotula, aguja etcétera.

Si nos interiorizamos más sobre los rodamientos, veremos que existen factores que afectan directamente en el fallo del rodamiento, dentro de los cuales se puede denotar el número de elementos rodantes ( $N_b$ ), diámetro de estos ( $b_d$ ), RPM a la cual funcionará, diámetro entre los centros de los elementos rodantes ( $P_d$ ), ángulo de contacto ( $\theta$ ) entre el elemento rodante y la pista de rodadura como se puede observar en sus ecuaciones de frecuencia de falla.

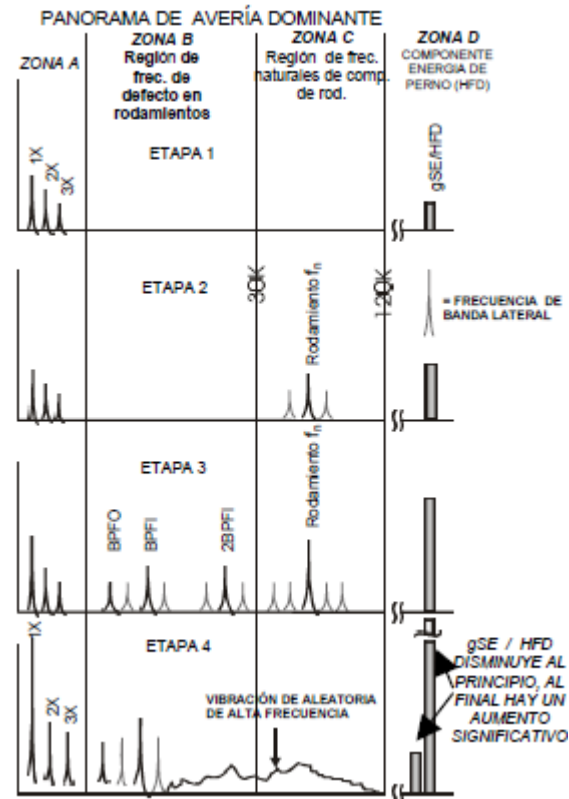


Figura 2-24: Etapas de averías en rodamientos, fuente Charlotte, 1996

Dentro de la primera etapa se puede observar una grieta superficial que puede ser detectada por métodos de detección incipientes (IDF) mediante diagnósticos a alta frecuencia medidos en aceleración. Una vez aumentada la falla es posible detectarla a menor frecuencia pudiéndose medir en parámetros de velocidad y acompañadas las frecuencias de fallas por bandas laterales. En una última instancia determinando una condición crítica del rodamiento se puede observar ruido y alta vibración en el espectro que se puede denominar pasto.[13]

### 2.3.5.1. BPFI

Falla de falla de rodamiento en la pista de rodadura interna (BPFI- ball pass frequency of the inter race).

$$BPFI = \frac{N_b}{2} \left( 1 + \frac{b_d}{P_d} \cos \theta \right) * RPM \quad (13)$$

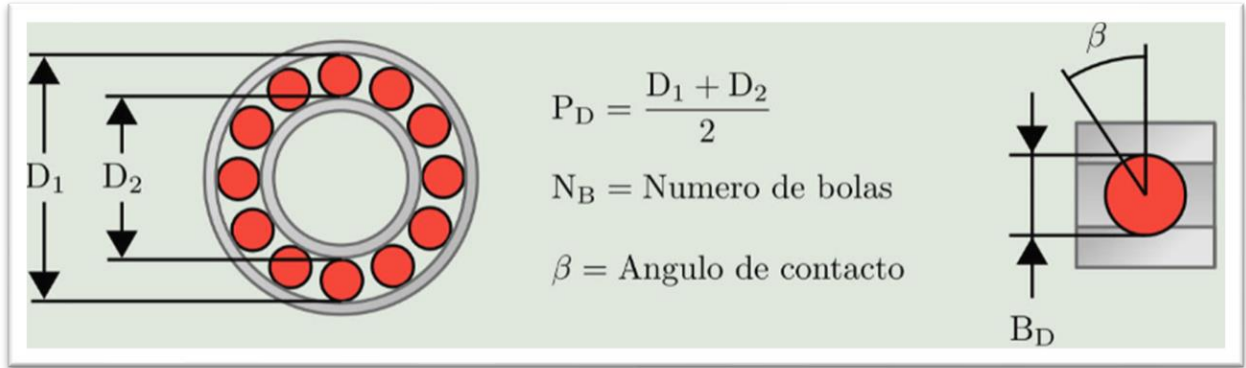


Figura 2-25: Especificaciones de fórmulas de frecuencias de fallas, fuente power-mi.com

### 2.3.5.2. BPFO

Falla de falla de rodamiento en la pista de rodadura externa (BPFI- ball pass frequency of the outer race).

$$BPFO = \frac{N_b}{2} \left( 1 - \frac{b_d}{P_d} \cos \theta \right) * RPM \quad (14)$$

### 2.3.5.3. BSF

Frecuencia de falla de rodamiento en elemento rodante:

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left( 1 - \left( \frac{b_d}{P_d} \right)^2 \cos^2 \theta \right) * RPM \quad (15)$$

### 2.3.5.4. FTF

Frecuencia de falla de rodamiento en canastillo o jaula

$$FTF = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{b_d}{P_d} \cos \theta \right) * RPM \quad (16)$$

### 2.3.5.5. Rodamiento suelto en el eje

Es complejo diagnosticar esta condición con mediciones periódicas ya que se manifiesta intermitentemente en el dominio del tiempo.

### 2.3.5.6. Rodamiento suelto en su alojamiento

Presenta características y espectro similar a soltura mecánica. También presenta intermitencia en el espectro.

### 2.3.5.7. Daño por paso de corriente a través del rodamiento

Esta condición es similar a la falla por picadura de rodamiento, si el daño es generalizado en las pistas puede presentar múltiples armónicos de las RPM.

### 2.3.6. Falla de engranajes

Las cajas reductoras o cajas de engranajes generalmente tienen como fin reducir la velocidad de giro y aumentar el torque transmitido, a través de relaciones de transmisión. El monitoreo de condición se da en los descansos del eje estudiado y la vibración puede ser bastante compleja, debido a la cantidad de engranajes que contiene en su interior. Cada transmisión de potencia entre engranes genera una frecuencia de engranes que será visualizada en el análisis. La frecuencia de engrane estará dada por la siguiente ecuación:

$$f_e = Z * RPM \quad (17)$$

Donde:

$f_e$ = Frecuencia de engrane

Z= Número de dientes

RPM= Revoluciones por minuto

Se recomienda FMAX en 3.25X GMF (mínimo) cuando se conoce el número de dientes. Si no se conoce el número de dientes, fije el FMAX en 200X RPM en cada eje. [13]

GMF= Frecuencia media de engrane de engranajes

#### 2.3.6.1. Espectro normal

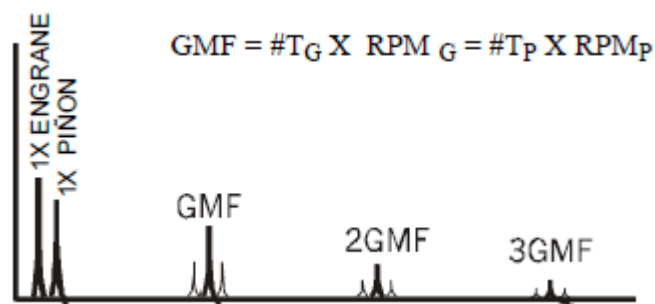


Figura 2-26: Análisis de engranes, espectro normal, fuente Charlotte, 1996

#### 2.3.6.2. Desgaste en el diente

El desgaste en los dientes es generado por aumento en la carga, falta de lubricación, entre otras condiciones operacionales que manifiestan en el espectro un aumento en la amplitud de las frecuencias de engrane y además de bandas laterales a la velocidad de giro. La aparición de

frecuencias de engranes denotado por bandas laterales, ya que este último es un claro indicador de desgaste que se da generalmente en GMF, 2GMF y 3GMF.

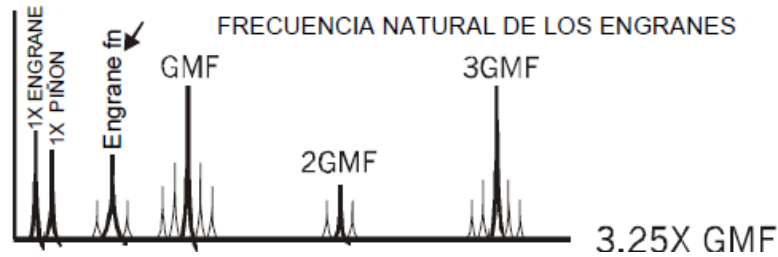


Figura 2-27: Espectro con desgaste en diente, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.6.3. Carga en el diente

Es necesario denotar que las vibraciones son muy sensibles a las cargas que se le están aplicando, es por ende que cada muestra o medición debe realizarse a máxima carga para realizar una comparación fidedigna.

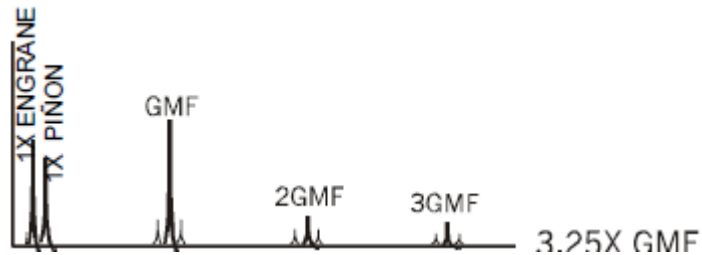


Figura 2-28: Análisis de engranes, carga en diente, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.6.4. Excentricidad de engranaje y backlash

El backlash hace referencia al juego existente entre los dientes del engranaje, puede tener efectos positivos como tanto negativos. Positivos en cuanto engranajes que transmite alta potencia necesitan un juego determinado por la dilatación del engrane a altas temperaturas y por otro lado, negativo para mecanismo de alta precisión el backlash debe minimizarse en su diseño y fabricación. Esta condición se ve expresada en el espectro por bandas laterales en la GMF lo que puede arrojar excentricidad de engrane.

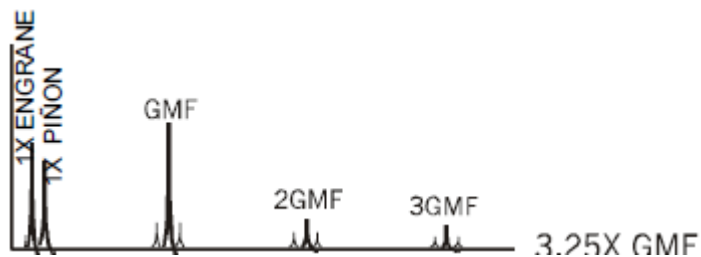


Figura 2-29: Análisis de engranes, backlash, fuente Charlotte, 1996



### 2.3.6.5. Desalineación de engranaje

La desalineación de engranajes suele manifestarse en la GMF de segundo orden que producen bandas laterales a la velocidad de giro.

Con frecuencia sólo muestra una amplitud pequeña de 1X GMF, pero niveles mucho más altos en 2X ó 3X GMF. Es importante fijar el FMAX lo suficientemente alto para capturar por lo menos una armónica de 3 GMF. Además, las bandas laterales alrededor de 2XGMF con frecuencia serán espaciadas a 2X RPM. Observe que las amplitudes de las bandas laterales no son iguales en los lados izquierdo y derecho del GMF y de las armónicas GMF debido a la desalineación del diente. Causa un patrón de desgaste disparejo.[13]

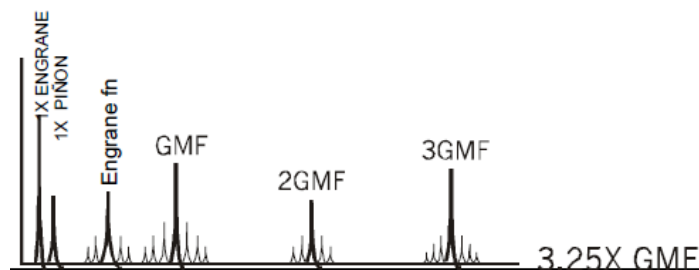


Figura 2-30: Análisis de engranes, desalineación de engrane, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.6.6. Diente picado

Cuando se presenta esta condición es esperable una vibración con impacto, que corresponde al mal engrane entre los dientes de los engranajes. Poseen una frecuencia fija en la amplitud del espectro.

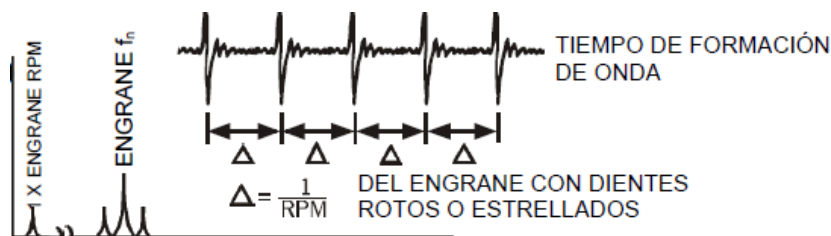


Figura 2-31: Análisis de engranes, diente picado, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.6.7. Ajuste holgado del cojinete

La holgura del rodamiento del eje de engranaje puede manifestarse en un incremento del GMF y excitar la velocidad de giro.

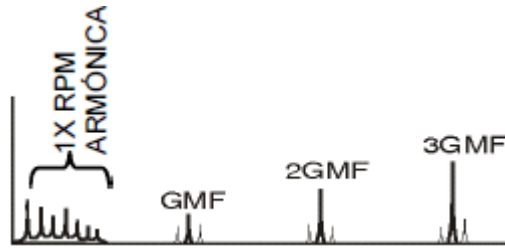


Figura 2-32: Holgura en el cojinete, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.7. Falla en motores eléctricos

- Medición de corriente balanceada en tres fases.
- Detectar las bandas laterales alrededor de la frecuencia de la línea para identificar barras del rotor rotas o agrietadas.
- Detectar bandas laterales alrededor de la frecuencia de paso de las ranuras para identificar motores no concéntricos con el estator.

$$f_{pr} = n^{\circ} \text{ de ranuras} \times \text{RPM} \quad (18)$$

Donde:

$f_{pr}$  = frecuencia paso de ranuras.

$n^{\circ}$  = número de ranuras.

RPM = Revoluciones por minuto.

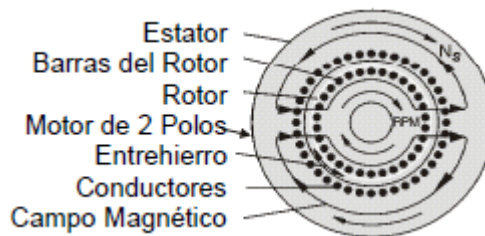


Figura 2-33: Motor eléctrico, fuente Charlotte, 1996

La velocidad de giro de un motor sincrónico estará dada por la ecuación N°13

$$n = \frac{60f}{p} \quad (19)$$

Donde:

$n$  = Velocidad de giro

$f$ = Frecuencia de la red a la que está conectada la máquina (Hz)

$p$ : Número de PARES de polos que tiene la máquina (número adimensional)

### 2.3.7.1. Rotor con barras rotas

Esta condición posee una similar al rotor con excentricidad cuando el motor gura en vacío las barras rotas no tendrán ningún efecto sobre la vibración del rotor y este girará suavemente.

En una barra rota, no puede circular corriente por lo que las fuerzas magnéticas estarán desbalanceadas. Por su parte una barra agrietada, puede producir calor localizado del rotor, lo que, además, puede traer otras consecuencias como la curvatura del rotor. Esto genera un desbalance con una componente a la 1X y bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento.

