

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR



FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de ingeniero mecánico

Propuesta para mejorar el mantenimiento
empleado al reductor SKODA de la central
termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”.

Autor: Yadier Oliveros Silot

Tutor: Prof. Asist, Ing. Jorge Luis Reyes de la Cruz, Ms. C.

Consultora: Ing. Rosalba Olivero Mondelo

Moa, 2017

“Año 59 de la Revolución”

DECLARACIÓN DEL AUTOR

Yo, Yadier Oliveros Silot:

Autor de este trabajo de diploma, así como mi tutor, Jorge Luis Reyes de la Cruz, declaramos la propiedad intelectual al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

Diplomante: Yadier Oliveros Silot

Tutor: Jorge Luis Reyes de la Cruz

Pensamiento

El porvenir del país está ligado directamente al desarrollo de la ciencia y la técnica. Nunca podremos caminar con nuestros propios pies, mientras no tengamos una tecnología avanzada, basada en una técnica propia, en una ciencia propia. Por ello, la tarea de crear ingenieros es importante...

"Si no existe organización, no existe racionalidad, las ideas después del primer impulso, van perdiendo eficacia, van cayendo en la rutina, en el conformismo y acaban por ser simplemente un recuerdo".

Ernesto Che Guevara

Agradecimientos

A mis padres Rigoberto Oliveros Pérez y Ana María Silot Castillo por ser el eslabón principal en la unión de los retos de la vida, a mi hermana Yuneikis Oliveros Silot por ser el faro de guía que me condujo a tan importante logro de convertirme en un profesional de la ingeniería mecánica; en resumen a mi familia y amigos, que fueron la fuente de inspiración para poder ser hoy una persona preparada científico y culturalmente, capaz de poder enfrentar los desafíos de la vida sabiendo que he de salir triunfador de estos.

Agradezco también a los profesores del Departamento de Mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, en especial a mi tutor Jorge Luis Reyes.

Al personal de los departamentos de Capacitación, Dirección Técnica, Planificación y Diagnóstico de la Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez.

Y un agradecimiento muy especial e incondicional a quien significó mi segunda madre en este período y quien cambió parte de mi vida al convertirme en quien soy hoy y de la cual aprendí tanto, mi tutora Rosalba Olivero Mondelo.

Dedicatoria

Dedico el presente trabajo, el cual ha sido fruto de todo mi esfuerzo, a toda mi familia que espero constituir un orgullo para todos ellos, en especial a mi padre.

A las personas que han sido imprescindibles en mi vida: mi hermana querida, mis padres inigualables y la otra parte que conforma toda mi familia.

A todos mis amigos y compañeros de aula.

A todas las personas que se han preocupado por mi y de una forma u otra me han apoyado.

Resumen

En este trabajo se realizó una búsqueda bibliográfica con el objetivo de profundizar en conocimientos teóricos del mantenimiento y las principales características técnicas del reductor. Con el fin de garantizar un correcto funcionamiento del reductor SKODA de la bomba de alimentar, se propuso un análisis de vibraciones realizando mediciones con el instrumento de medición llamado Vibxpert II, y de lubricación mediante los criterios desarrollados por Widman y AGMA que se basan en el estudio de los parámetros de funcionamiento del reductor y utilización de tablas para determinar el grado de viscosidad respectivamente. Los resultados de los patrones espectrales demostraron que el equipo se encuentra operando bajo condiciones anormales con valores entre 7,91 y 10,95 mm/s los cuales están por encima de los valores permisibles según la norma 10816. Los criterios desarrollados indicaron que la eficiente lubricación de los pares engranados del reductor se logra con aceites de índice de viscosidad 95 y 160 para grado de viscosidad de 240 y viscosidad 68 para 240. Con el propósito de contribuir a soluciones relacionadas con los análisis y métodos empleados se llegó a la conclusión, que el objeto de estudio debe operar con niveles de vibraciones menores 7,10 mm/s y que el lubricante que debe emplearse en el reductor para índice de viscosidad 95 y 160, los aceites Alpha SP 100 y Alpha ZN 100 mientras que para índice de viscosidad 240 Alphasyn T 68 y Turbo 68.

Abstract

A bibliographic quest for the sake of delving deeply into theoretic knowledge of maintenance and the principal technical characteristics of the reducer came true in this work. With the end of guaranteeing a correct functioning of the reducer SKODA of the bomb to feed, Vibxpert set himself an analysis of vibrations accomplishing measurements with the instrument of so-called measurement II, and of intervening lubrication the criteria developed by Widman and AGMA that are based on the study of the parameters of functioning of the reducer and utilization of tie to determine the grade of viscosity respectively. The spectral employers's results proved that the team finds low operand abnormal conditions with moral values between 7.91 and 10.95 mm s which are on top of the permissible moral values according to the standard 10816. The developed criteria suggested that the efficient lubrication of the pairs engaged of the reducer turns out well with oils of index of viscosity 95 and 160 for grade of viscosity of 240 and viscosity 68 for 240. It took place to the conclusion, than the object of study in order to contribute to solutions related with the analyses and used methods the s must operate with levels of minor vibrations 7.10 mm and than the lubricant that must be used in the reducer for index of viscosity 95 and 160, the oils Alpha SP 100 and Alpha ZN 100 in the meantime than for index of viscosity 240 Alphasyn T 68 and Turbo 68.

Introducción

En el mundo, a través de los años y de forma continua, se han desarrollado varias teorías, filosofías, métodos y técnicas que introducen mejoras en la aplicación de los mantenimientos. En cada uno de estos casos el objetivo es disminuir cada vez más los costos, aumentando la calidad competitiva de los mismos, de forma tal que permita mejorar la disponibilidad, confiabilidad, mantenibilidad y seguridad de las empresas.

En la actualidad, la reducción de los costos de mantenimiento constituye uno de los grandes retos de las empresas a nivel mundial, las cuales están inmersas en la búsqueda de herramientas que contribuyan a la optimización de sus tareas, el monitoreo de la condición se incluye entre las tantas estrategias para lograrlo, mediante la medición y seguimiento de variables de estado, porque con el establecimiento de un sistema de diagnóstico adecuado, es posible determinar la vida útil y el tiempo de operación sin riesgo de falla de los equipos, (Olivero, 2014).

En nuestro país la mantenibilidad de las industrias es todo un reto, las condiciones climatológicas, la forma geográfica de archipiélago de nuestra isla rodeada de mar, condicionan una alta salinidad en el ambiente, provocando un alto grado de corrosión y de desgaste de las maquinarias, esto, ligado a una situación económica difícil con un férreo bloqueo económico que dificulta en gran medida la adquisición de las avanzadas tecnologías, representan una panorámica poco favorable para la ingeniería de mantenimiento en nuestro país. Entre las industrias fundamentales de nuestro país se encuentra la destinada a la generación de energía eléctrica, la cual, está basada fundamentalmente en centrales térmicas, la planta de mayor capacidad de generación es la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” que se encuentra localizada geográficamente en la costa norte oriental del archipiélago cubano de la bahía de Nipe, en el consejo popular de Felton del municipio de Mayarí, provincia de Holguín, la misma, es la encargada de suministrar de un 19 a un 23 % de la energía eléctrica a la red nacional. Esta central posee dos bloques de generación de 250 MW de potencia cada uno y un grupo Fuel – Oil de capacidad generativa de 60 MW, para un total de 560 MW de generación. Para lograr con este fin la Empresa cuenta con dos generadores de

vapor de construcción Eslovaca que suministran vapor a dos turbinas, marca SKODA, de fabricación Checa, donde se transforma el calor del vapor en trabajo. Una vez realizado trabajo en la turbina, el vapor pasa hacia el condensador donde ocurre un cambio de fase de vapor a agua, la cual es reincorporada al sistema, garantizando de esta manera la eficiencia del ciclo. Los reductores SKODA, los cuales son un elemento fundamental de las bombas de alimentación se encuentran entre unos de los equipos auxiliares fundamentales de la empresa en cuestión, sin embargo, han sido objetos de varias intervenciones por motivos de fallas, existiendo de esta forma ciertas limitantes asociadas a ellas, las cuales son:

- Insuficiente conocimiento de las causas que provocan altas vibraciones.
- Baja viscosidad del aceite que se utiliza con respecto al desgaste que poseen los rodamientos de las transmisiones del reductor
- Insuficiente conocimiento acerca de las reiteradas fallas y sus posibles causas.