Es importante hacer notar que cuando se presenta la situación de barras rotas en el rotor, es un problema que requiere de atención lo más rápida posible, ya que el daño se irá propagando hacia las barras adyacentes, debido a que estas se verán forzadas a llevar más corriente, lo que podría terminar en roturas múltiples del rotor. A veces esta falla suele confundirse con una naturaleza mecánica por lo que también se puede utilizar para descartar que el rotor tenga problemas de redondez o se encuentre curvado. Para ello se realizan espectros a la corriente, y, en función de esto se puede determinar si la naturaleza del problema es mecánica o se trata de un problema de barras rotas.[3]

## 2.3.8. Falla en descanso hidrodinámico

### 2.3.8.1. Desgaste y holguras

Las últimas etapas de desgaste de los cojinetes planos por lo general se evidencian por la presencia de series completas de armónicas de la velocidad de giro (hasta 10 ó 20). A menudo los cojinetes planos soldados permiten amplitudes verticales altas en comparación con las horizontales, pero pueden mostrar sólo un pico pronunciado en 1X RPM. Los cojinetes planos con holguras excesivas tendrán mayores niveles de vibración cuando se presenta un desequilibrio o desalineamiento. Estos niveles serán menores cuando las holguras entre eje y carcasa se encuentran dentro de las especificaciones.[13]

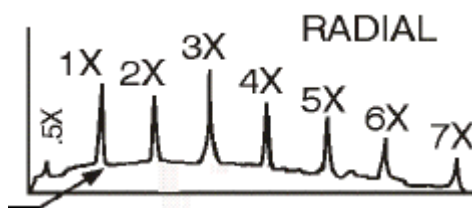


Figura 2-34: Holgura en descansos lisos, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.8.2. Inestabilidad por remolino de aceite

La inestabilidad del Remolino de Aceite ocurre a  $.40 - .48X$  RPM y con frecuencia es muy severo. Se considera excesivo cuando la amplitud excede el 40% de los espacios de los cojinetes. El Remolino de Aceite es una vibración excitada de película de aceite en donde las desviaciones en condiciones de operación normales (ángulo y proporción de excentricidad) causan que la cuña de aceite “empuje” al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (o en una precesión hacia adelante). El remolino de Aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino pueden hacer que el aceite ya no soporte al eje y se vuelva inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con la frecuencia natural del rotor. Los cambios en la viscosidad del aceite, la presión de la lubricación y las precargas externas pueden afectar el remolino de aceite.[13]

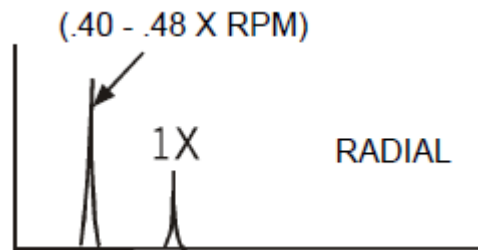


Figura 2-35: Remolino de aceite en descansos planos, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.8.3. Inestabilidad de latiguo de aceite

El Latiguo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera en o por arriba de la frecuencia crítica de rotor  $2X$ . Cuando al rotor se eleva a una velocidad del doble de la crítica, el remolino estará muy cerca del punto crítico del rotor y puede ocasionar una vibración excesiva por lo que la película de aceite ya no será capaz de soportar. De hecho, la velocidad del remolino “se cerrará” en el punto crítico del rotor y este pico no pasará a través, aunque a la máquina se lleve a velocidades más y más altas.[13]

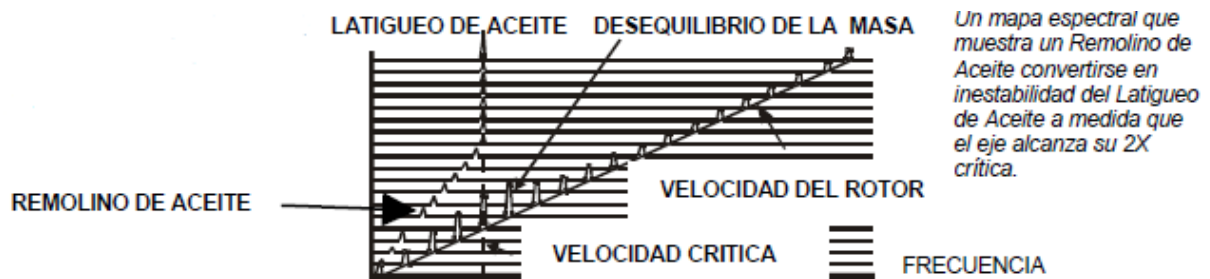


Figura 2-36: Latiguo de aceite, fuente Charlotte, 1996

## 2.3.9. Falla en bombas y ventiladores

### 2.3.9.1. Paso de alabes o aspas

Una de las causas de esta condición puede ser una coincidencia entre la frecuencia natural con la velocidad de giro de la máquina rotatoria causando alta vibración. Del mismo modo puede presentar una interrupción en la cañería, lo cual el espectro se manifestaría de la misma manera en conjunto a bandas laterales. Esta frecuencia de paso de alabes está dada por la ecuación N°20.

$$BPF = N^{\circ}alabes \times RPM \quad (20)$$



Figura 2-37: BPF, fuente Charlotte, 1996

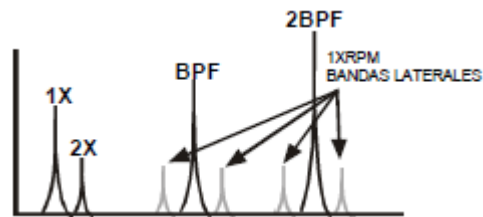


Figura 2-38: Espectro BPF, fuente Charlotte, 1996

Se puede evidenciar las frecuencias del paso de los alabes por sobre la frecuencia de la 1XRPM y 2XRPM denotándose con bandas laterales.

### 2.3.9.2. Turbulencia en el flujo

Generalmente la turbulencia se genera por un mal diseño de cañería, variaciones de presiones, velocidades y viscosidades. Suele suceder en bombas que muevan fluido gaseoso más que líquido, dado que es más fácil que cambie la dirección del fluido. La vibración mayor se espera bajo la 1X RPM muy similar a cavitación.[13]

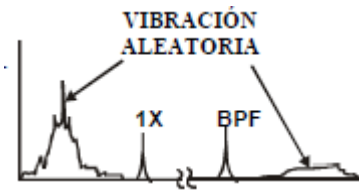


Figura 2-39: Flujo turbulento, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.9.3. Cavitación

En el espectro de la cavitación se puede observar vibraciones aleatorias con un aspecto de banda ancha de frecuencia más alta al paso de los álabes, presentándose ruido característico como un paso de arena a través de la bomba. Generalmente se genera por presión insuficiente en la succión de esta. Si no se corrige esta condición las burbujas de líquido que explotan en el interior pueden causar un daño irreparable en la bomba.

En la práctica se evidencia la cavitación cuando una bomba pareciese que estuviese bombeando arenilla. Sonido emitido por la explosión de burbujas de aire en su interior. Este fenómeno es extremadamente abrasivo, destruyendo mecanismos y piezas en su interior, generalmente los alabes y el cuerpo estructural de la máquina se ven afectados.

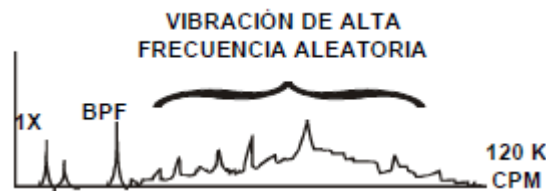


Figura 2-40: Espectro de cavitación, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.10. Vibraciones en correas

Generalmente las condiciones de operación en las correas o bandas hacen aumentar el deterioro de esta, debido a la temperatura, fricción, tensión, alineamiento, produciendo un agrietamiento de las bandas, zonas rígidas o duras.

El sistema de transmisión de potencia por correa y polea poseen mucha popularidad para la transmisión del movimiento puesto que tienen una alta capacidad de absorción de golpes, choques y vibraciones además de ser más silenciosas que la transmisión por cadenas. La frecuencia de vibración de las correas es el factor clave en la determinación de la naturaleza del problema. Si la transmisión está sencillamente reaccionando a otras fuerzas de alteración, tales como desbalance o excentricidad en las poleas, la frecuencia de vibración de la correa será muy probablemente igual a la frecuencia alterante.[2]

#### 2.3.10.1. Bandas desgastadas o poca tensión

Esta condición se da por sobrepasar la vida útil de la banda y por ende un desgaste excesivo de esta.

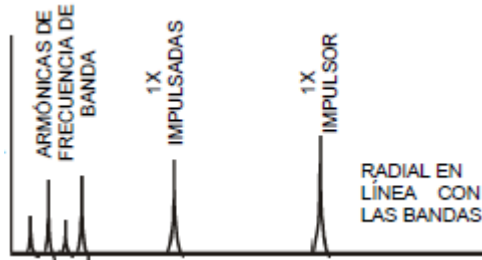


Figura 2-41: Correa desgastada, fuente Charlotte, 1996

Se puede observar cómo los armónicos de la frecuencia de bandas está por debajo de la RPM del impulsor y del impulsado, evidenciando frecuencias inestables generalmente expresado por 4 picos.

### 2.3.10.2. Desalineamiento en poleas

Condición que ocurre cuando el alineamiento de las poleas no es el correcto, ya sea que los ejes de las poleas no estén alineados o los ejes no estén en paralelo.

El espectro de esta condición se puede observar una alta vibración en la dirección axial a 1XRPM. Para dar solución a esta problemática es necesario alinear angular y paralelamente las poleas.

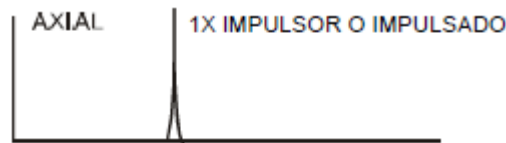


Figura 2-42: Desalineamiento de poleas, fuente Charlotte, 1996



Figura 2-43: Tipos de desalineamiento, fuente Charlotte, 1996

### 2.3.10.3. Excentricidad en poleas

Se generará vibraciones en 1X RPM en dirección radial. La diferencia de fase entre las vibraciones horizontales y verticales medidas en el descanso será de 0° o 180°.[13]

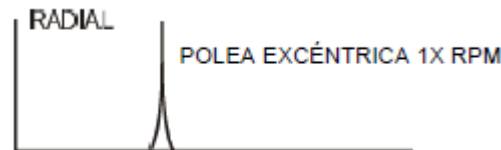


Figura 2-44: Polea excéntrica, fuente Charlotte, 1996

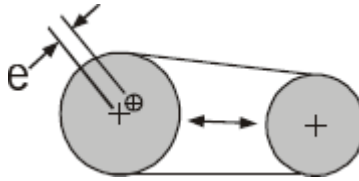


Figura 2-45: Excentricidad, fuente Charlotte, 1996

Se puede observar el desfase del centro de masa con el centro de rotación lo que genera una inercia y a su vez la excentricidad en la polea.

#### 2.3.10.4. Resonancia de banda

Esta condición se genera cuando la frecuencia natural de la banda coincide con la velocidad de giro de la polea, ya sea conductora o conducida. (también conocidas como velocidades críticas).

Es necesario aclarar que una resonancia no hace otra cosa que amplificar las vibraciones que se producen en el equipo y no es el responsable de la generación de estas, llegando en algunos casos a ser tremendamente severas.



Figura 2-46: Resonancia de banda, fuente Charlotte, 1996

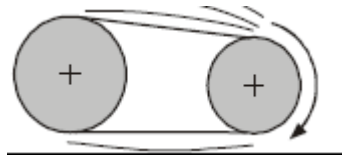


Figura 2-47: Resonancia, fuente Charlotte, 1996

## 2.4. EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA

### 2.4.1. ISO 10816

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas.

### 2.4.2. ISO 10816-1

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 1: Reglas generales.



### 2.4.3. ISO 10816-2

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 2: Turbina de gas y generadores sobre 50 [MW] con velocidades de operación de 1500, 1800, 3000 y 3500 RPM.

### 2.4.4. ISO 10816-3

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades 120 y 15000 RPM medidos in situ.

La medición de la vibración es en unidades de velocidad RMS y se medirá en los descansos que no sean rotativos. Es decir, estén fijos en relación con la RPM del giro del eje.

#### 2.4.4.1. Tipo de máquina y potencia

Los tipos de máquinas según la norma se dividen en 4 grupos, que serán presentados a continuación.

- Grupo 1: Máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm.
- Grupo 2: Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $160 \leq H \leq 315$  mm.
- Grupo 3: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
- Grupo 4: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.[14]

Dentro de estos grupos podemos encontrar las siguientes máquinas:

- Turbina a vapor con potencia de hasta 50 MW.
- Turbina a vapor con potencia mayor a 50 MW y velocidades bajo 1500 rpm o sobre 3600 rpm.
- Compresores rotatorios.
- Turbinas a gas industriales con potencia hasta 3 MW.
- Bombas centrífugas, de flujo axial o mixto.
- Motores eléctricos de cualquier tipo.
- Sopladores o ventiladores.
- Generadores, excepto cuando son usados en plantas de bombeo o generación de potencia hidráulica.

Cabe destacar que se excluyen las siguientes máquinas:

- Máquinas acopladas a máquinas alternativas (ISO 10816-6)
- Compresores alternativos.

- Compresores rotatorios de desplazamiento positivo (por Ej. De tornillo).
- Bombas recíprocas o alternativas.
- Motobombas sumergidas.
- Turbinas de viento

#### 2.4.4.2. *Flexibilidad del sistema de soporte*

La norma ISO 10816-3 considera la flexibilidad del soporte o base en que va montada la máquina ya que esta puede afectar directamente los valores medidos en esta. Estos soportes pueden ser:

- Soporte rígido:

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina/soporte, en la dirección de la medición es más alta que su principal frecuencia de excitación por lo menos en 25%, entonces el soporte se puede considerar rígido en esa dirección.

- Soporte flexible: Serán flexibles, todos los sistemas que no estén dentro de la definición anterior. Cabe destacar que puede existir un soporte definido como rígido que posea flexibilidad en alguna dirección.

Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexibles en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición[14]

#### 2.4.4.3. *Altura de eje*

La altura del eje H de una máquina está definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la máquina misma. La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical, se debe tomar como la altura de eje H de una máquina horizontal en el mismo marco básico. Cuando el soporte es desconocido, la mitad del diámetro de máquina puede ser utilizada.[14]

#### 2.4.4.4. *Evaluación*

- Zona A: Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.
- Zona B: Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
- Zona C: La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.
- Zona D: Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños

| ISO 10816                                  |   |  |  |                |          |   |          |                               |  |        |
|--|---|--|--|----------------|----------|---|----------|-------------------------------|--|--------|
| velocidad                                  | 10 – 10000 Hz r > 600 RPM<br>2 – 10000 Hz r > 120 RPM | in/s RMS   | mm/s RMS   |                |          |   |          |                               |  |        |
|  |   | 0.43   | 11   |                |          |   | D        |                               |  |        |
|  |   | 0.28   | 7.1  |                |          |   | C        |                               |  |        |
|  |   | 0.18   | 4.5  |                |          |   | B        |                               |  |        |
|  |   | 0.14   | 3.5  |                |          |   | A        |                               |  |        |
|  |   | 0.11   | 2.8  |                |          |   | A        |                               |  |        |
|  |   | 0.09   | 2.3  |                |          |   | A        |                               |  |        |
|  |   | 0.06   | 1.74   |                |          |   | A        |                               |  |        |
|  |   | 0.03   | 0.71   |                |          |   | A        |                               |  |        |
|  |   | BASE   |  | RÍGIDO         | FLEXIBLE | RÍGIDO  | FLEXIBLE | RÍGIDO                        | FLEXIBLE                                       | RÍGIDO |
| TIPO DE MAQUINA                            |   | PEQUEÑAS<br>Bombas > 15 kw - Flujo radial, axial o mixto |  |                |          | MEDIANAS<br>15 kw < P ≤ 300 kW                              |          | GRANDES<br>300 kw < P ≤ 50 MW |  |        |
|  |   | MOTOR INTEGRADO  |  | MOTOR SEPARADO |          | MOTORES<br>160mm < H ≤ 315 mm                               |          | MOTORES<br>315 mm ≤ H         |  |        |
| GRUPO                                      |   | GRUPO 4  |  | GRUPO 3        |          | GRUPO 2   |          | GRUPO 1                       |  |        |
| <b>A</b><br>MAQUINA NUEVA O RECONDICIONADA |   |  | <b>B</b><br>MAQUINA PUEDE OPERAR INDEFINIDAMENTE |                |          | <b>C</b><br>LA MAQUINA NO PUEDE OPERAR UN TIEMPO PROLONGADO |          |                               | <b>D</b><br>LA VIBRACIÓN ESTA PROVOCANDO DAÑOS |        |
| Satisfactoria                              |   |  | Insatisfactoria                                  |                |          | Inaceptable   |          |                               |  |        |

Figura 2-48: Evaluación de severidad, fuente ISO

Se establece como criterio de alarma cuando el cambio en el nivel de la vibración es, al menos el 25 % del límite de la zona B/C, independiente que estos cambios sean crecientes o decrecientes.[15]

#### 2.4.5. ISO 10816-4

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 4: Turbina de gas, excepto los derivados de aviones.

#### 2.4.6. ISO 10816-5

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 5: Máquinas con potencia hidráulica, plantas generadoras y de bombeo.

#### 2.4.7. ISO 10816-6

Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 6: Máquinas recíprocante con potencia sobre 100 [kW].

#### 2.4.8. ISO 10816-7

Bombas rotodinámicas para la aplicación industrial.[14]

## **2.5. SOFTWARE SKF**

El software utilizado en la configuración de alarmas es el siguiente, se expone sus respectivos datos.

SKF @PTITUD ANALYST PARA SKF MICROLOG

VERSIÓN: 8.1.2003.3

NºSERIE:16337

MEMORIA FÍSICA: 2147483647

SKF ofrece al público un último sistema de monitoreo en línea de la condición real de equipo medidos, llamado @ptitude Analyst el cual es un software de solución con potente diagnóstico y capacidades analíticas, proporciona almacenamiento de información, análisis y del mismo modo hace que la información sea accesible en toda su organización. @ptitude Analyst de SKF se adapta a las necesidades de la empresa, ya sea operador con las de inspección, monitorear la condición en estado real generar un análisis de vibraciones en profundidad y asesoramiento de expertos.

Este programa de software puede administrar datos de condición de equipos desde su punto de medición hasta un punto móvil de visualización. Al implementar este software obliga a la organización a abarcar su monitoreo con dispositivos de recopilación de datos Multilog de SKF.

SKF @ptitude Analyst permite que sus operaciones, personal de mantenimiento y confiabilidad para ver datos de diferentes fuentes utilizando la misma aplicación para comunicar información a otros departamentos en un personalizable formato. Combinando las capacidades de SKF puede un paquete combinado de protección de maquinaria, y monitoreo de condición aplicarse en la maquina crítica y semicrítica con arranque / parada en el transcurso del día operacional. [16]

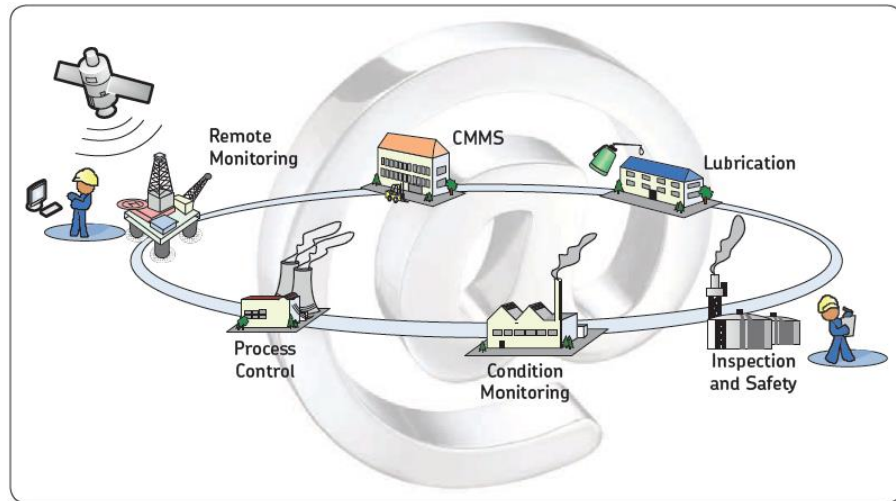


Figura 2-49: Diagrama de proceso de análisis SKF, fuente SKF

SKF @ptitude Analyst incorpora innovaciones como funciones derivadas, CTA (Cyclic Promedio de tiempo) superposición y análisis HAL (Localizador de actividad armónica) a sus usuarios (CTA y HAL son algoritmos patentados por SKF).[16]skfskf

SKF @ptitude Analyst admite muchos gráficos estándar y combinaciones gráficos que visualizan rápidamente las áreas problemáticas. Superposiciones de gráficos proporcionar funciones de cursor para obtener información especial como la frecuencia detalles de la banda, valores promedio y de desviación estándar, sesgo o picks. Las superposiciones de análisis de frecuencia se pueden utilizar para el espectro gráficos para identificar rápidamente cojinetes comunes u otras frecuencias de origen de fallas.[16]

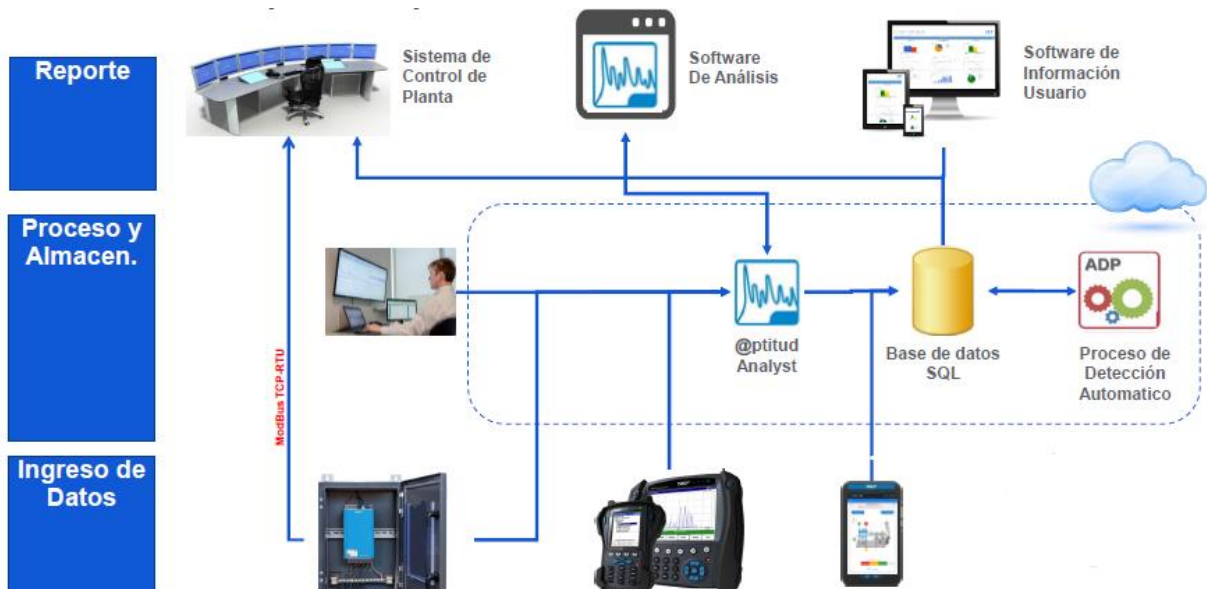


Figura 2-50: Comunicación Software @ptitud, fuente SKF

## **CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA**

En este capítulo se desarrolla la solución propuesta a nuestra problemática, comenzando con una acotación de los equipos de la planta de celulosa.

### 3.1. SELECCIÓN DE EQUIPOS CRÍTICOS

La selección de equipos críticos de la planta se realiza a modo de jerarquizar los activos físicos en base a su criticidad. La criticidad del equipo está asociada al impacto en la producción global de la empresa, definiendo la criticidad como:

$$\text{Criticidad} = \text{frecuencia} \times \text{Consecuencia} \quad (21)$$

Donde la frecuencia es definida por el número de fallas en un tiempo determinado y la consecuencia como (Impacto Operacional x Flexibilidad) + Costos de Mantenimiento + Impacto (Seguridad – Ambiente).[4]

Del mismo modo, en la siguiente tabla se puede observar como la consecuencia se define dentro de la empresa como una subdivisión que contempla seguridad, medioambiente, pérdidas de producción y costos de reparación.

Tabla 3-1 Tabla de cálculo de criticidad de equipo, fuente F.fuentes

| NIVEL | CONSECUENCIA                                   |  |                                |  | FRECUENCIA DE FALLA |
|-------|--|--|--------------------------------|--|---------------------|
|       | SEGURIDAD                                      | MEDIOAMBIENTE                                    | PÉRDIDA DE PRODUCCIÓN          | COSTOS DE REPARACIÓN                       |                     |
| 5     | Riesgo de accidente con múltiples fatalidades  | riesgo de daño ambiental severo y de largo plazo | Pérdida mayor o igual a 4 días | Costo mayor que US\$50.000.00              | SEMANAL             |
| 4     | Riesgo de accidente con una fatalidad          | Riesgo de daño ambiental de largo plazo          | Pérdida entre 1 y 4 días       | Costo entre US\$49.000.00 y US\$25.000.00  | MENSUAL             |
| 3     | Riesgo de accidente con incapacidad permanente | Riesgo de daño ambiental de corto plazo          | pérdida entre 8 y 24/hrs/día   | Costos entre US\$24.999.00 y US\$10.000.00 | TRIMESTRAL          |
| 2     | Riesgo de accidente con tiempo perdido         | Riesgo de daño ambiental menos                   | Pérdida > 1 y < 8 horas/día    | Costo entre US\$9.999.00 y US\$5.000.00    | SEMESTRAL           |
| 1     | Sin riesgo a las personas                      | Sin riesgo ambiental                             | Sin pérdida de producción      | Costo menos que US\$4.999.00               | ANUAL               |

Debido a las consecuencias propias de cada equipo en la empresa privada, se determinó el siguiente listado de equipos críticos basados en la tabla anterior. En relación con la transparencia de información que se tuvo al alcance no es posible llegar a costos asociados a mantenimiento del activo, pero debido a las labores realizadas en conjunto al equipo de trabajo de mantenimiento predictivo se pudo seleccionar los activos en cuestión.

El estudio de equipos críticos de la planta nos da un margen de estudio de 186 equipos críticos a monitorear.

Posterior a la definición de equipos críticos, Anexo 2, se realiza una búsqueda intensiva de información a través de todos los medios a disposición, ya sean, biblioteca, archivo técnico del sistema interno, planos de equipos, archivos con información de equipos con mayor frecuencia de monitoreo físico. Se pone énfasis en los modelos de rodamientos de aquellos activos físicos críticos seleccionados.

### **3.2. BUSQUEDA DE FRECUENCIAS DE FALLAS ASOCIADAS A RODAMIENTOS DE EQUIPOS CRÍTICOS**

Las frecuencias de fallas asociadas a los activos físicos críticos son obtenidas por el programa SKF Engineering Calculator (Herramienta SKF para cálculos de ingeniería) donde se ingresa el modelo de rodamiento encontrado perteneciente al equipo en cuestión. Dicha información nos mostrará el número, diámetro primitivo y geometría de elementos rodantes que posea, ángulo de contacto con la superficie, diámetro interno y externo. Se comprueba los datos de la tabla 3-1.

*Tabla 3-2: Rodamientos de activos críticos con sus respectivas frecuencias de fallas, elaboración propia.*

| Equipo  | Nombre                                      | Ubicación Rod      | Modelo Rod. | BPFI   | BPFO  | BSF   | FTF   |
|---------|---|--------------------|-------------|--------|-------|-------|-------|
| 511L111 | MOTOR BBA<br>ALIMT PASTA<br>CEL             | Lado libre         | NU2336      | 7,787  | 5,213 | 2,427 | 0,401 |
|         |   | Lado accionamiento | NU2336      | 7,787  | 5,213 | 2,427 | 0,401 |
| 511J111 | BBA<br>MEZCLADORA<br>PASTA CAJON<br>ENTRADA | Lado voluta        | 23222       | 10,806 | 8,194 | 3,48  | 0,431 |
|         |   | Accionamiento      | 23222       | 10,806 | 8,194 | 3,48  | 0,431 |
| 511J102 | BBA PASTA G11<br>LADO SUR                   | Lado voluta        | NUP 313     | 7,819  | 5,181 | 2,363 | 0,399 |
|         |   | Accionamiento      | 7314        | 7,095  | 4,905 | 2,03  | 0,409 |



|         |                               |               |       |        |       |       |       |
|---------|-------------------------------|---------------|-------|--------|-------|-------|-------|
| 512S11A | POLIN SUPERIOR PRIMERA PRENSA | Accionamiento | 23264 | 10,223 | 7,777 | 3,517 | 0,432 |
|         |                               | Libre         | 23264 | 10,223 | 7,777 | 3,517 | 0,432 |
| 512S11B | POLIN INFERIOR PRIMERA PRENSA | Accionamiento | 23184 | 11,776 | 9,224 | 3,973 | 0,439 |
|         |                               | Libre         | 23184 | 11,776 | 9,224 | 3,973 | 0,439 |

### 3.3. CREACIÓN DE BASE DE DATOS

Posterior a la recopilación de datos se deja registro de la información propia de cada activo físico crítico en la siguiente Tabla 3-2.

Tabla 3-3: Base de datos equipos críticos, elaboración propia

|  |                  | Descripción del Equipo |            |              |                   |          |          |
|--|------------------|------------------------|------------|--------------|-------------------|----------|----------|
| Inspecciones de Mantenimiento Predictivo | Detalles         | Equipo                 | 511L111    | 511J111      | 511J102           | 512S11A  | 512S11B  |
|  |                  | Marca                  | SIEMENS    | SULZER       | JEUMONT SCHNEIDER | NEYRPI C | NEYRPI C |
|  |                  | Modelo                 | 1LA8 315   | APP43-300    | MP 650            | LT 5.9   | LT 5.9   |
|  |                  | Potencia (Kw)          | 315        | 22           | 35                |          |          |
|  |                  | Tensión                | 400        |              |                   |          |          |
|  |                  | RPM                    | 1500       | 300          | 300               | 700      | 700      |
|  |                  | F.S                    | 0,88       |              |                   |          |          |
|  |                  | Fases                  | 3          |              |                   |          |          |
|  |                  | Polos                  | 3          |              |                   |          |          |
|  |                  | Conexión               | ESTRELLA A |              |                   |          |          |
|  |                  | N° de Aspas            |            | 6            | 5                 |          |          |
|  |                  | Altura (M)             |            | 33           | 15                |          |          |
|  |                  | Caudal (M3/H)          |            | 1,14         | 2,8               |          |          |
|  |                  | Temp°C                 |            | 90°          | 100°              | 80°      | 80°      |
|  |                  | Tipo                   | MOTOR      | CENTRIFUGA A | CENTRIFUGA        | POLIN    | POLIN    |
|  | Frecu Rodamiento | Lado accionamiento     | NU320      | 23222        | 7314              | 23264    | 23184    |
|  |                  | BPFI                   | 9,791      | 10,806       | 7,095             | 10,223   | 11,776   |
|  |                  | BPFO                   | 7,209      | 8,194        | 4,905             | 7,777    | 9,224    |

|            |                   |         |        |         |        |        |
|------------|-------------------|---------|--------|---------|--------|--------|
|            | BSF               | 3,216   | 3,48   | 2,03    | 3,517  | 3,973  |
|            | FTF               | 0,424   | 0,431  | 0,409   | 0,432  | 0,439  |
| Rodamiento | Lado libre/Voluta | 6218 C3 | 23222  | NUP 313 | 23264  | 23184  |
| Frecuencia | BPFI              | 4,91    | 10,806 | 7,819   | 10,223 | 11,776 |
|            | BPFO              | 3,09    | 8,194  | 5,181   | 7,777  | 9,224  |
|            | BSF               | 2,083   | 3,48   | 2,363   | 3,517  | 3,973  |
|            | FTF               | 0,386   | 0,431  | 0,399   | 0,432  | 0,439  |

### **3.4. PROGRAMACIÓN DE ALARMAS EN SOFTWARE BAJO NORMA ISO 10816-3 E INGRESO DE BASE DE DATOS**

#### **3.4.1. Aplicación Norma 10816-3**

Para poder aplicar la norma ISO 10816-3 es necesario situarnos en el rango de frecuencias que se analizarán. Dentro de la práctica es utilizado el sensor tipo acelerómetro para medir velocidades de ondas vibratorias.

El instrumento de medición deberá ser capaz de medir la vibración RMS en un rango de frecuencia de 10 Hz a 1000 Hz, para la medición de la velocidad. Dependiendo de las frecuencias de las vibraciones a evaluar, se puede requerir mediciones del desplazamiento y se requiere un instrumento de medición capaz de medir el desplazamiento RMS en el rango de frecuencias de 2Hz a 1000Hz.[9]

Posterior se designa las orientaciones de los sensores, definiendo en los 3 planos del espacio, horizontal, vertical y axial. De esta forma se puede medir las direcciones de las vibraciones y saber en qué plano se desplaza.

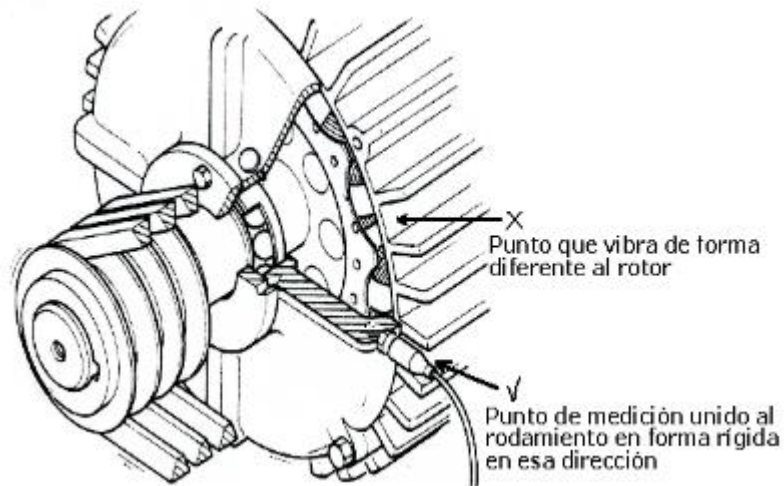


Figura 3-1: Puntos de medición cuando no se tiene acceso a la caja del rodamiento V: Ubicación correcta, X: Ubicación incorrecta, fuente P. Saavedra

Las condiciones operacionales en las cuales se encontrará el equipo debe estar debidamente definido, ya sea temperatura, potencias, RPM, caudales, corriente, presiones, torques, entre otras.

En las máquinas que trabajan con carga y velocidad variables, las mediciones serán hechas bajo todas las condiciones a las que se espera que la máquina podría operar por períodos prolongados de tiempo. El máximo valor medido, bajo estas condiciones será considerada representativo de la severidad de la vibración.[9]

Se debe clasificar la maquina según el tipo, su potencia nominal o altura de eje a la base que esta empotrada o anclada y el tipo de flexibilidad que posee este soporte.

Tabla 3-4: Clasificación tipo de máquina potencia nominal o altura del eje a la base, fuente ISO 10816-3

|         |   |
|---------|---|
| Grupo 1 | Máquinas grandes. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas grandes cuando su potencia nominal es mayor a 300 KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas grandes, cuando la altura de su eje a la base, $H \geq 315$ (mm), ver figura inferior. Las máquinas grandes normalmente tienen descansos deslizantes   |
| Grupo 2 | Máquinas de tamaño mediano. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas de tamaño mediano, cuando su potencia nominal es mayor a 15 KW pero menor o igual a 300KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas medianas, cuando la altura de su eje a la base, $160(\text{mm}) < H < 315(\text{mm})$ . Estas máquinas normalmente tienen descansos de rodamientos. |
| Grupo 3 | Bombas centrífugas con conductor separado por acoplamiento o correas. Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia  |

|         |  |
|---------|--|
|         | sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.  |
| Grupo 4 | Bombas centrífugas con conductor integrado o monoblock. Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos. |

Se puede observar en la figura 3-2 la representación de la altura de la máquina desde la base hasta el eje de rotación, esta información se requerida para obtener un buen posicionamiento en la norma ISO.