La fuente primaria de energía de dicha planta, lo constituyen los combustibles fósiles (Crudo MAZUT 1 400) de producción nacional, por lo que se hace necesario la preparación de este a través de las posiciones de primer y segundo impulso o área de preparación del combustible para lograr una eficiencia tecnológica del proceso de 86% a 91% siempre y cuando la disponibilidad de los equipos auxiliares sea satisfactoria. Entre los aparatos que constituyen la estación anteriormente mencionada, están los denominados ventiladores de tiro forzado (VTF) de aspiración bilateral, cuya función primordial es el suministro de aire atmosférico en exceso al generador de vapor a través de los conductos de aire para lograr la quema del combustible (Sánchez, 2013). La energía eléctrica, es la forma de energía de uso más diversificada y cuyo costo total tiene mayor influencia en el balance financiero, cerca del 37 % de los combustibles derivados del petróleo que se consumen en el país se destinan a la generación de energía eléctrica, lo que ha llegado a representar más de 400 millones de dólares anuales, Chávez (2004). Por ello, en el programa nacional de ahorro energético se señala que la producción continua de esta, ha sido y seguirá siendo un factor decisivo en la recuperación económica, el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones destinados a su producción incide considerablemente en la

reducción del consumo de portadores energéticos. Debido a esto, se ha hecho un considerable esfuerzo para mejorar la operación de las centrales termoeléctricas, tal que los procesos operen en forma segura y eficiente, se mantenga la viabilidad económica y se reduzca el impacto ambiental de sus actividades.

Situación Problemática

En la empresa termoeléctrica Lidio Ramón Pérez se han venido presentando frecuentes dificultades en la unidad número dos, debido a las reiteradas fallas, por problema de mantenimiento, en el reductor SKODA de la bomba de alimentar que suministra el agua a la caldera. Esto trae como consecuencia que el personal de mantenimiento tenga que intervenir en reiteradas ocasiones, durante su funcionamiento. Estas fallas producen derrame de aceite y gran cantidad de ruidos, lo cual no es favorable para el medio ambiente y provocan incomodidades para las personas. Esto genera una muy baja confiabilidad de la bomba de alimentar, limitando de esta manera la generación de esta unidad y aumentando considerablemente los costos por mantenimiento del reductor.

Problema

Frecuentes fallas del reductor SKODA de la bomba de alimentar perteneciente a la unidad número dos de la central termoeléctrica Lidio Ramón Pérez de Felton.

Objeto de estudio

Reductor SKODA RL01D031 del bloque número dos de la Empresa Termoeléctrica. Lidio Ramón Pérez.

Objetivo general

Proponer las acciones que garanticen un mejor funcionamiento al mantenimiento empleado al reductor SKODA de la bomba de alimentar de la unidad número dos de la central termoeléctrica de Felton.

Campo de acción

Mantenimiento al reductor SKODA del bloque dos de la ETE Lidio Ramón Pérez de Felton.

Hipótesis

Si se ejecutan acciones al reductor SKODA es posible reducir las frecuentes fallas para un mejor funcionamiento al mantenimiento empleado al reductor SKODA de la bomba de alimentar de la unidad número dos de la central termoeléctrica de Felton.

Objetivos específicos

- 1- Realizar una búsqueda bibliográfica en pos de sistematizar los conocimientos y teorías del mantenimiento y las principales características técnicas del reductor.
- 2- Determinar con las acciones del análisis de los niveles de vibraciones, los patrones espectrales y los parámetros para una eficiente lubricación.
- 3- Valorar los resultados obtenidos en las acciones realizadas, considerando la valoración económica del mantenimiento y el impacto medio ambiental en la instalación.

Tareas

- Revisión bibliográfica de las teorías relacionadas con las teorías de mantenimiento y las características técnicas del reductor.
- Realización de mediciones de los niveles de vibraciones y de los análisis de lubricación.
- Determinación mediante la metodología que se aplica a los niveles de vibración y al cálculo de los parámetros lubricantes al par tribológico.
- Propuesta de acciones para mejorar el funcionamiento de la bomba de alimentar.
- Análisis de los resultados, valoración de las pérdidas económicas por concepto de paradas del reductor y ambiental.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO

1.1. INTRODUCCIÓN

La forma de maximizar la eficiencia, la efectividad y la producción de los activos en una empresa generadora de bienes y/o servicios, es mediante el conocimiento y aplicación de las leyes que gobiernan la relación entre producción y mantenimiento. La complejidad empresarial de hoy en día, el gran desarrollo tecnológico involucrado en los equipos de producción y en edificios e instalaciones de prestación de servicio, está ligado a las diferentes definiciones y conceptos sobre mantenimiento que se presentan hoy en día, hacen que el mismo se deba estudiar con rigurosidad analítica y profundidad, para conocer primeramente en qué punto se encuentra, si se desea que alcance su objetivo principal bajo las condiciones actuales de nuestro país.

Este capítulo tiene como **objetivo**:

Realizar una investigación bibliográfica relacionada con las teorías del mantenimiento y las principales características técnicas del reductor, así como los conocimientos teóricos de las principales herramientas para el análisis de vibraciones y de lubricación.

1.2. Conocimientos relacionados con las teorías del mantenimiento

El mantenimiento en su aspecto técnico nació con la primera herramienta, con la primera piedra afilada, y a partir de aquel momento no ha cesado en su evolución técnica igual a la seguida por la actividad productiva, en la mayoría de los trabajos en los que se contempla la evolución del mantenimiento, con ciertas variaciones aparece la idea de que el mantenimiento no fue una actividad industrial importante hasta después de la segunda guerra mundial.

Algunos Tipos y Definiciones del Mantenimiento, usadas en la época actual: (Fernández, 2004)

El Mantenimiento Preventivo o Basado en el Tiempo (MPP): Consiste en reacondicionar o sustituir a intervalos regulares un equipo o sus componentes, independientemente de su estado en ese momento.

Mantenimiento Predictivo o Basado en la Condición (MBC): Consiste en inspeccionar los equipos a intervalos regulares y tomar acción para prevenir las fallas o evitar las consecuencias de las mismas según Condición.

El Mantenimiento Detectivo o Búsqueda de Fallas: Consiste en la inspección de las funciones ocultas, a intervalos regulares, para ver si han fallado y reacondicionarlas en caso de falla. **El Mantenimiento Correctivo o a la Rotura No Planificado o**

Mantenimiento de Emergencia (Emergency Maintenance): Consiste en el reacondicionamiento o sustitución de partes en un equipo una vez que han fallado, es la reparación de la falla, ocurre de urgencia o emergencia.

El Mantenimiento Mejorativo o Rediseños: No es tarea de mantenimiento propiamente dicho, aunque lo hace mantenimiento, consiste en la modificación o cambio de las condiciones originales del equipo o instalación.

Aunque existe un sinnúmero de clasificaciones, (Fernández, 2004):

- Preventivo.
- Correctivo Planificado.
- Correctivo No Planificado.
- Detectivo.
- Mantenimiento Predictivo “Sin Apellidos”
- Predictivo o Mantenimiento Basado en la Condición (MBC).
- Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad (MCC).
- Detectivo.
- Ingeniería de Mantenimiento y otros

Hoy en día el mantenimiento sigue en desarrollo y de hecho forman parte de él diferentes movimientos y tendencias que son herramientas gerenciales que los especialistas de mantenimiento tienen en su poder, entre ellos se encuentran, (Fernández, 2006):

- OIM: Optimización Integral de Mantenimiento (Integral Optimization Maintenance - IOM) TQM: Gestión Total de la Calidad.
- TPM: Mantenimiento Productivo Total (Total Productive Manintenance)
- RCM 2: Mantenimiento Centrado en Confiabilidad
- LCC: Costo del Ciclo de Vida.
- DSP 3: Diseño Sistémico de Procesos.
- Gestión y Evaluación de Riesgos.
- FMEA: Análisis de Modos de Falla y sus Efectos.
- Diseño para la Confiabilidad y la Mantenibilidad
- Análisis de Disponibilidad y Confiabilidad.
- Monitoreo de la Condición y Análisis Predictivo.
- RCS: Repuestos Centrados en la Confiabilidad.
- Sistemas de Gestión de Mantenimiento por Computadora.
- Gestión por Indicadores.
- Sistemas Expertos.
- Tercerización.
- Medición y Control de Tareas.

En la actualidad en las plantas térmicas de Cuba el sistema de mantenimiento aplicado es el mantenimiento preventivo en (Carro, 2007) se puede encontrar las deficiencias más importantes detectadas:

- Está implementado un MPP, del cual no se cumplen los ciclos ni los volúmenes.
- No se garantizan los recursos para la realización de los programas de mantenimiento.
- No existe un control del stock de materiales y piezas de repuestos en los almacenes.
- No se dispone de una base de datos confiable de las principales fallas.
- No existen bases de datos históricas de fallas por equipos.