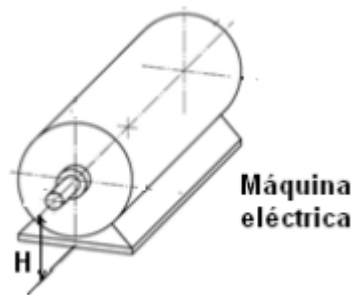


Figura 3-2: Representación altura de eje máquina, fuente P. Saavedra

Se observa a continuación en la tabla 3-4, los equipos críticos y la información requerida por la norma para la obtención de sus niveles de vibraciones globales en velocidad RMS.

Tabla 3-5: Tabla base para aplicar norma ISO-10816-3, elaboración propia

| Equipo  | Grupo | Tipo de máquina | Base     |
|---------|-------|-----------------|----------|
| 511L111 | 3     | MOTOR SEPARADO  | RÍGIDA   |
| 511J111 | 3     | BOMBA >15KW     | RÍGIDA   |
| 511J102 | 4     | BOMBA >15KW     | RÍGIDA   |
| 512S11A | 1     | $H \geq 315$ MM | FLEXIBLE |
| 512S11B | 1     | $H \geq 315$ MM | FLEXIBLE |

Una vez posicionando cada equipo con su información en la norma, se puede observar en la tabla 3-5 los valores de vibraciones globales obtenidos, estos serán ingresados en el

software de SKF para una configurar las alarmas fuera de parámetro. Además, se denota por colores los valores correspondientes al estado del equipo donde el color verde corresponde a valores accesibles haciendo referencia a un equipo en buen estado, del mismo modo, mientras los valores de velocidades incrementan, el estado del deterioro también.

Tabla 3-6: Velocidades de vibraciones en valores mm/seg RMS de equipos críticos bajo norma ISO10816-3, elaboración propia.

| Equipo  | Zona A | Zona B  | Zona C   | Zona D |
|---------|--------|---------|----------|--------|
| 511L111 | 0-2,3  | 2,4-4,5 | 4,6-7,1  | 7,2+   |
| 511J111 | 0-2,3  | 2,4-4,5 | 4,6-7,1  | 7,2+   |
| 511J102 | 0-1,4  | 1,5-2,8 | 2,9 -4,5 | 4,6+   |
| 512S11A | 0-3,5  | 3,5-7,1 | 7,1-11   | 11+    |
| 512S11B | 0-3,5  | 3,5-7,1 | 7,1-11   | 11+    |

### 3.4.2. Creación de jerarquía

Al ingresar al Software de SKF, para comenzar a familiarizarse con los equipos se crea una jerarquía que dará una noción del orden y ubicación de este. Comenzando desde un tópico general hacia lo más específico. CE01- PLANTA CELOLOSA CONSTITUCIÓN, conteniendo todas sus áreas de proceso de producción de celulosa.

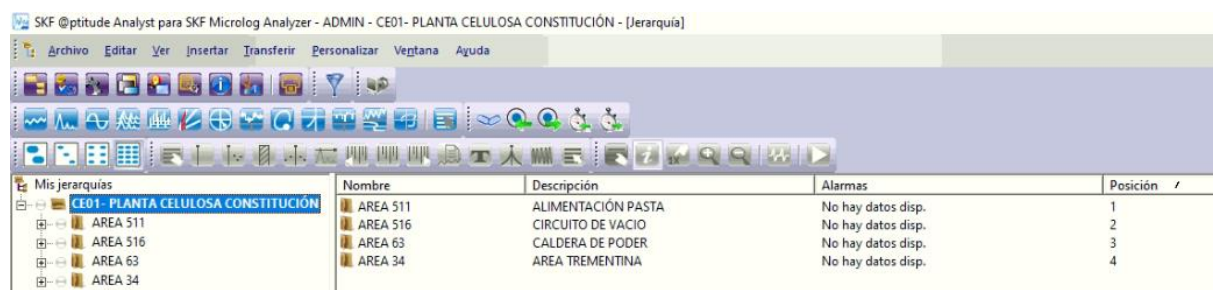
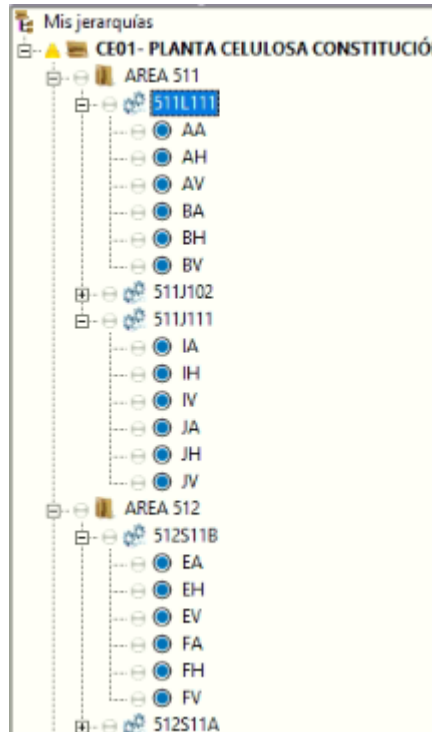


Figura 3-3: Software SKF, fuente propia



Comenzaremos creando el t3pico CE01- Planta Celulosa Constituci3n, que abarcar3 nuestras diferentes 3reas de proceso enumeradas. Como se puede observar en la figura 3-1, el 3rea 511 corresponde al 3rea de alimentaci3n de pasta de celulosa.

### 3.4.3. Creaci3n de equipos

Posteriormente creadas las 3reas de proceso, crearemos los equipos pertenecientes a dicha 3rea. Nuestro conjunto contemplar3 un motor designado por la letra L, un reductor referido con letra M y bomba con J. El formato de designaci3n de nombres de equipos viene dado por (Numero de 3rea; Letra de equipo; n3mero seg3n la posici3n). En el caso en cuesti3n se seleccion3 el conjunto 511L111 correspondiente al motor, 511M111 reductor y la bomba de pasta 511J111. Dicho conjunto ser3 monitoreado con sensores aceler3metros SKF.

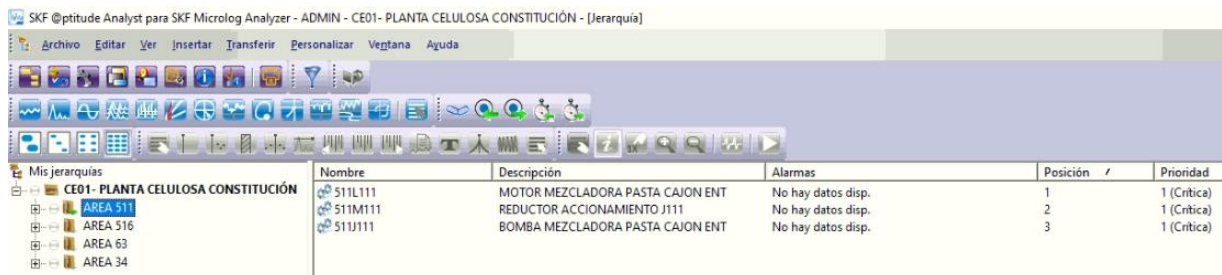


Figura 3-4: Software SKF, fuente propia

### 3.4.4. Creación puntos de medición

Una vez creados los equipos, se crearán los puntos de medición referentes a ese equipo en particular. En la ilustración 3-3 se puede observar que el reductor 511M111 posee 3 puntos de medición, correspondiente al segundo eje de engranes que va acoplado a la bomba de pasta. Se puede observar dicha posición definida por la letra F. Dichas letras son dominaciones que adoptan los puntos a los descansos desde el inicio del movimiento, ya sea, el motor el origen del movimiento rotatorio o entre otros.

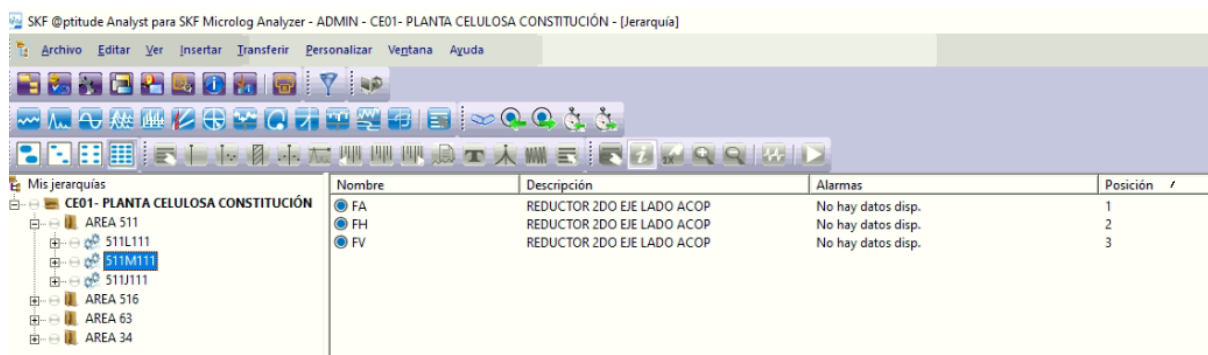


Figura 3-5: Software SKF, fuente propia

Entrando en la n del punto de medición podemos observar una cantidad de pestañas que se despliegan.

### 3.4.5. Configuración de equipo

Como se había mencionado anteriormente en los alcances del proyecto, esta secuencia de programación es orientada a un activo en específico, de tal forma se debe realizar el mismo procedimiento para los equipos restante. A continuación, se realiza la parametrización dentro del software de SKF.

Propiedades de PUNTO ✕

Alarma de velocidad | Mensajes | Notas | Frecuencias | Imágenes | Banda | Envolverte  
General | Config. | Cumplimiento | Claves filtro | Registro de la instalación | Global

Identidad

Nombre:

Descripción:

Activar obtención de datos

Tipo de DAD:

Aplicación:

Tipo de sensor:

Unidades:

Ubicación:   Orientación:  ▼

Figura 3-6: Software SKF, fuente propia



Se expone la pestaña de propiedades del punto, en el cual se ingresa toda la información anteriormente reunida.

Propiedades de PUNTO ×

Alarma de velocidad | Mensajes | Notas | Frecuencias | Imágenes | Banda | Envolvente  
General | **Config.** | Cumplimiento | Claves filtro | Registro de la instalación | Global

|                      |   |      |   |                                       |
|----------------------|---|------|---|---------------------------------------|
| Escala máxima:       | <input type="text" value="30"/>             | mm/s | Detección:                                      | <input type="text" value="RMS"/>      |
| Entrada mV/EU:       | <input type="text" value="100"/>            |      | <input checked="" type="checkbox"/> Activar ICP |                                       |
| Tipo de frec.:       | <input type="text" value="Intervalo fijo"/> |      | Líneas:   | <input type="text" value="12800"/>    |
| Guardar datos:       | <input type="text" value="FFT"/>            |      | Ventana:  | <input type="text" value="Uniform"/>  |
| Frec. inicial:       | <input type="text" value="0"/>              | kCPM | Autocaptura:                                    | <input type="text" value="Siempre"/>  |
| Frec. final:         | <input type="text" value="30"/>             | kCPM | Velocidad:                                      | <input type="text" value="1800"/> RPM |
| Corte frec. baja:    | <input type="text" value="300"/>            | CPM  | Medias:   | <input type="text" value="2"/>        |
| Pulsos/Rev:          | <input type="text" value="1"/>              |      | Media:  | <input type="text" value="Media"/>    |
| Factor lineal:       | <input type="text" value="0"/>              |      | Unids. de vel. lineal:                          | <input type="text"/>                  |
| Ref. etiq. velocidad |   |      |   |                                       |
| PUNTO:               | <input type="text" value="Ning."/>          |      |   | <input type="button" value="Selecc"/> |
| Relación:            | <input type="text" value="1"/>              |      |   |                                       |

Figura 3-7: Software SKF, fuente propia

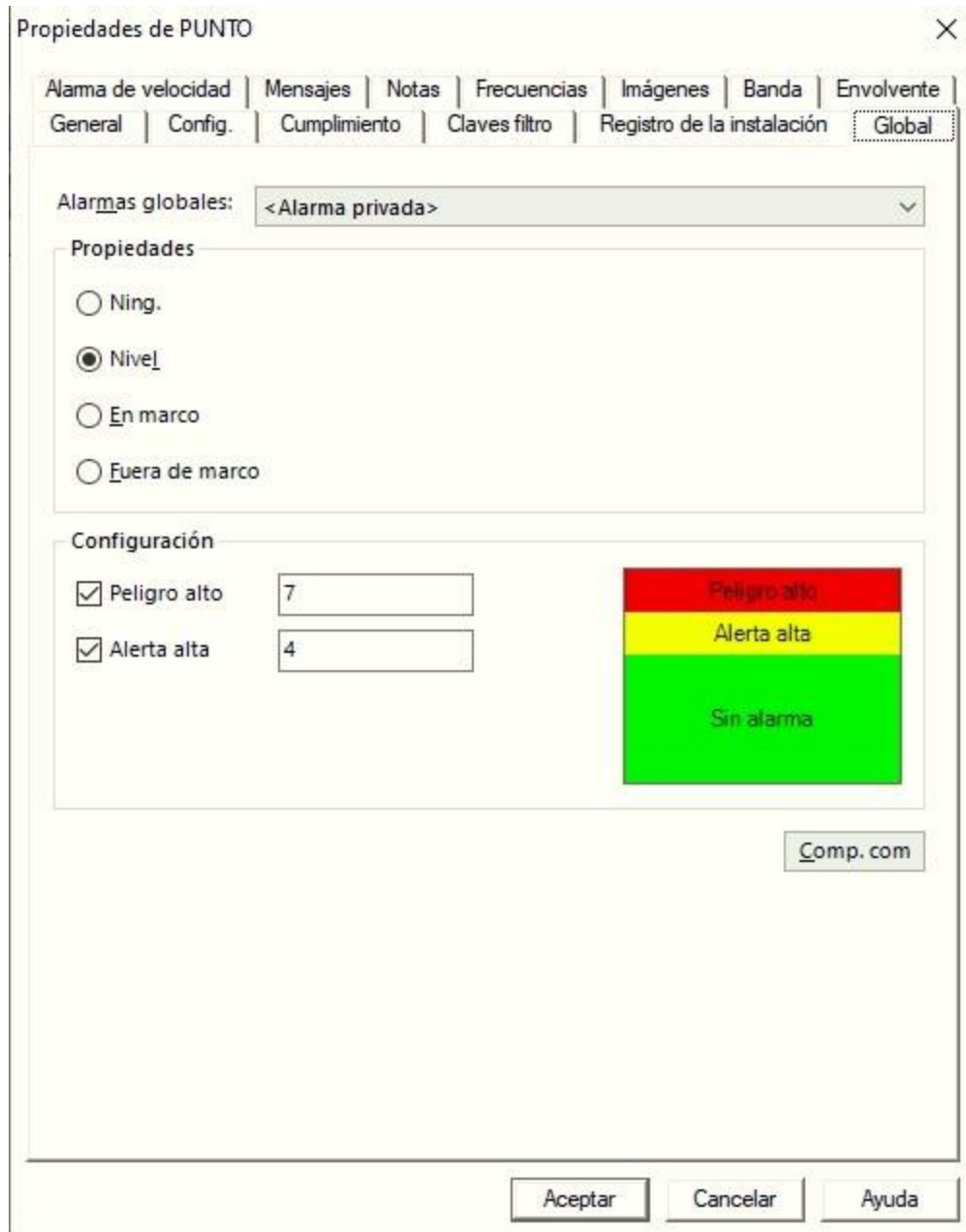


Figura 3-8: Configuración de norma. Fuente propia

Se puede observar la configuración de los niveles de alerta que se puede designar. Todo esto bajo la norma ISO 10826-3. En donde se toma en cuenta la potencia, RPM y la base de anclaje. En esta pestaña se parametriza los límites admisibles de operación de las máquinas, contemplando un estado de equipo en buen funcionamiento de color verde, definiendo un límite con la zona siguiente en color amarillo, el cual nos alarma en un aumento en los niveles de vibración y posteriormente una zona roja, que define el estado del equipo fuera de parámetros operacionales generando una parada inmediata.