- Las órdenes de trabajo no se llenan correctamente. Dificultad en el control y trazabilidad de las mismas.
- Incompleta la base de datos técnicos de los equipos.
- La tercerización no satisface las expectativas. Los proveedores no garantizan frecuentemente la culminación en tiempo de los servicios contratados ni la calidad de los mismos.
- Existe un manual propio de mantenimiento pero no están implantados todos los procedimientos del mismo y no existen procedimientos para todos los trabajos que se realizan. No se inspeccionan todos los trabajos de mantenimiento.

Existe un programa anual de capacitación, pero el mismo no se corresponde con las necesidades reales de capacitación del personal.

A pesar de la grave situación económica del país, la dirección de la Unión Nacional Eléctrica (UNE) realiza esfuerzos dignos de reconocimientos para mantener la operatividad del SEN mediante las mencionadas modificaciones y la compra de equipos de diagnóstico que con las posibilidades del momento ofrecen un cubrimiento aceptable para el seguimiento de las fallas, constituyendo este esfuerzo (Sergio, 2009).

1.3. Trabajos precedentes

La revisión bibliográfica estuvo encaminada a la búsqueda de información sobre mantenimientos a los reductores, tipos de engranajes y la selección de la lubricación para los engranajes.

En (Ferrer, 2014) se estableció la estructura básica de ciclo de mantenimiento para un reductor de velocidad de las grúas indias y quedo demostrado que la viscosidad necesaria del aceite para lograr una capa de aceite para lograr una película de lubricante que separe totalmente los pares engranados es el aceite industrial clase ISO 680. En este trabajo no se usan las técnicas de análisis de dinámico por vibraciones, ni la termografía aunque el autor si hizo referencia en las recomendaciones que se debe implementar.

Según Rodríguez (2000) los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo, excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño.

Los reductores o motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesiten reducir su velocidad en una forma segura y eficiente (Reshetov, 1985).

(Baranov, 1985) refleja que de tomar en cuenta criterios para el diseño de los reductores de velocidad, los más importantes son los siguientes: resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgastes, fricción, procesamiento utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal.

Los reductores de velocidad de sin fin – corona el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se componen de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), la corona está en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. (Dobrobolski, 1980). Paradójicamente es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos (Aneiros, 1983).

En muchos casos las transmisiones ya examinadas se utilizan como grupos independientes que tienen el fin de reducir el número de revoluciones del árbol conducido. Si el engranaje asegura la relación de transmisión constante y sirve para reducir las velocidades del árbol conducido lleva el nombre de reductor, y si puede variarse durante la explotación, se denomina variador (Dobrobolski, 1980).

El reductor de velocidad es un elemento de transmisión mecánica, generalmente ubicado entre un motor eléctrico con una velocidad de rotación relativamente alta (con parámetros

ampliamente normalizados) y una máquina movida cuyas características y en particular la velocidad, varía según el tipo de industria y aplicación. Obviamente, la gran diversidad de aplicaciones en la práctica requiere un igual número de diferentes tipos de reductores para garantizar las exigencias industriales. En la literatura especializada de Zayas y Martínez (2009), puede ser apreciado el intento que se realiza para lograr una adecuada clasificación de los reductores de velocidad que faciliten el estudio de las posibles variantes, pero esa clasificación es incompleta debido a la gran diversidad de reductores de velocidad que son ofertados en el mercado internacional.

Según Zayas y Martínez (2009), los reductores pueden clasificarse de la siguiente manera de acuerdo a la disposición de los ejes.

- Reductores con los ejes de los extremos de árboles paralelos.
- Reductores con los ejes de los extremos de árboles perpendiculares.
- Reductores con los ejes de los extremos de árboles cruzados.

Reductores con los ejes de los extremos de árboles paralelos

Los reductores de velocidad con los ejes de extremos de árboles paralelos más generales pueden ser clasificados atendiendo al tipo de engranaje que conforma su parte cinemática en:

- Reductores con un engranaje de ruedas cilíndricas.
- Reductores con varios engranajes de ruedas cilíndricas con los ejes alineados (conocidos como reductores tándem).
- Reductores con varios engranajes de ruedas cilíndricas con los ejes no alineados (algunos tipos se reconocen como pendulares).
- Reductores con engranajes planetarios.

Reductores con los ejes de los extremos de árboles perpendiculares

Los reductores de velocidad con los ejes de extremos de árboles perpendiculares más generales pueden ser clasificados atendiendo al tipo de engranaje que conforma su parte cinemática en:

- Reductores con un engranaje de ruedas cónicas.

- Reductores con un engranaje inicial de ruedas cónicas y con otras etapas de engranajes de ruedas cilíndricas (conocidos como tándem cónico).

Reductores con los ejes de los extremos de árboles cruzados

Generalmente, los reductores de velocidad con los ejes de extremos de árboles cruzados pueden ser clasificados atendiendo al tipo de engranaje que conforma su parte cinemática en:

- Reductores con un engranaje de tornillo sinfín.
- Reductores con varios engranajes de tornillo sinfín.
- Reductores con un engranaje de ruedas cilíndricas y otro engranaje de tornillo sinfín.
- Reductores con un engranaje de ruedas cónicas intermedio entre engranajes de ruedas cilíndricas (conocidos como reductores ortogonales).

Existen diferentes tipos de reductores de velocidad, y cada uno tiene su propia función, un tipo de reductor de velocidad se aplica para reducir la velocidad del eje de entrada. Esto es muy popular en transmisión automática y son similares a la vista a una bomba de engranaje exterior. Este tipo de reductor de velocidad disminuye la rotación de los engranajes, mediante la producción de más fuerza de torsión, trae mejor rendimiento en reducir la velocidad por revoluciones por minutos. Los reductores de velocidad son utilizados por casi todos los fabricantes automotrices y en las grandes transmisiones, posibilitando el transporte de mayor fuerza, pero sin aumentar el coste de energía y con menores desgastes.

Los reductores de velocidad se suelen clasificar de un modo bastante anárquico, solapándose en algunos casos las definiciones de modo intrínseco y en otros casos hay que usar diversas clasificaciones para definirlos; los reductores se pueden clasificar por la tipología de sus engranajes, las clasificaciones más usuales según son: (Benlloch, 1984).

- Sin fin-corona
- Engranajes
- Planetarios

Según su relación de transmisión y el número de revoluciones, los reductores poseen un amplio uso, por lo que según Reshetov (1985) se clasifican en:

- Reductores de escalones únicos
- Reductores de tres escalones
- Reductores cónicos
- Reductores coaxiales

Los reductores planetarios se distinguen por su capacidad, dando grandes relaciones de transmisión y en muchos casos sustituyen felizmente los reductores comunes de engranajes y por tornillo sin fin. Los reductores planetarios son reductores de engranajes con la particularidad de que no están compuestos de pares de engranajes sino de una disposición algo distinta, y sirve para diferentes tipos de variaciones de velocidad. Se llama planetarios las transmisiones (engranajes) que llevan las ruedas dentadas con ejes geométricos desplazable. El movimiento de estas ruedas que se llaman planetarios o satélites, es semejante al de los planetas, por lo que han recibido sus nombres. Los satélites van rodando por la rueda central que tiene engranajes exterior o interior. Los ejes de los satélites se sujetan a un portasatélite y, junto con este giran alrededor del eje central. Si giran todos los árboles, el mecanismo se llama diferencial y se utiliza para componer y descomponer los movimientos (Dobrobolski, 1980).

AGMA (2002), plantea que la aplicación del lubricante en engranajes se realiza fundamentalmente para el control de la fricción y el desgaste entre las superficies de contacto, y en transmisiones de engranajes cerrados, para transferir el calor lejos de la zona de contacto. También sirve como un medio para llevar a los aditivos que pueden ser necesarios para funciones especiales. Existen muchos tipos de lubricantes disponibles para realizar estas tareas. Los lubricantes pueden ser muy variados en función en la aplicación, la base y el tipo de aditivo (s) utilizado.

Benlloch, (1994), plantea que donde las condiciones de velocidad, carga, temperatura y viscosidad son tales que la película de lubricante permanece entre los dientes sin romperse, el aceite lleva íntegramente toda la carga.

El método ideal para lubricar un engranaje cerrado sería el de poner la cantidad y calidad de aceite lubricante para engranajes que fueran más adecuados, dentro del cárter y no volver a renovar el aceite durante toda la vida del mecanismo (Benlloch, 1994).

Widman (2009), determina la viscosidad del aceite con el incremento de la temperatura, sin embargo, no toma en cuenta el índice de viscosidad, siendo este un parámetro fundamental para lograr la lubricación hidrodinámica.

En la mayoría de los aceites utilizados para la lubricación de reductores se ha observado una disminución exponencial de la viscosidad con el incremento de la temperatura, comportamiento análogo a los expuestos en los trabajos de Balagui *et al*, 2010; Bourbon *et al*, 2010; Chenlo *et al*, 2010; Colby, 2010.

Paul (1978); Peláez y Stachenco (1999), plantean que por debajo del punto de enturbiamiento ciertos aceites tienen un rápido aumento de viscosidad debido a la precipitación de parafina y debilitamiento de enlace entre componentes. El efecto de la temperatura sobre la viscosidad de aceites ha sido tratado por varios autores. (Reid y Sherwood, 1966; Andrade *et al*, 2009; Vandresen *et al*, 2009; Trapeznikov, 2011).

Según Malisshev (1975) en la lubricación de las transmisiones de engranajes cerrados, los materiales lubricantes se destinan para asegurar un largo plazo de vida de las partes con roce en las máquinas. El líquido lubricante se suministra a las piezas rozantes de la máquina, creando entre esas superficies una película que disminuye el área de contacto metálico inmediato y de esa manera se reduce el coeficiente de rozamiento y la pérdida de potencia de la máquina.

La lubricación inapropiada es una de las causas principales de fallas en las transmisiones a base de engranajes. Para la lubricación de reductores de velocidad debe llevarse a cabo verificaciones periódicas de los niveles del aceite, aceiteras y accesorios para grasa. Si se está utilizando lubricación a presión, debe vigilarse con frecuencia el funcionamiento apropiado de la bomba, el filtro y del enfriador (Soca 2009).

Las propiedades físicas de un lubricante, tales como viscosidad y punto de fluidez, se derivan en gran parte de la base (s) de la que se producen. Mientras la viscosidad es la

propiedad más común asociada con un lubricante, hay muchas otras propiedades que pueden contribuir a la composición y el carácter del producto terminado. Las propiedades de las artes de acabado de los lubricantes son el resultado de una combinación de aceites de base selección y tecnología de aditivos (ANSI/AGMA, 2002).

Se hace necesario conocer además que el reductor es un elemento del conjunto de las bombas de alimentar como muestra el epígrafe que le sigue.

1.4. Características técnicas de los equipos que componen al conjunto de la bomba de alimentar

Los conjuntos de las bombas de alimentar tienen como principal función elevar la presión al agua que se toma del tanque de alimentar con una presión de 1,17 MPa y un flujo de 462,4 t/h que pasa a la caldera con una presión de 15,7 MPa y un flujo de 435,9 t/h con una temperatura de 152 °C pasándola antes a través de dos calentadores de alta presión donde se eleva la temperatura del agua hasta 235 °C.

La bomba de alimentar cuenta con cinco equipos como se muestra en la Figura 1.1 del esquema simplificado del conjunto.

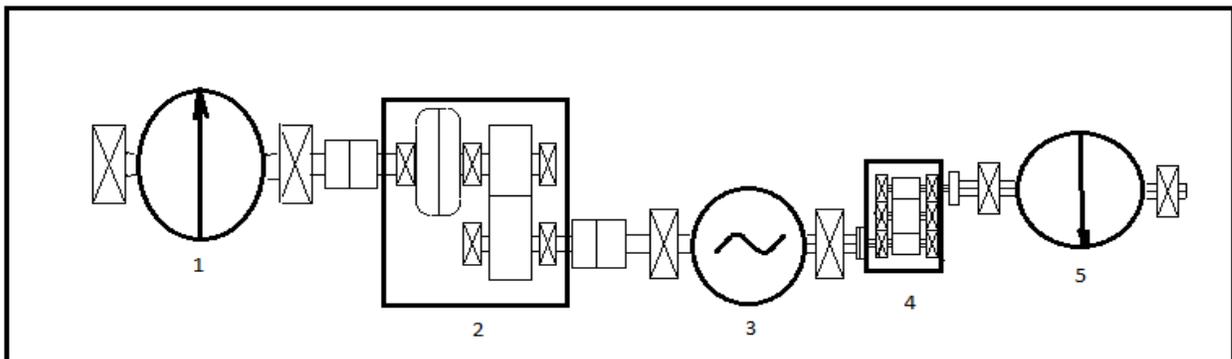


Figura 1.1. Esquema simplificado del conjunto bomba de alimentar.

Leyenda:

- 1- Bomba principal,
- 2- Regulador Hidráulico,
- 3- Motor,

4- Reductor,

5-Bomba auxiliar.

Las bombas de alimentar se encuentran dispuestas tres en un bloque y su código de posición es RL con 01 para la A, 11 para la B, y 21 para C, en funcionamiento siempre están dos y se muestran los datos técnicos de cada uno de los equipos que la componen.

1.4.1 Características técnicas del reductor 2RL01

El reductor de velocidad de modelo SKODA se encuentra situado en una de las bombas de alimentar de la unidad número dos entre la bomba auxiliar y el motor, este consta con una potencia de 130 kW y velocidades de entrada y de salida máximas de 3580 min^{-1} y 1450 min^{-1} respectivamente. El mismo tiene una relación de transmisión total (i) de 2,467, presenta seis rodamientos de rodillos cilíndricos y un engranaje compuesto por tres ruedas dentadas de dientes oblicuos. En la Figura 1.2 se muestra el esquema simplificado del reductor.

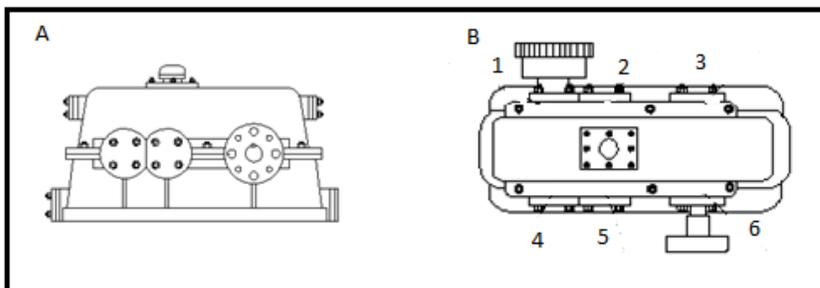


Figura 1.2. Esquema simplificado del reductor.

Leyenda:

A-Vista lateral,

B- Visto frontal 1 rodamiento 22212,

2-3 y 5 rodamientos 22310, 4 y 6 rodamientos 22214.

Este reductor ha sido proyectado y construido para ser accionado por un motor eléctrico, con un conjunto de piezas o elementos, conectados sólidamente con el fin de realizar una acción bien determinada, con seis rodamientos.

1.5. Defectos en rodamientos

Debido a que los rodamientos constituyen el mayor por ciento de fallos, aproximadamente el 50%, se hará una explicación más detallada a fin de poner a disposición una amplia información para su diagnóstico.

La valoración de la condición de los rodamientos es posiblemente el trabajo más importante que tiene un analista de vibración. Desafortunadamente, los síntomas de vibración generados por rodamientos malos pueden variar grandemente. Sin embargo, los rodamientos generalmente experimentan unas series de síntomas previsibles según se deterioran. Considerando la importancia de la tarea y realizar la oportunidad del analista de detectar un rodamiento malo, es importante usar todas las herramientas a su disposición.

Estas incluyen:

- Espectro de Velocidad, o preferiblemente, de aceleración que cubra el rango de frecuencia entre 30,000 y 120,000 cpm.
- Espectro envolvente tales como, HFD, etc. Estos espectros son sensibles a las energías de impacto generados por los defectos de los rodamientos.
- En el dominio del tiempo se mostraran los impactos mejor que el espectro, especialmente en motores de baja velocidad.

Un rodamiento dañado en una máquina puede generar amplitudes en frecuencias relacionadas con:

- La frecuencia de rotación del rotor.
- La frecuencia de paso de la jaula.
- La frecuencia de paso por el aro exterior.
- La frecuencia de paso por el aro interior.
- La frecuencia de paso de los elementos rodantes.

Existen varios criterios sobre las etapas de fallos de los rodamientos, esto se debe a la variedad de los mismos y al tipo de falla que se desarrolla la bibliografía citada es el

software interactivo ilearning vibration de Mobius Institute. La primera y segunda fase de fallo en el rodamiento aparece en un rango de frecuencias entre aproximadamente 20 kHz y 60 kHz, como se muestran las fases de fallas de un rodamiento en las Figuras 1.3 y 1.4.