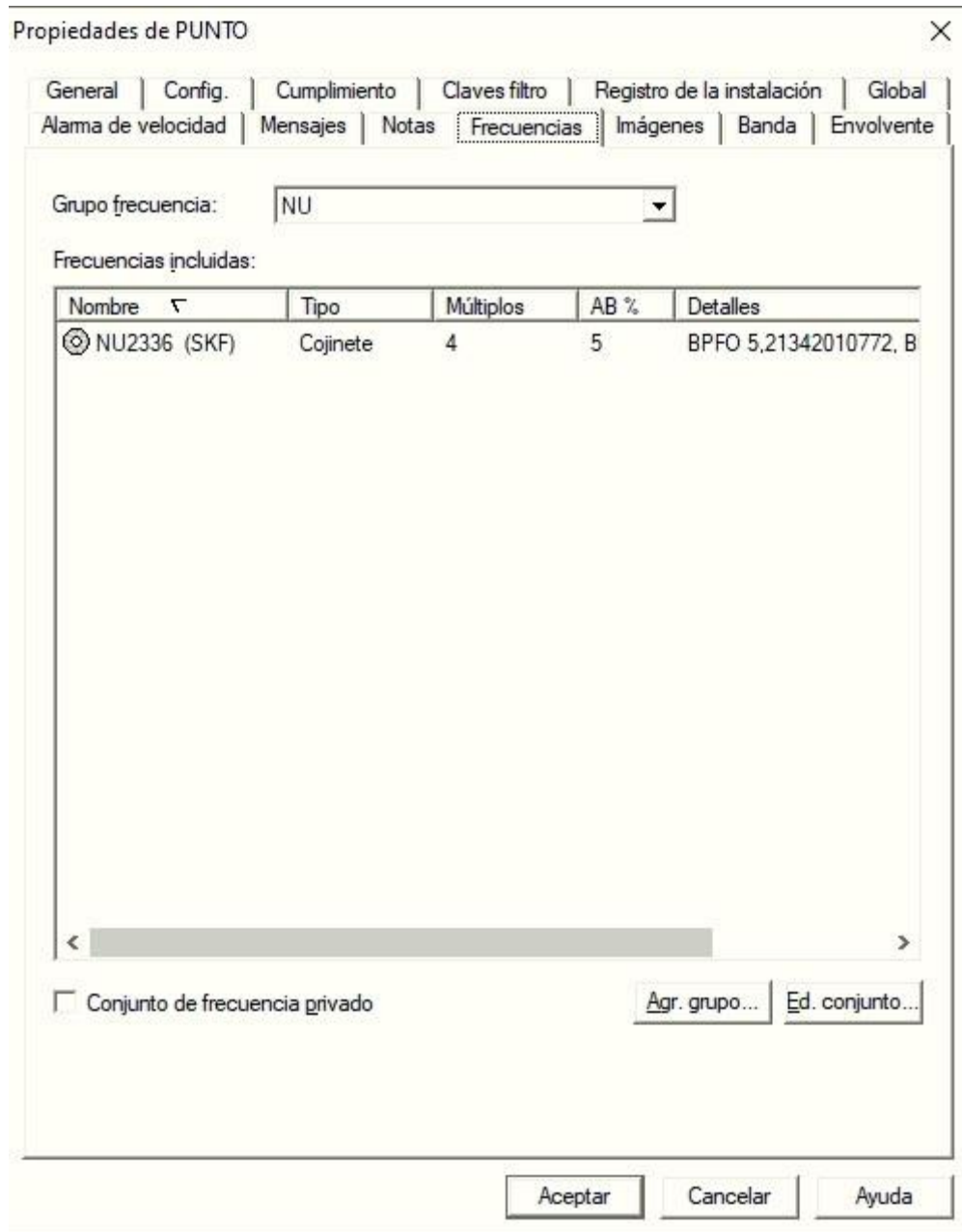


Figura 3-9: Carga de rodamiento a software, fuente propia

Las frecuencias de fallas añadidas en particular al programa son la de los rodamientos o elementos rodantes, que vendrán dadas por diámetro, número de elementos rodantes y ángulo de contacto. También es importante la orientación del tipo de rodamiento instalado, ya que, debido a cargas asociadas, por ejemplo, en una bomba, el rodamiento del lado del impulsor, generalmente sus elementos rodantes son cilíndricos, ya que la fuerza de empuje del fluido genera una reacción en la bomba de igual intensidad, pero en sentido opuesto, otorgando el cilindro una mayor área de contacto con la superficie, distribuyendo la carga a lo largo de su material.

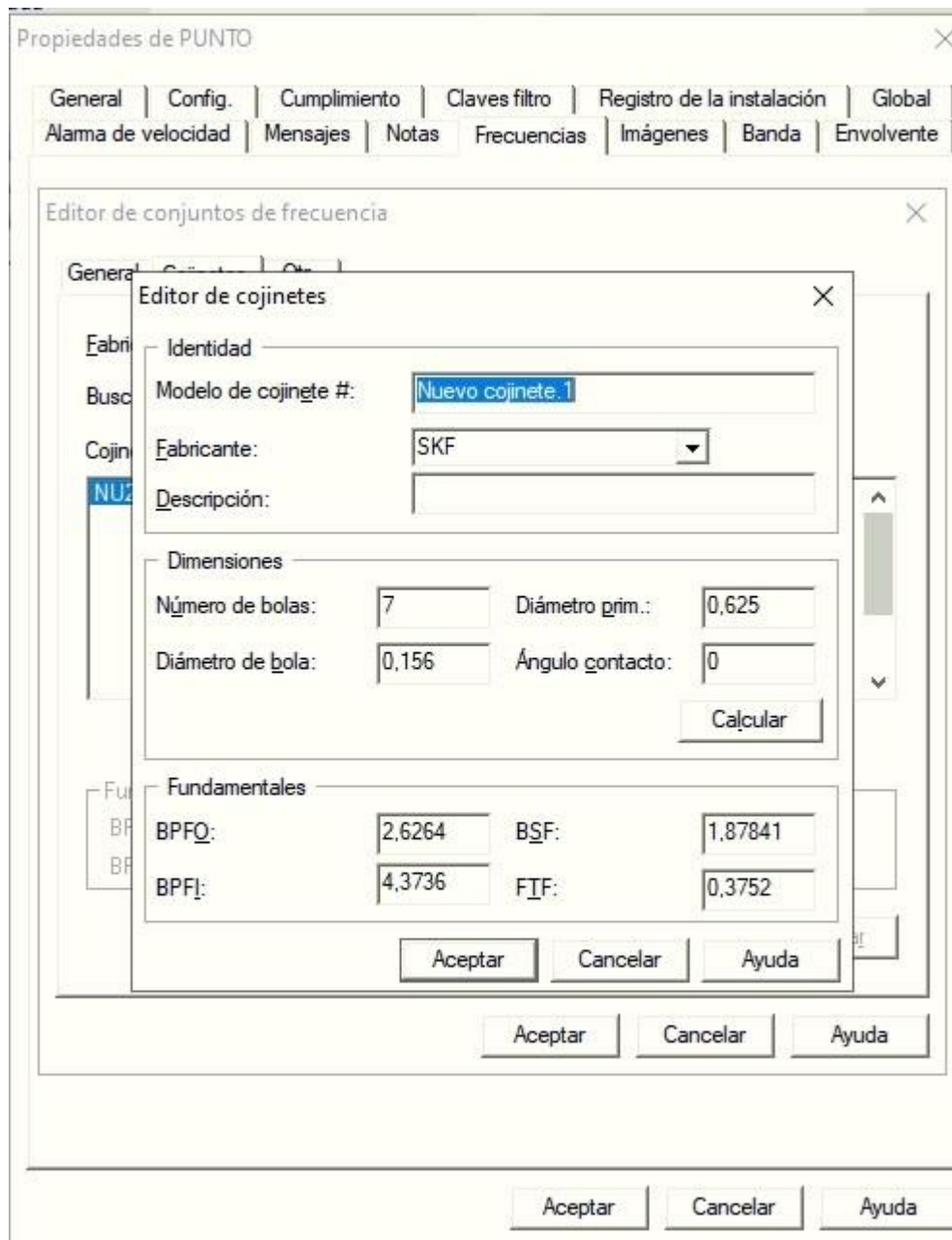


Figura 3-10: Ingreso frecuencias de fallas fundamentales de rodamiento, fuente propia

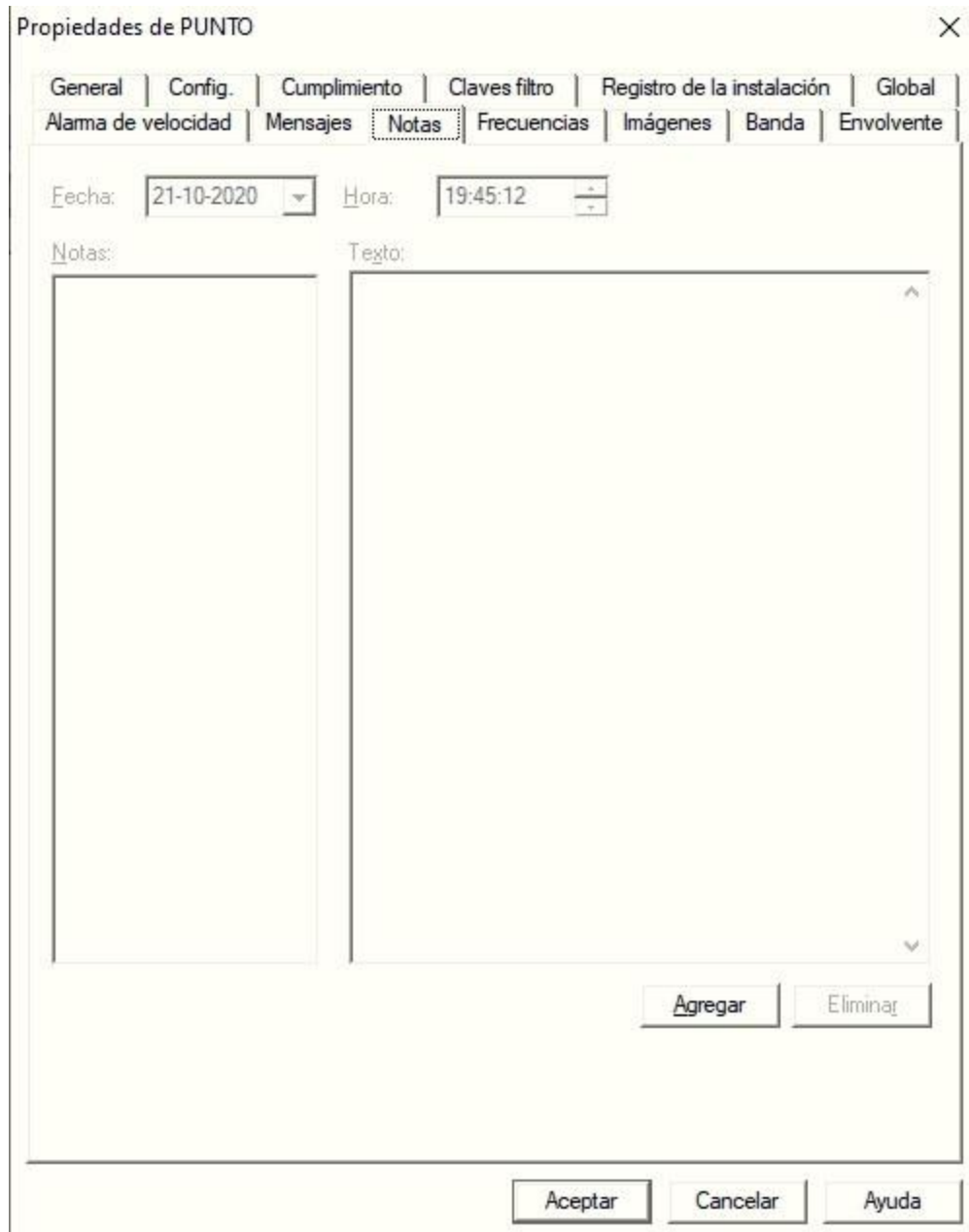


Figura 3-11: Notas del equipo, fuente propia

En la ventana Notas del equipo es posible ingresar datos de faena o información operacional del equipo que no se ha definido anteriormente, del mismo modo, el historial de mantenimiento correctivo.



Figura 3-12: Pestaña para cargar imágenes de equipo, fuente propia

En la figura 3-10 es posible observar la opción de agregar una imagen del equipo que facilite la identificación del activo.

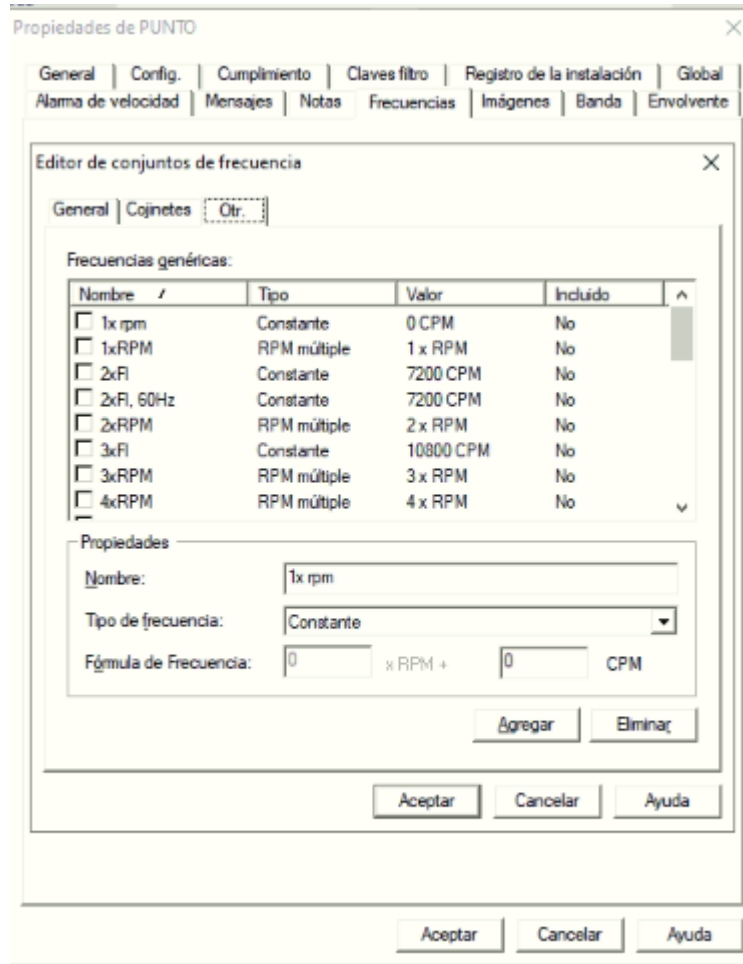


Figura 3-13: Filtros para análisis de fallas, fuente propia

El programa aptitud de SKF carga en su sistema una serie de filtros disponibles para el análisis de fallas analizadas por su sintomatología, como se puede observar en la figura 3-11 y 3-12

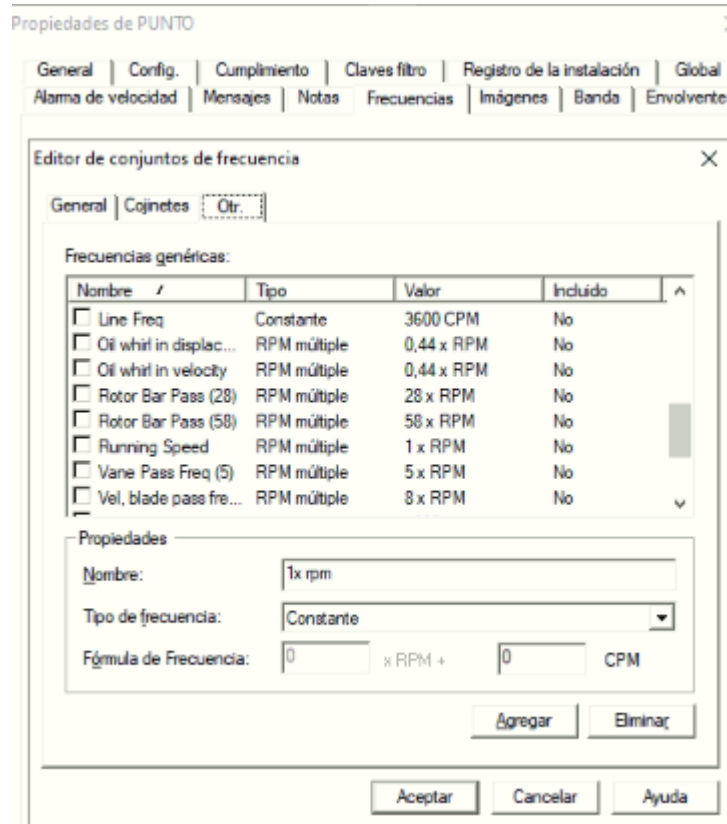


Figura 3-14: Filtros para análisis de falla

En la figura 3-14 se puede observar los filtros disponibles para encontrar los distintos tipos de falla referente a las vibraciones.



## **CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

## **4.1. EQUIPOS CRÍTICOS**

La tabla de los equipos críticos se obtuvo de manera correcta según los parámetros y estándares establecidos por la empresa privada, dado la magnitud económica de la eventualidad de parada y costos asociados al servicio de empresas externas involucradas en la reposición del equipo o arreglos realizados para el buen funcionamiento, es imposible conocer este cifra o valor, debido a esto, solo se tuvo acceso a un listado de equipos fundamentales en la producción de celulosa se clasifico como equipos críticos. En cuanto a la información obtenida referida a estos equipos se puede evidenciar una tabla con especificaciones técnicas de cada uno, referente a equipo motor, bomba, polín, entre otros. Del mismo modo, se adjunta tabla de Excel de especificaciones de equipos críticos investigados en conjunto a los seleccionados en este escrito que corresponde al Anexo 1, se encuentra en la parte final de este documento. Cabe destacar que el análisis debe realizarse al conjunto completo, de esta forma se estudia, indaga y recopilan datos en los activos que componen este. Vale decir, conjunto motor-bomba o motor, reductor y bomba, etc.