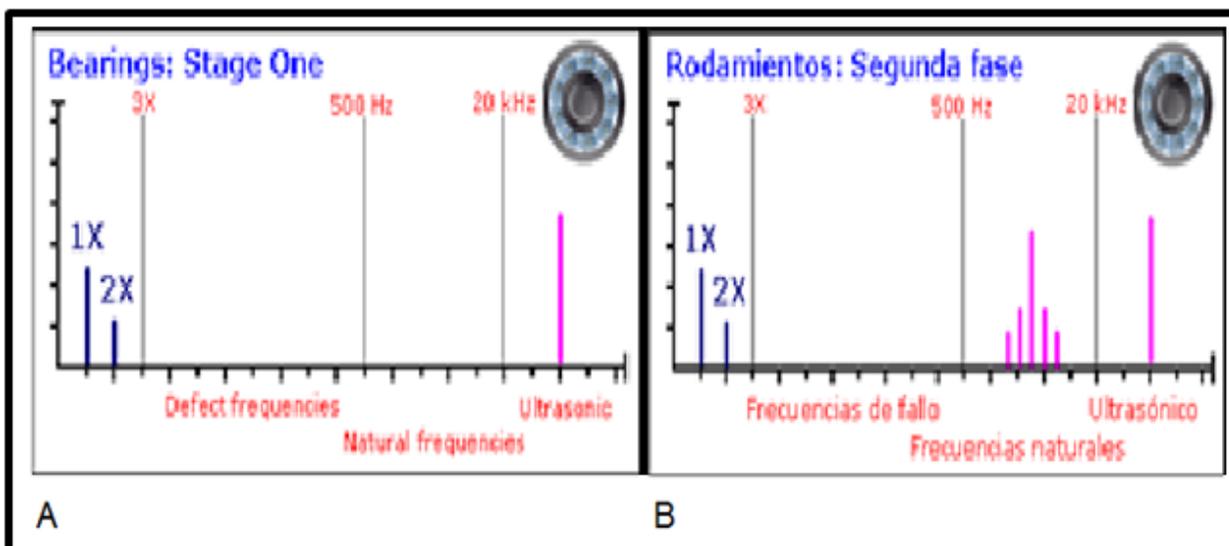


Figura 1.3. Primera y segunda fase de falla de un rodamiento. Fuente: Mobius Institute.

La frecuencia más alta es al rango ultrasónico, como se muestra en ambos patrones.

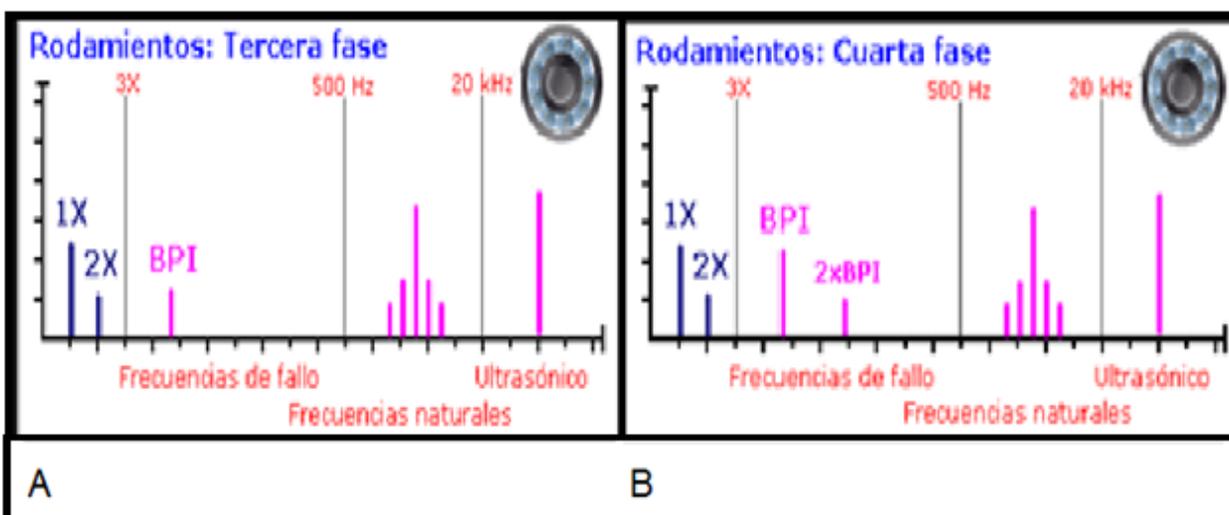


Figura 1.4. Patrón espectral tercera etapa y cuarta etapa de falla en un rodamiento. Fuente: Mobius Institute.

El nivel del fallo crecerá de forma lineal con el tiempo, pero se ha comprobado que cuando el fallo es en apoyos no siempre seguirá los típicos patrones, los signos de desgastes pueden aparecer y desaparecer en la cuarta etapa del fallo las frecuencias desarrollara armónicos. Estas indicaran impactos. En esta etapa del fallo ya se recomienda el cambio de rodamiento, e incluso según (Palomino, 1997), hay rodamientos que no llegan a la tercera etapa del fallo.

En la quinta etapa de fallo aumentan los niveles de vibraciones y aparecen más armónicos dependiendo de la naturaleza del problema, si el fallo es en la pista interior serán más violentos los impactos cuando la pista interior se encuentre en la zona de carga del apoyo, como se muestra en la Figura 1.5 el esquema de zonas de impactos para fallo de pista interior y el patrón de quinta fase de fallo de rodamiento.

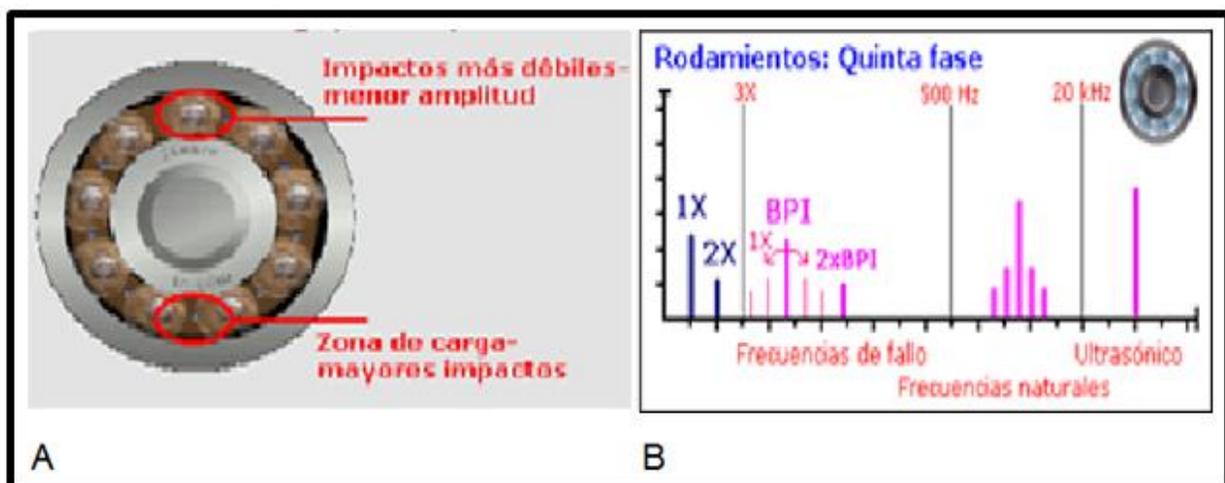


Figura 1.5. A- Esquema de zonas de impactos para fallo de pista interior y B- Patrón de quinta fase de fallo de rodamiento. Fuente Mobius Institute

En la quinta etapa del fallo se espera ver bandas laterales y no se justifica mantener el equipo con esta falla, donde las amplitudes ya han ido en aumento.

Existe una sexta etapa de falla, de continuar en funcionamiento como se muestra en la Figura 1.6 el patrón espectral para la sexta etapa y la séptima de falla en un rodamiento, la vibración a 1X, se ve amplificada y aparecen armónicos que pueden ser atribuidos al desgaste y excesiva holgura.

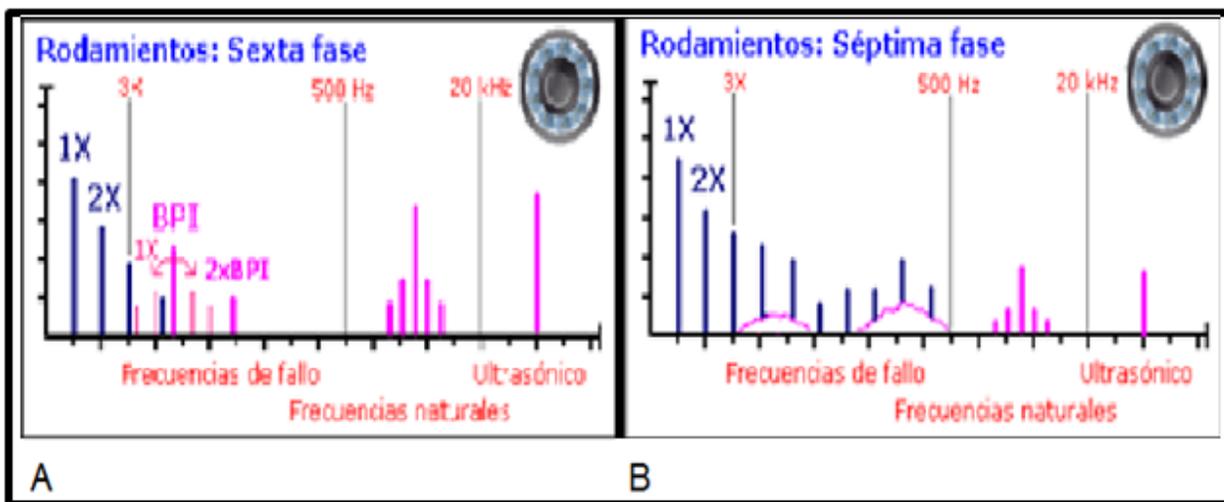


Figura 1.6. A-Patrón espectral para la sexta etapa y B-Séptima de falla en un rodamiento. Fuente: Mobius Institute.

En la séptima etapa de la falla las frecuencias identificadas son sustituidas por montículos o montones de henos, esto se debe a la generación de ruido de banda ancha y es posible escuchar al rodamiento desde una posición próxima a la máquina, las vibraciones a altas frecuencias pueden desaparecer, como se muestra en la Figura 1.6 A. En la octava fase de fallo de rodamientos, Figura 1.7 se muestra el patrón espectral para la octava etapa de falla en un rodamiento y un incremento de los montículos y de los armónicos.

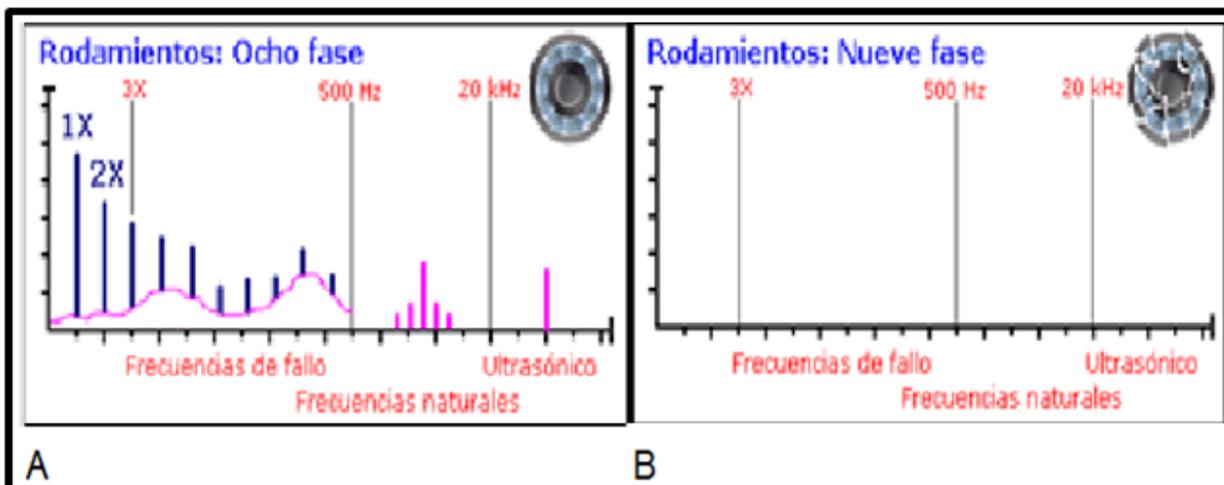


Figura 1.7. Patrón espectral para la octava etapa y novena fase de falla en un rodamiento. Fuente: Mobius Institute.

En la novena etapa del fallo del rodamiento se comporta como si este no existiera, no se encontraría excitadas las frecuencias como muestra la Figura 1.7 B el patrón espectral para la novena etapa de falla en un rodamiento.

Con todas estas etapas en las fallas se deduce que de seguir en operación el rodamiento y darle mayor tiempo de operación al reductor otra de las pruebas que se pueden emplear para conocer el diagnóstico de transmisiones por engranajes que al igual que en los rodamientos las frecuencias que se excitan están en rango de frecuencia ultrasónicas (Palomino, 1997) son los engranajes como se muestra en el epígrafe siguiente.

1.6. Diagnósticos de transmisiones por engranajes

Los engranajes son sistemas mecánicos que transmiten el movimiento de rotación de un eje a otro mediante el contacto sucesivo de los dientes de ruedas dentadas.

La capacidad de transmisión de un engranaje está limitada:

1. Por el calor generado. (Calentamiento)
2. Fallo de los dientes por rotura (sobreesfuerzo súbito y seco)
3. Fallo por fatiga en la superficie de los dientes (lubricación deficiente y dureza inadecuada)
4. Ruido como resultante de vibraciones a altas velocidades y cargas fuertes.

Teniendo en cuenta la experiencia en casos históricos y las pruebas efectuadas en banco se brinda un software interactivo llamado Ilearn vibration de Mobius Institute, que facilita el estudio de los fallos en los engranes y en los rodamientos, en la www.mobiusinstitute.com.

En la Figura 1.8 se ve reflejado según el análisis de los resultados realizados a los estudios de la bibliografía citada para engranajes con desalineamiento, el patrón espectral para los mismos.

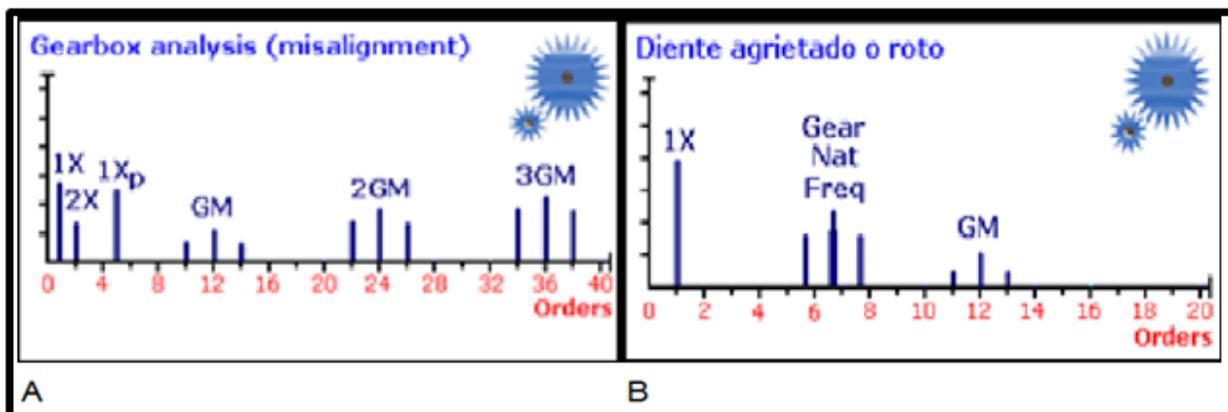


Figura. 1.8. A Patrón espectral para desalineamiento en engranaje y B-Diente agrietado en un engranaje. Fuente: Mobius Institute.

El patrón espectral para desalineamiento muestra cómo se generan a altas frecuencias con bandas laterales, es común tener armónicos de la frecuencia de engranes con mayor nivel al doble o al triple de la frecuencia de engrane es por tanto importante fijar el rango de frecuencia máxima lo suficientemente alta como para ver estas frecuencias. Los dientes agrietados o roto generan un pico de gran amplitud a la velocidad de giro de engranaje y causa la excitación de la frecuencia natural del engranaje provocando también bandas laterales a la velocidad de giro como muestra la Figura. 1.8. A.

Según estudios realizados por esta firma el comportamiento para engranajes excéntricos es como se muestra en la Figura 1.9.