Se puede observar y analizar que la información obtenida en las tablas de especificaciones técnicas, son de gran importancia debido a que, por ejemplo, el motor eléctrico indica la alimentación eléctrica requerida, la potencia proporcionada por este, su velocidad de giro que puede ser utilizada para analizar espectros referencia a la 1X, frecuencia de giro. Del mismo modo el tipo de conexionado en este caso 511L111, conexión de estrella, numero de polos, numero de polos y fases relacionado directamente con fallas eléctricas y análisis de frecuencias de velocidades sincrónicas y asincrónicas.

La información referenciada a las bombas seleccionadas en cuanto al número de RPM es importante debido a la frecuencia obtenido en la 1X, además el número de alabes da a conocer la frecuencia de paso de álabes visualizada en un espectro en velocidad. Estas frecuencias son esenciales para poder realizar un buen análisis vibratorio.

## **4.2. ANÁLISIS NORMA**

En el análisis de la norma ISO 10816-3 se puede observar la clasificación de los activos en diferentes grupos según su tipo o tamaño como lo son las bombas y motores, si estos trabajan juntos de manera integrada o van acoplados por algún sistema de acoplamiento en específico. El alto del eje también está relacionado debido a la cantidad de material que debe recorrer la vibración hasta el anclaje, también si éste es rígido o flexible. Los activos seleccionados que corresponden a los 5 equipos críticos se clasificaron según dicha norma, obteniendo sus respectivos grupos para así poder posicionarse en la tabla de forma correcta. Se elabora la Tabla 3-4 para definir la posición en la norma. Esta según la ubicación define los parámetros de operación correctos para un equipo nuevo o reacondicionado que puede funcionar de manera prolongada en el tiempo, estos niveles de vibración, expresados en velocidades RMS para mediciones globales están definidos por la norma como la zona de color verde, que corresponde a un buen estado del activo, posteriormente se da paso al siguiente nivel de velocidades globales en color amarillo más claro con menores valores de vibración y amarillo más oscuro indicando el valor límite de velocidad RMS admisible por la norma. Cabe destacar que el software solo posee un solo nivel intermedio amarillo de alerta, definiéndose el límite inferior amarillo claro y superior amarillo oscuro entregados por la norma, vale decir, el nivel de alerta se activa ingresando valores correspondientes al color amarillo claro abarcando el estado de alerta hasta

el final del amarillo oscuro, comenzado la parada automática de color rojo, que hace referencia a un estado con bastante deterioro desenlazando una detención de su funcionamiento.

El fin de normar las vibraciones globales de estos equipos críticos es tener un conocimiento en tiempo real del estado de la máquina, de tal forma esta recopilación en el tiempo generará tendencia de su comportamiento pudiendo estimar una parada del activo por falla en sus componentes. Estos valores comenzarán a incremental de tal forma que alcance valores seteados en el software alarmando valores fuera de norma, estos a su vez definirán el tiempo de operación que permite su estado real, debido a esto se podrá indicar la vida útil y su decaimiento en el tiempo dando opción a prepararse para una parada y reanudación del proceso de producción en tiempo récord. Esto disminuirá las pérdidas producidas por la parada de la línea de producción aumentando la disponibilidad y confiabilidad en el equipo.

El resultado obtenido por la norma se realizó asumiendo condiciones óptimas de operación obteniendo resultados de parámetros conservadores, de tal forma como se realiza una implementación, no es bueno correr el riesgo de trabajar con indicadores al límite correspondiente debido a la escasez de valores de tendencias e historiales operacionales. Es recomendable realizar la prueba de equipo con un flujo continuo de carga de tal forma estandarizar el funcionamiento correcto de los activos. Es posible que la transmisibilidad de datos del entorno afecte en la lectura correcta de velocidades de vibración como se puede observar en el ejemplo del profesor Pedro Saavedra a continuación.

“Hoy en día muchos de los trabajos de mantenimiento mecánico se han tercerizados. Este es el caso de una empresa minera donde los motores eléctricos son reparados por una empresa externa. La aceptación del trabajo realizado por la empresa externa, la realiza el personal de la planta midiendo las vibraciones globales de los motores reparados. Como los problemas electro-mecánicos generan fuerzas que dependen del valor de la corriente eléctrica, es necesario para detectarlos, realizar las pruebas de aceptación con el motor con carga. Para esto se realiza las mediciones con el motor instalado en su lugar de trabajo. El motor conduce un ventilador como indica figura 15. La altura H del eje del motor a su base es 200mm. Su primera velocidad crítica es 4.600 cpm.[9]

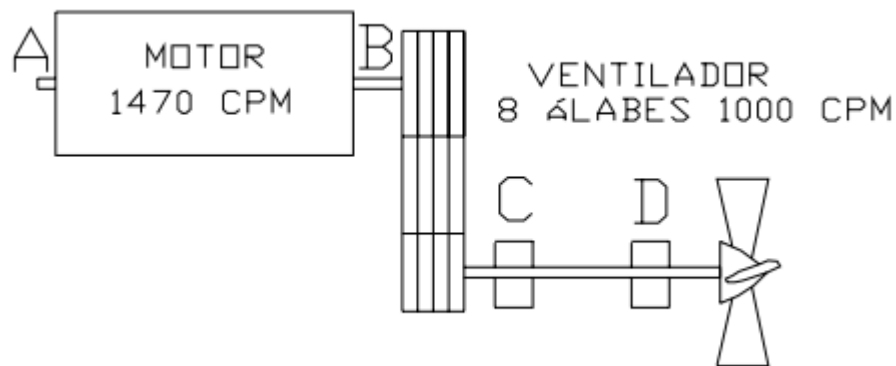


Figura 4-1: Unidad motor-ventilador analizada, fuente P. Saavedra

En una de las pruebas de aceptación del motor reparado, las vibraciones globales RMS medidas en las cajas de sus rodamientos, en el rango de frecuencias de 10 a 1.000 Hz fueron:

|     |            |     |            |
|-----|------------|-----|------------|
| A-H | 4.1 mm/seg | B-H | 3.8 mm/seg |
| A-V | 5.2 mm/seg | B-V | 5.6 mm/seg |
| A-A | 2.8 mm/seg | B-A | 3.8 mm/seg |

Para la evaluación de la severidad vibratoria en el motor, este es una máquina de tamaño mediano (altura del eje a la base está entre 160 y 315 mm). Se obtiene que el valor Bueno es bajo 1,4 mm/s. Este valor fue tomado como valor de aceptación por la empresa para aceptar las reparaciones en este motor. Por lo tanto, la reparación de este motor fue rechazada.[9]

Se muestra el espectro de la velocidad vibratoria medida en el motor eléctrico en el punto B-V (punto donde el valor global es mayor). De esta figura se puede observar que las vibraciones medidas en él tienen dos orígenes:

Vibraciones generadas en el motor, indicadas con el color rojo (son múltiplos de los RPM del motor).

Vibraciones generadas en el ventilador, indicadas con el color negro (son múltiplos de los RPM del ventilador), las cuales han sido transmitidas al punto de medición en el motor desde el ventilador.

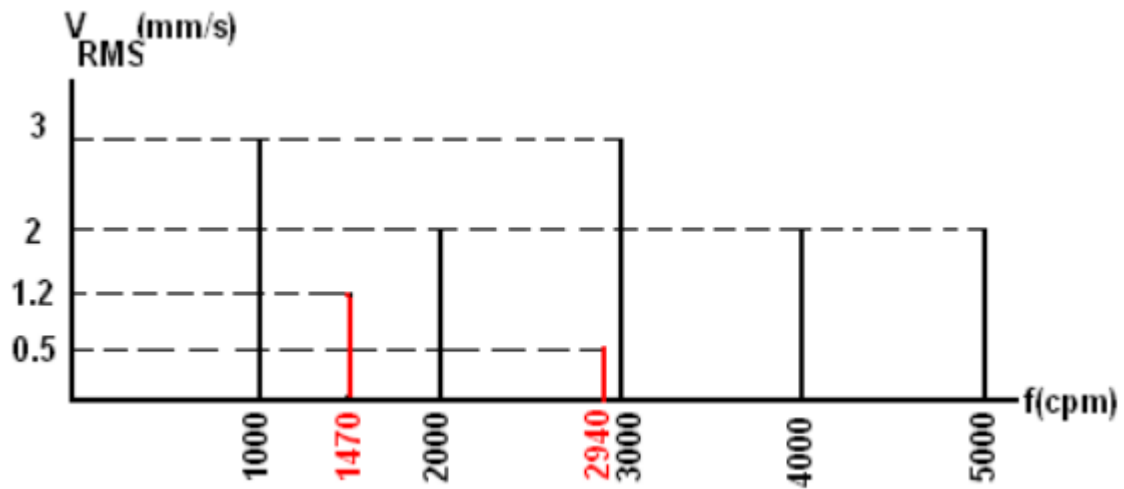


Figura 4-2: Espectro medido en el punto B-V del motor, fuente P, Saavedra

El sensor de vibraciones mide la suma de las vibraciones que le llegan, por lo tanto, mide las vibraciones provenientes del motor más las provenientes del ventilador. Así se obtiene que el valor global en el punto B-V es:

$$V_{RMS} = \sqrt{3^2 + 1.2^2 + 2^2 + 0.5^2 + 3^2 + 2^2 + 2^2} = 5.6 \left( \frac{mm}{seg} \right) \quad (22)$$

Si equivocadamente, se hubiese evaluado la condición mecánica del motor utilizando este valor, se hubiese obtenido de Tabla N°3, para una máquina del grupo 2, soportes rígidos, a la cual pertenece este motor, que 5.6(mm/s) es : D (INACEPTABLE)

Para evaluar correctamente la condición del motor, las normas establecen como es obvio, que debe considerarse solo las vibraciones provenientes de la máquina (el motor) y no las que vienen del exterior (ventilador). Para ello se utiliza lo indicado en las normas: “En algunos casos el efecto de la vibración de fondo puede ser anulado i) por un análisis del espectro..”

Analizando el espectro, se obtiene que el valor global de las vibraciones generadas solo en el motor es:

$$V_{RMS} = \sqrt{1.2^2 + 0.5^2} = 1.3 \left(\frac{mm}{seg}\right) \quad (23)$$

Evaluando la vibración con este valor, se obtiene que la condición mecánica del motor en el motor es buena” [9]

## CONCLUSIONES

Se puede concluir que el mantenimiento predictivo en la industria posee una gran responsabilidad en el funcionamiento continuo de la producción de esta. Las diferentes herramientas, equipos y métodos utilizados por el equipo de mantenimiento predictivo nos dan a conocer el estado real de cada activo, de tal forma este asegure un buen funcionamiento, tiempo de vida útil, predecir una posible falla, definir patrones de comportamiento, generar tendencias, entre otras. Se puede definir de esta última como:

Una representación gráfica de alguna variable respecto al tiempo. Para nuestro caso, la variable es el nivel general de vibración de los puntos de una máquina.[17]

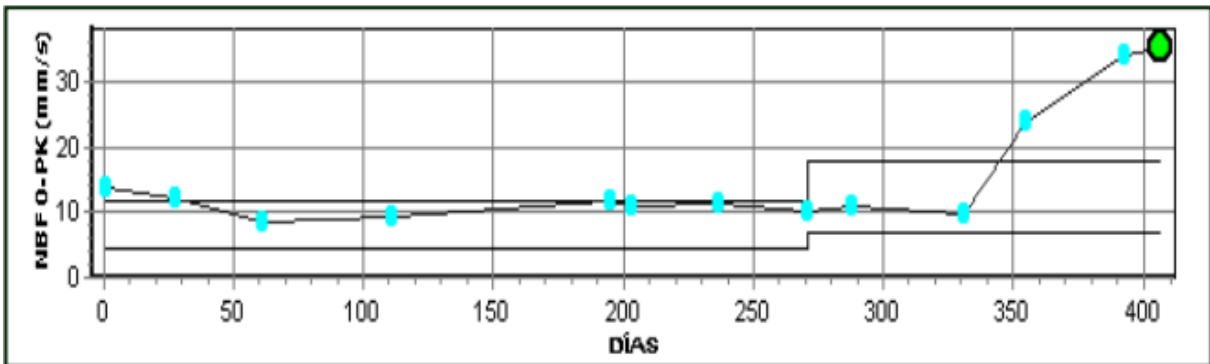


Gráfico 4-1: Tendencia de un equipo, fuente A-Maq

La confiabilidad de equipos y datos también juega un papel fundamental en el mantenimiento predictivo. Es importante advertir, en cualquier caso, que la fiabilidad y usabilidad de los resultados dependerán mucho del nivel de veracidad de los datos propios obtenidos de los activos críticos. Para poder generar una confiabilidad es necesario poseer una fiabilidad de datos certeros. Se puede definir la confiabilidad como la probabilidad de un sistema o equipo opere sin fallar durante un periodo de tiempo determinado bajo condiciones operacionales definidas y constantes tales como: presión, temperatura, caudal, pH.

Para llevar a cabo el estudio de esta probabilidad se toman datos y parámetros que afectan directamente la confiabilidad, entre ciertos parámetros están el ambiente, la temperatura y presiones, entre otros que influyen en el sistema. Sin embargo, la teoría que aplica la confiabilidad como una herramienta para el buen desempeño de los activos, se ocupa principalmente de las fallas de los sistemas, no obstante, no indaga tanto en los fenómenos que las causan como en la frecuencia con que ocurren. No es una teoría física de las fallas, sino una teoría estadística. Por lo que los datos que se toman para el análisis son principalmente los “tiempos” relacionados con el activo, los cuales juegan un papel fundamental.[18]

Junto con lo anterior es necesario añadir lo beneficioso que es poseer una base de datos de equipos, dado que siempre está la condicional de falla de este y será necesario abarcar el problema con la mayor información posible. De esta forma se podrá tomar la mejor decisión que apunte a los estándares de la empresa.

Las frecuencias de fallas obtenidas por el software online de SKF engineering calculator también pueden ser obtenidas mediante el software de Aptitud, dado que ambos pertenecen a la misma marca, al igual que los modelos de rodamientos. Cuando existen estas fallas se pueden

observar en el espectro en alta frecuencia, que denotará un problema en las pistas del rodamiento, elementos rodantes o canastillos según corresponda.

SKF posee una gran cantidad de equipos en instrumentos de medición que complementan un análisis predictivo de los activos en cuestión, de tal forma, como lo hace Aptitud, se puede visualizar las áreas de la planta de celulosa con su semáforo respectivo, que indicará el estado de los equipos que contiene. Así se podrá alarmar a la gente del área el problema radicado en el equipo específico.

Una de las mejoras o upgrades del software es la conectividad que posee, esta permite enviar alarmas al smartphone y estados en tiempo real de equipo crítico. Así el encargado o visualizador de alarma podrá ser advertido sin estará en planta.

### Norma y vibraciones globales

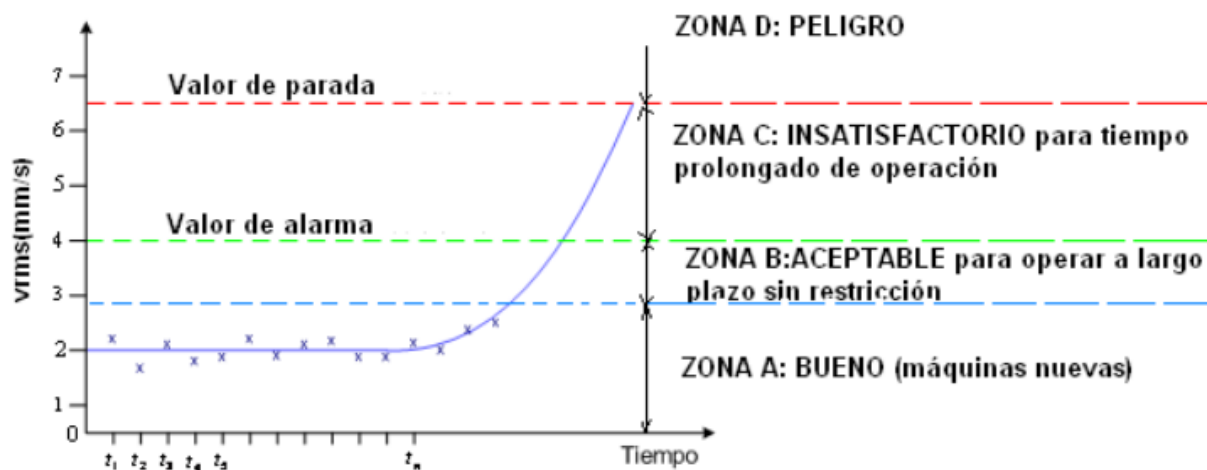


Gráfico 4-2: Zonas de funcionamiento bajo norma ISO para monitoreo operacional, fuente P. Saavedra

Con ayuda del gráfico 4-1, se puede observar fácilmente la curva de deterioro del activo, pronosticando y planificando una parada para el reemplazo o mantenimiento del equipo sin generar una parada repentina perdiendo tiempo irrecuperable de producción diaria. De tal forma se pronostica o predice la vida útil del activo, generando tendencias y alertando cuando la vibración hace ingreso a una zona de mayor velocidad. Cabe mencionar que los costos de parada de la línea de producción de celulosa son incomparables con el valor de reposición del equipo, rodamiento o componente en cuestión, es por esto que la gran empresa hace hincapié en el mantenimiento de sus activos, intentando producir lo más posible al menor costo.