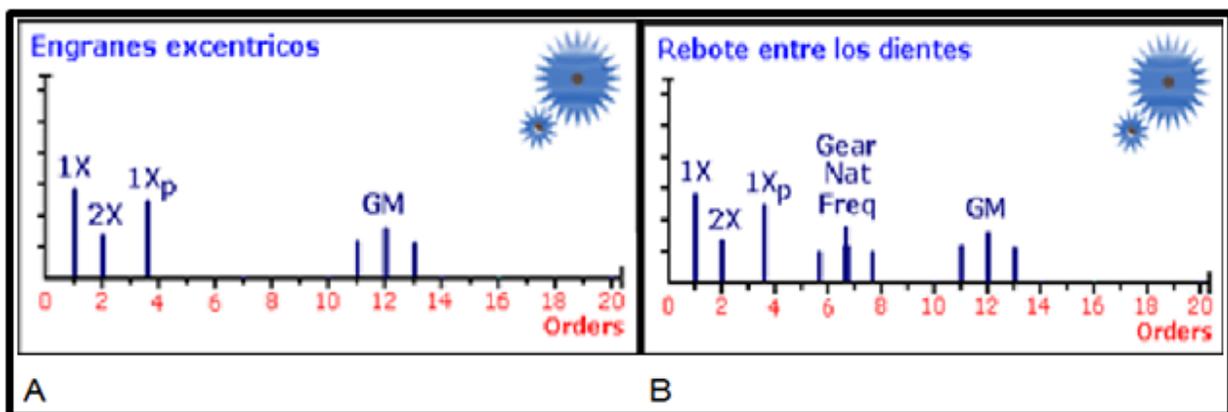


Figura 1.9. Patrón espectral para engranaje excéntrico y rebote entre los dientes. Fuente: Mobius Institute.

En un engranaje excéntrico se observarían bandas laterales de la frecuencia de engrane a la velocidad del eje del engrane ofensivo, sin embargo a menudo se observa una banda lateral en vez de toda la familia de bandas laterales. Mientras que rebote entre los dientes genera bandas laterales de la velocidad del eje alrededor de la frecuencia de engranaje. El pico del engrane y el pico de la frecuencia natural del engranaje a menudo disminuye si disminuye la carga.

Según estudios realizados por esta firma el comportamiento para engranajes con desgaste de diente, es como se muestra en Figura 1.10.



Figura 1.10. Patrón espectral para desgaste del diente. Fuente: Mobius Institute.

Para el desgaste del diente pasan dos cosas las bandas laterales, comienzan a crecer y tienen correspondencia con las bandas laterales de la velocidad del engrane con el desgaste.

Defectos en transmisiones por engranajes debido a las vibraciones

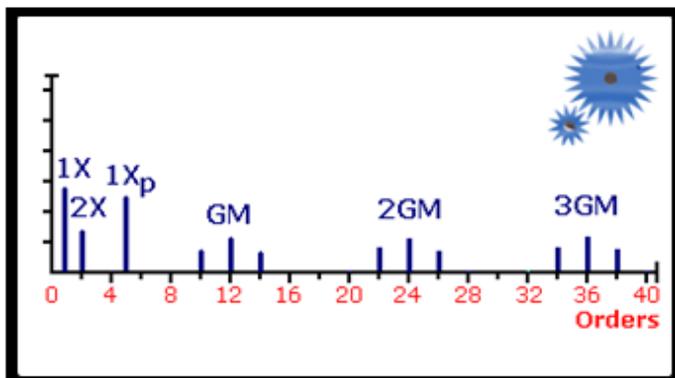


Figura 1.11. Patrón espectral normal para un engranaje. Fuente: Movius Institute.

El espectro normal muestra las velocidades de engranaje del engrane y del piñón junto con la frecuencia de engranaje y unos armónicos de GM muy bajos. Los armónicos de GM tendrán normalmente bandas laterales de velocidad alrededor de los mismos. Todos los picos son de menor amplitud y no se excitan frecuencias naturales de engranajes.

Defecto en transmisiones por engranajes debido a fallos en lubricación:

- Puede suceder por pérdidas de propiedades del lubricante tales como viscosidad debido a temperatura excesiva o por contaminación. También puede ser producido por falta de cumplimiento con el programa de lubricación.
- El espectro muestra frecuencia de vibración aleatoria al inicio del espectro en bajas frecuencias o presencia de ruido de piso en frecuencias medias.
- Revisar el programa de lubricación de la máquina, lubricar y medir nuevamente en dos horas.

Contacto metal – metal

Se produce por falta de lubricante, por contaminación de agua o polvo que no deja trabajar correctamente al lubricante o por exceso de velocidad.

El espectro muestra presencia de vibración aleatoria en rangos específicos del espectro, localizada en altas frecuencias por encima de 1 kHz si el contacto es primitivo y alrededor de los 400 a los 900 Hz cuando es avanzado.

Se recomienda revisar el número de horas de los rodamientos y el programa de lubricación e inspeccionar posibles fallos.

1.7. Funciones de los lubricantes

Como material constructivo de los tribosistemas los lubricantes cumplen una o varias de las siguientes funciones:

Control de la fricción.- El lubricante debe disminuir al máximo las pérdidas energéticas producto de la fricción.

Control del desgaste.- El lubricante empleado debe minimizar el desgaste de las superficies de rozamiento y evitar el agarramiento entre los materiales.

Control de la temperatura.- El cual se evalúa desde dos puntos de vista:

- Disminuir el calor generado producto de la fricción;
- Extraer el calor de las áreas calientes e intercambiarlo con el medio.

Transmisión de fuerza.- Los aceites lubricantes se emplean cada día más como medio hidráulico en las máquinas modernas

Propiedades de los lubricantes:

- Viscosidad absoluta.
- Viscosidad cinemática.
- Índice de viscosidad.
- Punto de inflamación.
- Punto de fluidez
- Emulsibilidad.
- Densidad.
- Estabilidad.
- Acidez y alcalinidad.
- Oxidación.

Sistemas y métodos para lubricación de engranajes, los métodos utilizados para la lubricación de los dientes de los engranajes varían con el tipo de engranaje, la velocidad (en la línea primitiva), el acabado superficial, la dureza y la combinación de materiales.

Uno de los métodos de lubricación es el de paletas o brochas, el cual se utiliza exclusivamente en engranajes de muy baja velocidad y de paso muy grande, otro método utilizado mayormente en cajas reductoras es por chapoteo; los juegos de engranes de alta velocidad son los más difíciles de lubricar eficientemente ya que no es fácil sumergir los engranes en el aceite.

Los siguientes métodos son:

- Lubricación a presión por medio de: bomba para aceite autoconcentrada, bomba motorizada independiente, sistema centralizado de lubricación a presión.
- Atomización, llamado también lubricación por niebla, se utiliza para velocidades muy altas o donde la acumulación de lubricante sea intolerable

La actividad del análisis de vibración es realizada de una manera rutinaria por el grupo de especialistas de monitoreo de condición o un grupo de monitoreo de vibración externo, mientras que el análisis de aceite lo realiza el equipo de lubricación el proveedor de lubricantes. Para hacer las cosas peores, el programa de análisis de aceite consiste normalmente en el ocasional envío de muestras al laboratorio por resultados que más parecen de química que de monitoreo de condición. Con mucha frecuencia, el análisis de aceite es utilizado para programar los cambios de aceite, mientras que las recomendaciones acerca de las condiciones del equipo son proporcionadas principalmente por el análisis de vibración.

Algunas de las fallas que el análisis de aceite puede ayudar a detectar:

- Partículas abrasivas en el aceite
- Aceite contaminado con Agua
- Combustibles
- Productos químicos
- Operación en alta temperatura
- Desalineamiento
- Desbalanceo
- Cavitación
- Fatiga
- Sobrecarga
- Agotamiento de aditivos
- Aceite aplicado erróneamente
- Inicio de falla en cojinetes
- Inicio de falla en rodamientos
- Inicio de fallas progresivas

En el análisis de aceite, la técnica de conteo de partículas y de porcentaje de partículas ferrosas revelan un incremento en ambas categorías, lo que nos indica la existencia de problemas de desgaste de engranes. Un análisis de la viscosidad del aceite ayuda a determinar la naturaleza del problema: se encontró una disminución de la viscosidad del

lubricante de 220 cSt del aceite nuevo requerido para esta caja de engranes a 70 cSt a 40°C en el aceite en uso. Una revisión de la bitácora de mantenimiento mostró que el aceite fue cambiado hacía dos semanas. Con toda seguridad, el cambio de aceite fue efectuado con un aceite equivocado (de una menor viscosidad), provocando el desgaste y la vibración. Sin la combinación de las tecnologías de monitoreo de condición, la causa de falla no hubiera sido detectada.

Conclusiones del capítulo 1

- Se realizó una búsqueda bibliográfica para dar a conocer los conocimientos relacionados con las teorías del mantenimiento.
- Quedaron reflejada las principales características técnicas del reductor.
- Quedó establecida una teoría sobre los conocimientos de las principales herramientas para el análisis de vibraciones y de lubricación.

CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

A través de los años, no pocos especialistas han formulado diversas metodologías que permiten encausar la experiencia y conocimiento en pos de lograr la correcta caracterización dinámica a los equipos, pero un buen diagnóstico depende de saber combinar y utilizar dichas herramientas correctamente, así como interpretar de manera eficaz sus resultados para lograr tener poderosos recursos a la hora de tomar determinadas decisiones técnicas y administrativas.