## Conclusiones

Se puede concluir observando en la tabla 4-1 los rodamientos de cada equipo crítico y su posición en específico, los cuales se fundamentan en la práctica, en el despiece de equipos se pudo observar en el taller de recuperación de equipos de la planta de celulosa de Constitución que al igual que en el caso particular del equipo 511J102, el rodamiento de la bomba lado accionamiento, su modelo corresponde a un rodamiento con elemento rodante de bolas de contacto angular definido para soportar cargas axiales como radiales, en cambio, el rodamiento localizado al lado voluta corresponde a un NUP313 que su modelo se define como un rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos, lo cual es fundamentado por las cargas perpendiculares al eje rotativo, el flujo de masa impulsado por la bomba genera cargas en 90° en relación al eje de este, absorbiendo gran parte de esta carga el descanso con elementos rodantes de rodillos cilíndricos.

*Tabla 4-1: Análisis de rodamiento, Fuente: Elaboración propia*

| Equipo  | Ubicación     | Modelo  | Tipo                      |
|---------|---------------|---------|---------------------------|
| 511L111 | Libre         | NU2336  | Rodillos cilíndricos      |
|         | Acoplamiento  | NU2336  | Rodillos cilíndricos      |
| 511J111 | Acoplamiento  | 23222   | Rodillos cilíndricos      |
|         | Voluta        | 23222   | Rodillos cilíndricos      |
| 511J102 | Acoplamiento  | 7314    | Bolas de contacto angular |
|         | Voluta        | NUP 313 | Rodillos cilíndricos      |
| 512S11A | Accionamiento | 23264   | Rodillos cilíndricos      |
|         | Libre         | 23264   | Rodillos cilíndricos      |
| 512S11B | Accionamiento | 23184   | Rodillos cilíndricos      |
|         | Libre         | 23184   | Rodillos cilíndricos      |

Los límites de carga de los rodamientos de la bomba 511J102 se presentan a continuación.



## Conclusiones

Tabla 4-2: Especificación rodamientos equipo 511J102, fuente SKF

| Rodamiento | Límite carga dinámica [KN] | Límite carga estática [KN] |
|------------|----------------------------|----------------------------|
| 7314       | 127                        | 98                         |
| NUP 313    | 212                        | 196                        |

Se puede observar claramente la diferencia entre los límites de carga en cada uno de los rodamientos, debido a la geometría de su elemento rodante, la cantidad de material que posee en contacto a las superficies y respecto a las cargas, es por esto, la definición específica de su ubicación al interior del equipo.



Figura 4-3: Rodamiento 7314 BECBM, fuente indiamart

## Conclusiones



*Figura 4-4: Rodamiento NUP 313, fuente rsdelivers.*

Dentro de los múltiples análisis realizados a equipos físicos ubicados en planta, se observaba que las vibraciones producidas por estos, se veía reflejado en su funcionamiento. Estas vibraciones producían efectos negativos en la condición de la máquina, tanto como sus bases al piso se des aflojen, elevando las vibraciones y fatigando la estructura y componentes del equipo. El mantenimiento predictivo y proactivo produce una visión más amplia de la condición de los activos, así mismo como es la limpieza de estos, específicamente de los ventiladores, aspas o turbinas, al acumular una cierta cantidad, de polvo o material adherido a sus álabes genera un desbalanceo en su rotación, desenlazando un deterioro a los descansos hidrodinámicos o ametalados, rodamientos o fatigando el eje de este.



*Figura 4-5: Nivel bajo de líquido lubricante en bomba, fuente propia*

## Conclusiones

La lubricación y su equipo de trabajo cumple una tarea primordial en el funcionamiento continuo de los activos, se puede observar la figura 4-1 se puede observar el nivel de aceite bajo, generando picks muy altos de vibraciones solo por falta de lubricación. Dicha eventualidad generó un desgaste repentino de las pistas del elemento rodante y de este último provocando valores globales de velocidad de 13 mm/seg RMS.



*Figura 4-6: Nivel corregido de lubricante en bomba, fuente propia*

Se puede observar en la figura 4-6 el nivel de lubricante corregido a su nivel correspondiente, disminuyendo de manera considerable sus mediciones de vibraciones, pero debido a un funcionamiento de prolongación media con bajo nivel de lubricante se debió a proceder a preparar una bomba y planificar el recambio de esta.

Todas las eventualidades mencionadas anteriormente, son el claro ejemplo de los efectos positivos del mantenimiento predictivo, es esta una razón por lo que se debe ir implementando con nuevas tecnologías para el análisis y así poder poseer mayor cantidad de datos e información de las sintomatología de equipos de proceso.

## REFERENCIAS

- [1] W. Olarte C y M. Botero A, “Análisis De Vibraciones: Una Herramienta Clave En El Mantenimiento Predictivo”, *Univ. Tecnológica Pereira*, vol. 2, n° 45, pp. 219–222, 2010, doi: 10.22517/23447214.357.
- [2] R. Labbé, “Implementar monitoreo continuo de vibraciones en planta cemento Bío-Bío”, 2008.
- [3] F. Fuentes, “Apuntes mantenimiento predictivo”, pp. 1–136, 2020.
- [4] P. Viveros, R. Stegmaier, F. Kristjanpoller, L. Barbera, y A. Crespo, “Propuesta de un modelo de gestión de mantenimiento y sus principales herramientas de apoyo”, *Ingeniare. Rev. Chil. Ing.*, vol. 21, n° 1, pp. 125–138, 2013.
- [5] Revista IMG, “Cómo la Automatización genera ahorros en Operación y Mantenimiento”, *revista de ingeniería y gestión del mantenimiento*, feb. 2020.
- [6] R. G. Budynas y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - 8va Edición*, 8th ed. México: Mc Graw-Hill, 2001.
- [7] J. Trout, “Vibration Analysis Explained”, *Noria Corp.*, vol. 4, n° 3, pp. 57–71, 2010, [En línea]. Disponible en: <https://www.reliableplant.com/vibration-analysis-31569>.
- [8] C. Muñoz Zumba y Á. G. Vera Rodas, “Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas y acústicas de un sistema mecánico rotativo con la combinación de fallos de rodamientos y engranajes helicoidales, y elaboración de guía de práctica para desbalanceo estático”, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA, 2015.
- [9] S. G. Dr.-Ing. Pedro, “Tutorial Severidad Vibratoria . Parte I”, 1992.
- [10] R. C. Hibbeler, *Mecánica de materiales*, Pearson ed., vol. 6th. México: Prentice Hall Inc., 2006.
- [11] S. G. Dr.-Ing. Pedro, “Análisis de vibraciones de máquinas- categoría I ISO 18438-2”. 1988.
- [12] S. G. Dr.-Ing. Pedro, “Análisis de vibraciones de máquinas- categoría II ISO 18438-2”. 1992.
- [13] T. A. of Charlotte, “Lista Ilustrada De Diagnóstico De Vibraciones”, pp. 1–5, 1996.
- [14] ISO10816-3, “Evaluación de máquinas- Vibraciones y medición de partes no rotativas Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal por encima de 15 k” y velocidades 120 y 15000 RPM medidos in situ”. 1995.
- [15] E. D. Gómez, “Propuesta de sustitución de Norma ISO 2372 por Norma ISO 10816-3”, *Diprolam*, 2013. <https://es.scribd.com/document/350747831/Prsentacion-Norma-Iso-10816-3> (accedido abr. 10, 2021).
- [16] SKF, “SKF @ ptitude Analyst”, 2016.
- [17] A. Maq S.A., “Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico realizado por a-maq s.a. análisis de maquinaria”, 2005. [En línea]. Disponible en:

[http://www.mantenimientoplanificado.com/articulos\\_PREDICTIVO\\_archivos/CURSO A MAQ.COM.pdf](http://www.mantenimientoplanificado.com/articulos_PREDICTIVO_archivos/CURSO_A_MAQ.COM.pdf).

- [18] T. Baroni y E. Fuenmayor, “Lubricación y Mantenimiento Industrial”, *Rev. Digit. Latinoam.*, n° 5, p. 19, 2018, [En línea]. Disponible en: [www.revistalubricaronline.org](http://www.revistalubricaronline.org).



## ANEXO 1: EXCEL CON EQUIPOS CRÍTICOS

Motores:

| AREA | FAMILIA | CORRELATIVO | TAG    | NÚMERO DE GOLPE | PUNTO DE MEDICIÓN | DESCRIPCIÓN EQUIPO                       |
|------|---------|-------------|--------|-----------------|-------------------|--|
| 32   | L       | 234         | 32L234 | CE02MOT0090     |                   | MOT BBA RECIRCULACION L 32-C-23          |
| 53   | L       | 16F         | 53L16F |                 | AH                | MOT BBA ACEITE PRENDO P2 (CENTRO NORTE)  |
| 71   | L       | 14          | 71L14  | CE02MOT1840     | BH                | MOT COMPRESOR 071K14                     |
| 73   | L       | 202         | 73L202 | CE02MOT0623     | AV                | MOT VENTILADOR                           |
| 85   | L       | 452         | 85L452 | CE02MOT2475     |                   | MOT ACC K452                             |
| 85   | L       | 453         | 85L453 | CE02MOT2087     |                   | MOT ACC K453                             |
| 85   | L       | 454         | 85L454 | CE02MOT2088     |                   | MOT ACC K454                             |
| 85   | L       | 382         | 85L382 | CE02MOT2050     |                   | MOT ACC J382                             |
| 85   | L       | 383         | 85L383 | CE02MOT2051     |                   | MOT ACC J383                             |
| 85   | L       | 384         | 85L384 | CE02MOT2052     |                   | MOT ACC J384                             |
| 74   | L       | 312         | 74L312 | CE02MOT2335     | AH                | MOT BBA RECIRCULACION TORRE ENFRIAMIENTO |

| MARCA             | MODELO                | POTENCIA (kw) | CORRIENTE NOMINAL (Amp) | TENSION (V) | RPM     | FACTOR DE POTENCIA | FASES | POLOS |
|-------------------|-----------------------|---------------|-------------------------|-------------|---------|--------------------|-------|-------|
|                   | FNCB 355 SR4          | 160           | 19,1                    | 6.000       | 1.486   | 0,87               | 4     | 3     |
| RELIANCE ELECTRIC | 355LF-IEC-60034       | 400           | 47                      | 6.000       | 1.489   | 0,85               | 3     | 4     |
| PEEBLES           | T4007                 | 254           | 32                      | 6.000       | 984     |                    | 3     | 6     |
| SIEMENS           | 1LA8 315              | 315           | 430                     | 400         | 1500    | 0,88               | 3     | 4     |
| WEG               | HPB80-Z (Y54+K45+K20) | 250           | 430                     | 380         | 1.488   |                    | 3     | 4     |
| SIEMENS           | 1LA8 315              | 250           | 430                     | 430         | 1.488   |                    | 3     |       |
| SIEMENS           | 1LG4-310-8AB60-Z      | 55            | 110                     | 380         | 740-750 | 0,82               | 3     | 8     |
| SIEMENS           | 1LG4-310-8AB60-Z      | 55            | 110                     | 380         | 740-751 | 0,82               | 3     | 8     |
| SIEMENS           | 1LG4-310-8AB60-Z      | 55            | 110                     | 380         | 740-752 | 0,82               | 3     | 8     |
| WEG ELECTROMOTORS | HGF 6809/10/11T       | 447           | 52,8                    | 6.000       | 990     | 0,84               | 3     | 6     |

| TIPO DE CONEXIÓN   | FRAME     | RODAMIENTO LADO ACCIONAMIENTO | BPFI  | BPFO  | BSF   | FTF   |
|--------------------|-----------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| ESTRELLA           | 355SR4B3  | N321                          | 7,682 | 5,318 | 2,659 | 0,409 |
|                    |           | N313C3                        | 7,819 | 5,181 | 2,363 | 0,399 |
| ESTRELLA           | 355LF     | 6322C3                        | 4,904 | 3,096 | 2,099 | 0,387 |
| ESTRELLA/TRIANGULO |           | DESCANSO AMETALADO            |       |       |       |       |
| ESTRELLA/TRIANGULO | 315       | NU 217E/NU320E                | 9,791 | 7,209 | 3,216 | 0,424 |
| ESTRELLA           | 315       | NU320E                        | 9,791 | 7,209 | 3,216 | 0,424 |
|                    | 315       | NU320E                        | 9,791 | 7,209 | 3,216 | 0,424 |
| ESTRELLA           | 315S      | 6319C3                        | 4,904 | 3,096 | 2,1   | 3,87  |
| ESTRELLA           | 315S      | 6319C3                        | 4,904 | 3,096 | 2,1   | 3,87  |
| ESTRELLA           | 315S      | 6319C3                        | 4,904 | 3,096 | 2,1   | 3,87  |
| ESTRELLA/TRIANGULO | 6809 NEMA | 29322                         |       |       |       |       |

# Anexos

## Bombas:

| AREA | FAMILIA | CORRELATIVO | TAG     | PUNTO DE MEDICIÓN | NUMERO DE GOLPE | DESCRIPCION EQUIPO                      | MARCA          | MODELO       | TIPO       | ALTURA (M) |
|------|---------|-------------|---------|-------------------|-----------------|---|----------------|--------------|------------|------------|
| 85   | J       | 382         | 85J382  |                   | CE02BOM570      | BBA L MAR RIL NEUTRALIZ A BIO REACTOR   | SCANPUMP       | BE 440-3548  | CENTRIFUGA | 12         |
| 85   | J       | 383         | 85J383  |                   | CE02BOM571      | BBA L CENTRO RIL NEUTRALIZ A BIO REAC   | SCANPUMP       | BE 440-3548  | CENTRIFUGA | 12         |
| 85   | J       | 384         | 85J384  |                   | CE02BOM572      | BBA L CERRO RIL NEUTRALIZ A BIO REACT   | SCANPUMP       | BE 440-3548  | CENTRIFUGA | 12         |
| 516  | J       | 12          | 516J12  | GA                | CE02BOV030      | BBA DE VACIO CAJAS VACIO TELAS          | HIBON          | HHLH-1300    | VACIO      |            |
| 516  | J       | 13          | 516J13  | GH                | CE02BOV036      | BBA VACIO POLIN SUCCION                 | NASH           | 2BE472       | VACIO      |            |
| 65   | J       | 595         | 65J595  | CH                | CE02BOM929      | BBA CONDENSADOS 65-C-59                 | DICKOW         | NML 26/170   | CENTRIFUGA | 32         |
| 66   | J       | 171         | 66J171  | CH                | CE02BOM671      | BBA L BLANCO TURBIO G17 A Q18 L ESTE    | SCANPUMP       | 50/150-32    | CENTRIFUGA | 31         |
| 66   | J       | 332         | 66J332  | CH                | CE02BOV007      | BBA VACIO DEL FILTRO 66-Q-33            | NASH           | 904P2        | VACIO      |            |
| 63   | J       | 181         | 63J181  |                   | CE02BOM602      | BBA CONDENSADOS CONTAMINADOS            | GOULDS PUMPS   | 3196 MTX     | CENTRIFUGA | 65         |
| 63   | J       | 182         | 63J182  |                   | CE02BOM814      | BBA CONDENSADOS CONTAMINADOS            | GOULDS PUMPS   | 3196 MTX     | CENTRIFUGA | 65         |
| 63   | J       | 297         | 63J297  |                   | CE02BOM605      | BBA COND CONTAMINADOS A 63G18           | SULZER         | APP 22-50    | CENTRIFUGA | 65         |
| 63   | J       | 391         | 63J391  |                   | CE02BOM165      | BBA CONDENSADO CONTAMINADO A G18        | GOULDS PUMPS   | 3196 MT      | CENTRIFUGA | 65         |
| 63   | J       | 421         | 63J421  |                   | CE02BOM170      | BBA CONDENSADO CONTAMINADO              | GOULDS PUMPS   | 3196 MT      | CENTRIFUGA | 20,12      |
| 63   | J       | 501         | 63J501  |                   | CE02BOM913      | BBA CONDENSADO LIMPIO STRIPPER A 63G19  | GOULDS PUMPS   | 3196         | CENTRIFUGA | 15         |
| 63   | J       | 541         | 63J541  |                   | CE02BOM603      | BBA RECIRCULACION STRIPPER              | GOULDS PUMPS   | 3196 MTX     | CENTRIFUGA | 25         |
| 63   | J       | 542         | 63J542  |                   | CE02BOM147      | BBA RECIRCULACION STRIPPER              | GOULDS PUMPS   | 3196 MTX     | CENTRIFUGA | 20,12      |
| 63   | J       | 161         | 63J161  | CH                | CE02BOM465      | BBA L N CONCENT A C RECUPERAD LADO SUR  | GOULDS PUMPS   | 3196 MT      | CENTRIFUGA | 20,12      |
| 63   | J       | 171         | 63J171  | CH                | CE02BOM214      | BBA L N CONCENT A C RECUPERAD LADO NORT | GOULDS PUMPS   | 3196 MT      | CENTRIFUGA | 17,98      |
| 64   | J       | 721         | 64J721  |                   | CE02BOM485      | BBA CONDENSADOS C72                     | CDR POMPE      | JTS-B 25/160 | CENTRIFUGA | 20         |
| 511  | J       | 102         | 511J102 | CH                | CE02BOM855      | BBA PASTA G11 LADO SUR                  | SULZER         | APP43-300    | CENTRIFUGA | 33         |
| 33   | J       | 101         | 33J101  | CH                | CE02BOM162      | BBA PASTA 33-G-10 A 33-Q-20             | GOULDS PUMPS   | 3175 L       | CENTRIFUGA | 20,12      |
| 511  | J       | 111         | 511J111 | IH                | CE02BOM090      | BBA MEZCLADORA PASTA CAJON ENTRADA      | JMONT SCHNEID  | MP 650       | CENTRIFUGA | 15         |
| 34   | J       | 455         | 34J455  | CH                | CE02BOM410      | BBA CONDENSADOS (TREMENTINA)            |                | NML 32/210   | CENTRIFUGA | 50         |
| 32   | J       | 244         | 32J244  | CH                | CE02BOM016      | BBA RECIRCULACION DIGESTOR 32-C-24      | MONT - SCHNEID | MP 350       | CENTRIFUGA | 28         |
| 32   | J       | 314         | 32J314  | CH                | CE02BOM020      | BBA RECIRCULACION DIGESTOR 32-C-31      | umont schneid  | MP-350       | CENTRIFUGA | 28         |
| 32   | J       | 422         | 32J422  | CH                | CE02BOM754      | BBA PASTA ESTANQUE SOPLADO 32-G-42      | SULZER         | APP51-250    | CENTRIFUGA | 40         |

| VELOCIDAD (RPM) | CAUDAL(M3/H) | POTENCIA ACCIONAMIENTO (kW) | N° ASPAS/ALABES | TEMP (°C) | RODAMIENTO LADO VOLUTA           | BPFI   | BPFO  | BSF   | FTF   |
|-----------------|--------------|-----------------------------|-----------------|-----------|----------------------------------|--------|-------|-------|-------|
| 685             | 1224         |                             | 6               |           | NU314ECJ SAP/AMS6322,6414,232108 | 7,788  | 5,212 | 2,424 | 0,401 |
| 685             | 1224         |                             | 6               |           | NU314ECJ SAP/AMS6322,6414,232109 | 7,788  | 5,212 | 2,424 | 0,401 |
| 740             | 36           |                             | 6               |           | NU314ECJ SAP/AMS6322,6414,232110 | 7,788  | 5,212 | 2,424 | 0,401 |
| 330             |              | 400                         |                 |           | NU2336ECJ                        | 7,787  | 5,213 | 2,427 | 0,401 |
| 296             |              | 570                         |                 |           | TIMKEN M244249/NASH2511137700    |        |       |       |       |
| 2.900           | 2,4          |                             |                 |           | 6306 2Z-C3                       | 4,946  | 3,054 | 1,995 | 0,382 |
| 1.370           | 200          | 55                          |                 |           | SKF:NU 312 ECJ /FAG:NU EJP3      |        |       |       |       |
| 360             |              | 250                         |                 |           | TIMKEN 67983 SAP// N322          |        |       |       |       |
| 3.000           | 75           |                             | 5               |           | 3309 A-C3                        | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 3.000           | 75           |                             | 5               |           | SKF:3309 A-C4                    | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 2.940           | 50,04        | 15,7                        |                 | 70        | SKF:NUP 309 ECJ                  | 7,827  | 5,173 | 2,348 | 0,398 |
| 1.500           | 37           |                             | 5               |           | 3309 A-C3                        | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 1.500           | 12           |                             | 5               |           | 3309 A-C3                        | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
|                 | 60           |                             | 6               |           | 3309 A-C3                        | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 1.500           | 10           |                             | 6               | 100       | 330922-3309 A                    | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 1.500           | 64,8         |                             | 5               | 55        | 5309 A C3                        | 4,963  | 3,037 | 1,956 | 0,38  |
| 1.500           | 9            | 22                          | 5               | 100       | 3309 A                           | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 1.500           | 154,8        | 15                          | 6               |           | 3309 A                           | 4,802  | 3,198 | 2,073 | 0,4   |
| 2.890           | 8            | 3                           | 1               |           |                                  |        |       |       |       |
| 1.480           | 1,14         |                             | 6               |           | SKF:NUP 313 ECJ                  | 7,819  | 5,181 | 2,363 | 0,399 |
| 980             | 1.083,60     | 55                          | 4               |           | SKF6222                          | 8,559  | 6,441 | 2,658 | 0,429 |
| 610             | 2.800        | 300                         |                 |           | SKF:23222 CCKW33                 | 10,806 | 8,194 | 3,48  | 0,431 |
| 2.900           | 15           | 5,7                         |                 |           | 6306 2RS1                        | 4,947  | 3,053 | 1,995 | 0,382 |
| 160             | 1.150        | 160                         | 6               |           | SKF22213                         |        |       |       |       |
| 200             | 1.150        | 160                         | 5               | 80-160    | SKF22213                         | 10,852 | 8,148 | 3,398 | 0,429 |
| 1.480           | 748          | 160                         |                 |           | NU317                            |        |       |       |       |



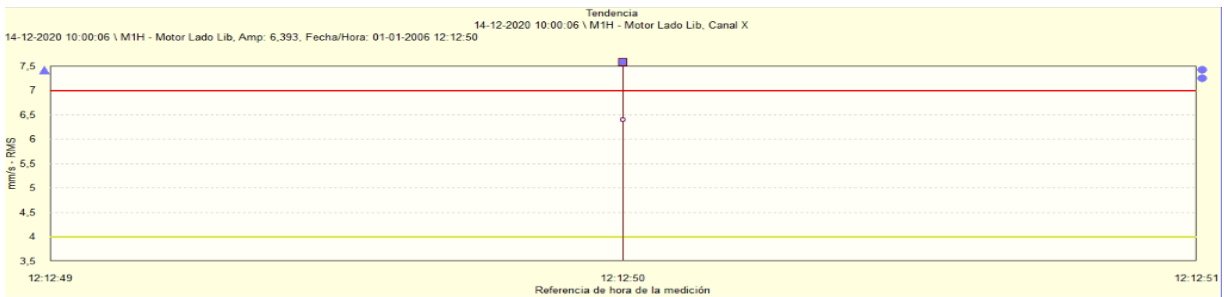
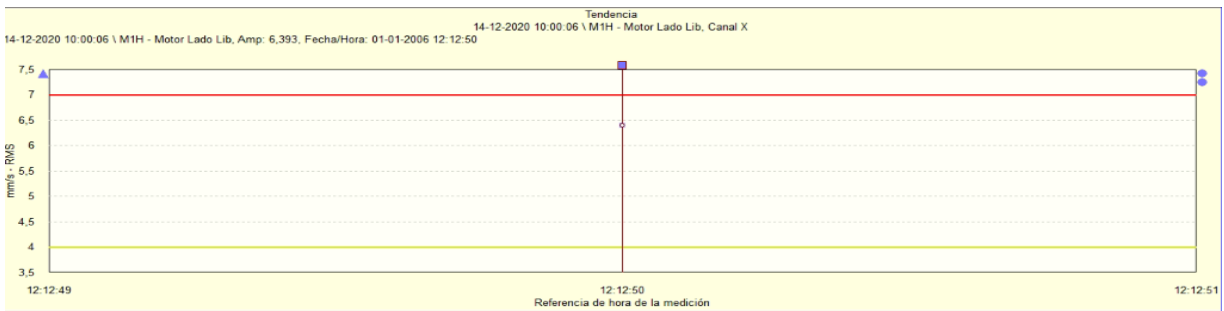
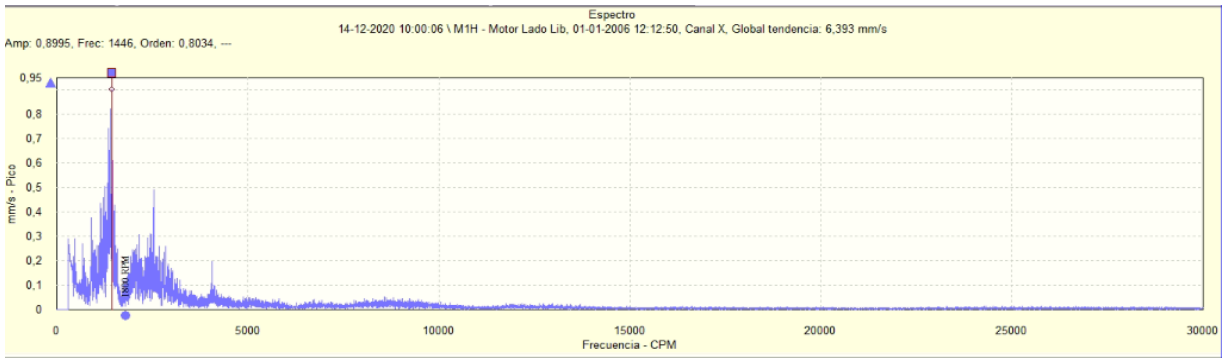
## Anexos

### Reductores:

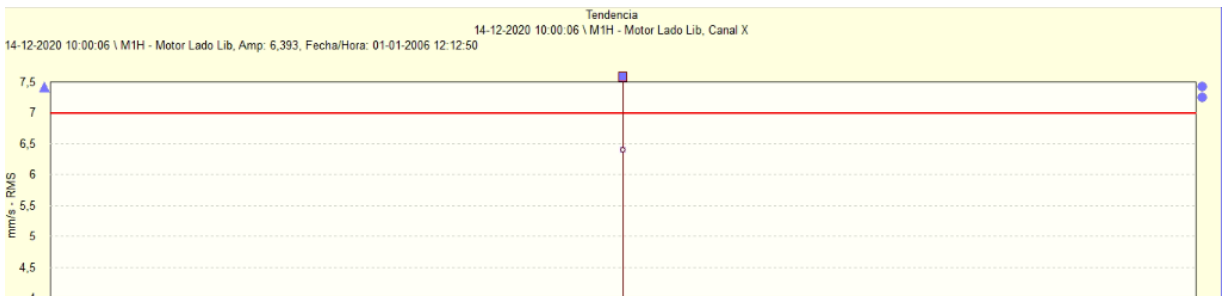
| AREA | FAMILIA | CORRELATIVO | TAG     | NÚMERO DE GOLPE | PUNTO DE MEDICIÓN | DESCRIPCIÓN                            | MARCA           |
|------|---------|-------------|---------|-----------------|-------------------|--|-----------------|
| xx   | M       | xx          | xxMxx   |                 |                   |  |                 |
| 65   | M       | 10          | 65M10   | CE02RED185      | EH                | REDUCTOR ACCIONAMIENTO HORNO CAL       | FLENDER         |
| 66   | M       | 18          | 66M18   | CE02RED214      | CH                | REDUCTOR RASPADOR CONO Q18             | SEW EURODRIVE   |
| 74   | M       | 12          | 74M12   | CE02RED853      | A.FREC.           | REDUCTOR ACCIONAMIENTO TG3             | RENK ZANINI     |
| 516  | M       | 13          | 516M13  | CE02RED720      | CA                | REDUCTOR BBA NASH J 13                 | FALK            |
| 512  | M       | 14          | 512M14  | CE02RED414      | EH                | REDUCTOR 3RA PRENSA INFERIOR           | SANTASALO       |
| 511  | M       | 111         | 511M111 | CE02RED602      | FA                | REDUCTOR ACCIONAMIENTO J111            | FALK            |
| 52   | M       | 105         | 52M105  | CE02RED129      | EH                | REDUCTOR ACC POLIN INF PRENSA ARRAS    | DAVID BROWN     |
| 516  | M       | 12          | 516M12  | CE02RED583      | EA                | REDUCTOR BBA VACIO J-12                | CITROEN MESSIAN |
| 512  | M       | 105         | 512M105 | CE02RED610      | EH                | REDUCTOR POLIN SUCCION S105            | DAVID BROWN     |
| 512  | M       | 11          | 512M11  | CE02RED009      | EH                | REDUCTOR PRIMERA PRENSA S11            | DAVID BROWN     |
| 512  | M       | 12          | 512M12  | CE02RED504      | EH                | REDUCTOR SEGUNDA PRENSA S12            | DAVID BROWN     |
| 512  | M       | 14          | 512M14  | CE02RED746      | EH                | REDUCTOR 3RA PRENSA SUPERIOR           | SEW EURODRIVE   |
| 74   | M       | 11          | 74M11   | CE02RED241      | VE121EE           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 2 | SEISA           |
| 74   | M       | 11          | 74M11   | CE02RED241      | VE131ES           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 3 | SEISA           |
| 74   | M       | 11          | 74M11   | CE02RED241      | VE133ES           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 4 | SEISA           |
| 74   | M       | 11          | 74M11   | CE02RED241      | VE134EE           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 5 | SEISA           |
| 74   | M       | 11          | 74M11   | CE02RED241      | AC.A.FREC         | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 6 | SEISA           |
| 32   | M       | 14          | 32M14   | CE02RED809      | CH                | REDUCTOR P14 TORNILLO ASTILLAS         | SEW EURODRIVE   |

| PUNTO DE MEDICIÓN | DESCRIPCIÓN                            | MARCA           | MODELO                    | TIPO                           |
|-------------------|--|-----------------|---------------------------|--------------------------------|
|                   |  |                 | KUMERA SFM 3112 LD , i=45 |                                |
| EH                | REDUCTOR ACCIONAMIENTO HORNO CAL       | FLENDER         | SDN500                    | HELICOIDAL DE TRIPLE REDUCCIÓN |
| CH                | REDUCTOR RASPADOR CONO Q18             | SEW EURODRIVE   | RF-92                     | PLANETARIO HELICOIDAL          |
| A.FREC.           | REDUCTOR ACCIONAMIENTO TG3             | RENK ZANINI     | TA 71 N                   |                                |
| CA                | REDUCTOR BBA NASH J 13                 | FALK            | M163VPC1-2381             |                                |
| EH                | REDUCTOR 3RA PRENSA INFERIOR           | SANTASALO       | 3C315                     | EJES PARALELOS                 |
| FA                | REDUCTOR ACCIONAMIENTO J111            | FALK            | 305A1-AB                  | EJE PARALELO                   |
| EH                | REDUCTOR ACC POLIN INF PRENSA ARRAS    | DAVID BROWN     | HELICOM MK4 HD 870        | COAXIAL                        |
| EA                | REDUCTOR BBA VACIO J-12                | CITROEN MESSIAN | H/H 11,9                  | EJES PARALELOS                 |
| EH                | REDUCTOR POLIN SUCCION S105            | DAVID BROWN     | NHT 20                    | ENGRANAJE HELICOIDAL           |
| EH                | REDUCTOR PRIMERA PRENSA S11            | DAVID BROWN     | NHT 20                    | TRIPLE REDUCCION HELICOIDAL    |
| EH                | REDUCTOR SEGUNDA PRENSA S12            | DAVID BROWN     | SERIE M NHT14             | ENGRANAJE HELICOIDAL           |
| EH                | REDUCTOR 3RA PRENSA SUPERIOR           | SEW EURODRIVE   | 3C315N                    | EJES PARALELOS                 |
| VE121EE           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 2 | SEISA           | SDN 075 T                 | DOBLE HELICOIDAL               |
| VE131ES           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 3 | SEISA           | SDN 075 T                 |                                |
| VE133ES           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 4 | SEISA           | SDN 075 T                 |                                |
| VE134EE           | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 5 | SEISA           | SDN 075 T                 |                                |
| AC.A.FREC         | REDUCTOR DE VELOCIDAD TURBOGENERADOR 6 | SEISA           | SDN 075 T                 |                                |
| CH                | REDUCTOR P14 TORNILLO ASTILLAS         | SEW EURODRIVE   | R137DRS180M4              | ENGRANAJES HELICOIDALES        |

## ANEXO 2: ESPECTRO LABORATORIO UNIVERSIDAD DE TALCA



|  |         |           |               |              |                     |
|--|---------|-----------|---------------|--------------|---------------------|
| Infor.                                     | Resumen | Tendencia | Alarma global | Notas        | Alarma de velocidad |
| PUNTO                                      |         |           |               | Información  | Valor               |
| 14-12-2020 10:00:06 \ M1H - Motor Lado Lib |         |           |               | Nombre       | <Alarma privada>    |
|  |         |           |               | Tipo         | Nivel               |
|  |         |           |               | Peligro alto | 7                   |
|  |         |           |               | Alerta alta  | 4                   |



|  |         |           |               |              |                     |
|--|---------|-----------|---------------|--------------|---------------------|
| Infor.                                     | Resumen | Tendencia | Alarma global | Notas        | Alarma de velocidad |
| PUNTO                                      |         |           |               | Información  | Valor               |
| 14-12-2020 10:00:06 \ M1H - Motor Lado Lib |         |           |               | Nombre       | <Alarma privada>    |
|  |         |           |               | Tipo         | Nivel               |
|  |         |           |               | Peligro alto | 7                   |
|  |         |           |               | Alerta alta  | 4                   |