Objetivo del capítulo:

Establecer el análisis de vibraciones a los rodamientos y engranes del objeto de estudio y los parámetros necesarios para la selección del lubricante a utilizar en el objeto de estudio.

2.2. Esquema del reductor de la bomba de alimentar y puntos de medición

Aplicando la norma NC ISO 10816: 2005, se definen los puntos de medición y direcciones que se pueden medir, como se muestra en la Figura 2.1 el esquema simplificado del reductor de la bomba de alimentar 2RL01.

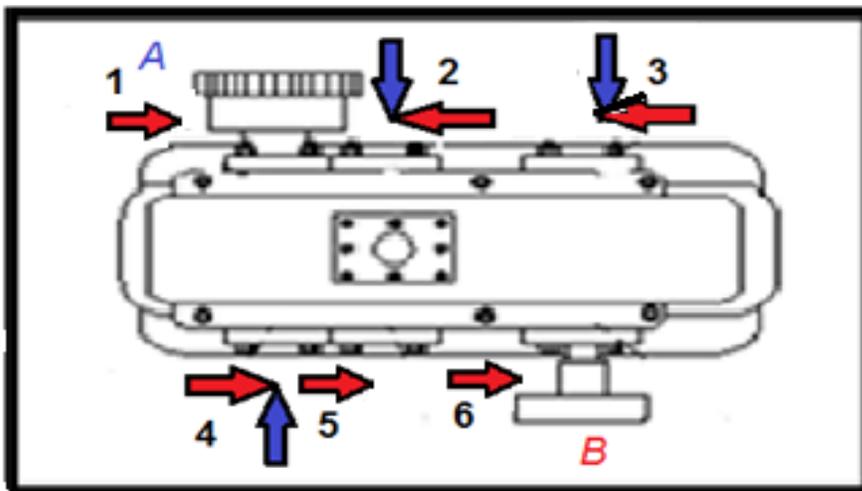


Figura 2.1. Esquema simplificado del reductor de la bomba de alimentar.

Leyenda:

 - Dirección vertical,

 -Dirección vertical y axial, 1,2, 3, 4, 5 y 6 - número de los puntos de medición,

A – Lado motriz,

B- Lado conducido.

La Figura 2.1 permite comprender de una manera fácil que las mediciones se toman en partes expuestas de la máquina que normalmente resultan accesibles. Se debe tener el cuidado de asegurar que las mediciones representen razonablemente las vibraciones en el alojamiento del cojinete y que no incluyan resonancias o amplificaciones locales. La ubicación y dirección para las mediciones de vibraciones serán aquellas que proporcionen la sensibilidad adecuada a las fuerzas dinámicas de la máquina, según NC ISO 10816: 2005

- A acoplamiento con el motor
- B acoplamiento con la bomba auxiliar.
- 1 Posición del rodamiento 22212
- 2 Posición del rodamiento 22310
- 3 Posición del rodamiento 22310
- 4 Posición del rodamiento 22214
- 5 Posición del rodamiento 22310
- 6 Posición del rodamiento 22214

En A es preciso conocer los datos técnicos del motor; como fuerza motriz es la siguiente:

- Voltaje..... 6 kV
- Amperaje.....511 A
- Velocidad.....3580 min⁻¹
- Potencia nominal.....4.5 MW

En B es preciso conocer los datos técnicos de la bomba auxiliar; como fuerza movida son:

- Temperatura del agua de alimentar ... 152.60 °c
- Presión de succión 0,614 mPa
- Presión de descarga 1,1787 mPa
- Flujo de descarga 462,4 t/h
- Velocidad de giro 1450 min⁻¹
- Potencia consumida 95 kW

Para una correcta comprensión se aplica la NC ISO 10816: 2005, donde quedan establecidos los códigos de los puntos de medición en la **tabla 2.1**. Códigos de los puntos de medición del reductor.

Tabla 2.1. Descripción de los puntos de medición del reductor

Puntos de medición	Ubicación
Punto1 (2RL01V1)	Lado acoplamiento con bomba auxiliar
Punto 2 (2RL01V2)	Lado intermedio entre acoplamiento de bomba auxiliar y parte libre
Punto 2 (2RL01A2)	Lado intermedio entre acoplamiento de bomba auxiliar y parte libre
Punto 3 (2RL01V3)	Lado libre del reductor
Punto 3 (2RL01A3)	Lado libre del reductor
Punto 4 (2RL01V4)	Lado opuesto al acoplamiento con bomba auxiliar
Punto 4 (2RL01A4)	Lado opuesto al acoplamiento con bomba auxiliar
Punto 5 (2RL01V5)	Lado intermedio del acoplamiento con el motor
Punto 6 (2RL01V6)	Lado acoplamiento con el motor

Los códigos quedan establecidos siendo 2 el número del bloque, RL01 el código de posición de la bomba de alimentar por proyecto, V si es la dirección radial vertical, A si es dirección axial, y el número que le sigue corresponde a la posición del punto.

2.2.1. Instrumentos de medición

Uno de los instrumentos de medición que se utilizará es el Vibxpert II que se muestra en la Figura 2.2, el que es de fabricación alemana por la compañía Pruftechnik. Posee una pantalla VGA de 115 x 78 mm a color y de alta resolución (480 x 640 pixels). Este es un analizador de dos canales, con rango de frecuencia de 1Hz hasta 40 kHz y 102,400 líneas de resolución, mide valores globales de: aceleración, velocidad, desplazamiento, impulso de choque, revoluciones por minuto, temperatura, señales de corriente directa y corriente alterna, para análisis espectral en motores (datos de procesos) y fase.



Figura 2.2. Vibxpert II

Con este equipo se tomarán las mediciones de las vibraciones de forma off – line, se almacenarán los datos y luego se relacionarán los patrones de vibraciones con los momentos de falla, logrando establecer de esta manera patrones de referencia que permitirán descartar los síntomas de la ocurrencia de un modo de falla.

Se usará el Stethoscope TMST 3 de la firma SKF, que permite obtener el sonido de los rodamientos a través de la cajuela externa con el mismo con el objetivo de reconocer conocer el estado de los rodamientos.



Figura 2.3. Stethoscope TMST 3

Para realizar las mediciones con este equipo se utilizará la varilla de 70 mm de longitud con 39 mm de diámetro si la superficie tiene una temperatura de -10°C a 50°C y si la temperatura es de -16°C a 45°C se utiliza una varilla de 220mm de longitud por 39 mm de diámetro.

Se usará la cámara de termografía de la firma Fluke con serie Ti55 como se muestra en la Figura 2.4.



Figura 2.4. Cámara de Termografía

El análisis comparativo con el patrón de la imagen de alta calidad captada por esta cámara que tiene asociado el software Smartview, que permite acceder a la descarga de las imágenes para la generación de informes, donde se detallan tablas de temperatura y las imágenes infrarrojas y de luz visible como si fuera captada con otra cámara profesional.

2.3. Herramientas para el diagnóstico

Con la aplicación de las matemáticas y el avance de la electrónica han sido desarrolladas herramientas para el diagnóstico que es conveniente entender cómo trabajan para aplicarlas correctamente y obtener resultados favorables. Estas herramientas forman parte de la configuración de la mayoría de los instrumentos que se comercializan actualmente.

2.3.1. Medida del nivel global

El nivel global es una medida de la severidad de la vibración pero no de la causa de la vibración, es decir, se puede saber cuánto está vibrando una máquina pero no el por

qué. Por tanto, la medición de niveles globales se corresponde con la etapa de detección de defectos. Se conoce, además, como análisis de mediciones de vibraciones de Nivel I, (Guevara, 2014)

El nivel global es por definición:

$$NG = \sqrt{(a_0^2 + a_1^2)} \quad (2.1)$$

Donde:

- a_0 es la amplitud a la frecuencia f_0 .
- a_1 es la amplitud a la frecuencia f_1 .

Para que el nivel global sea una herramienta efectiva es preciso:

1. Medir periódicamente en un mismo punto y en las 3 direcciones posibles.

Cuando se hacen mediciones periódicas en un mismo punto y bajo condiciones similares se garantiza que las mediciones tengan valor comparativo. Las mediciones se deben realizar en las tres direcciones posibles: horizontal, vertical y axial referentes al eje de rotación de la máquina. En ocasiones, no es preciso o posible cumplir con todas las direcciones, pero esta es una decisión que tomará el analista de acuerdo a su experiencia. (Guevara, 2014)

2. Evaluar la medición según las Normas Internacionales vigentes para la evaluación de las vibraciones mecánicas. (Guevara, 2014)

La norma ISO 10816-3 clasifica las máquinas en diferentes grupos y toma en cuenta el tipo de instalación. En la Figura 2.5 se muestran los valores de severidad de esta norma.

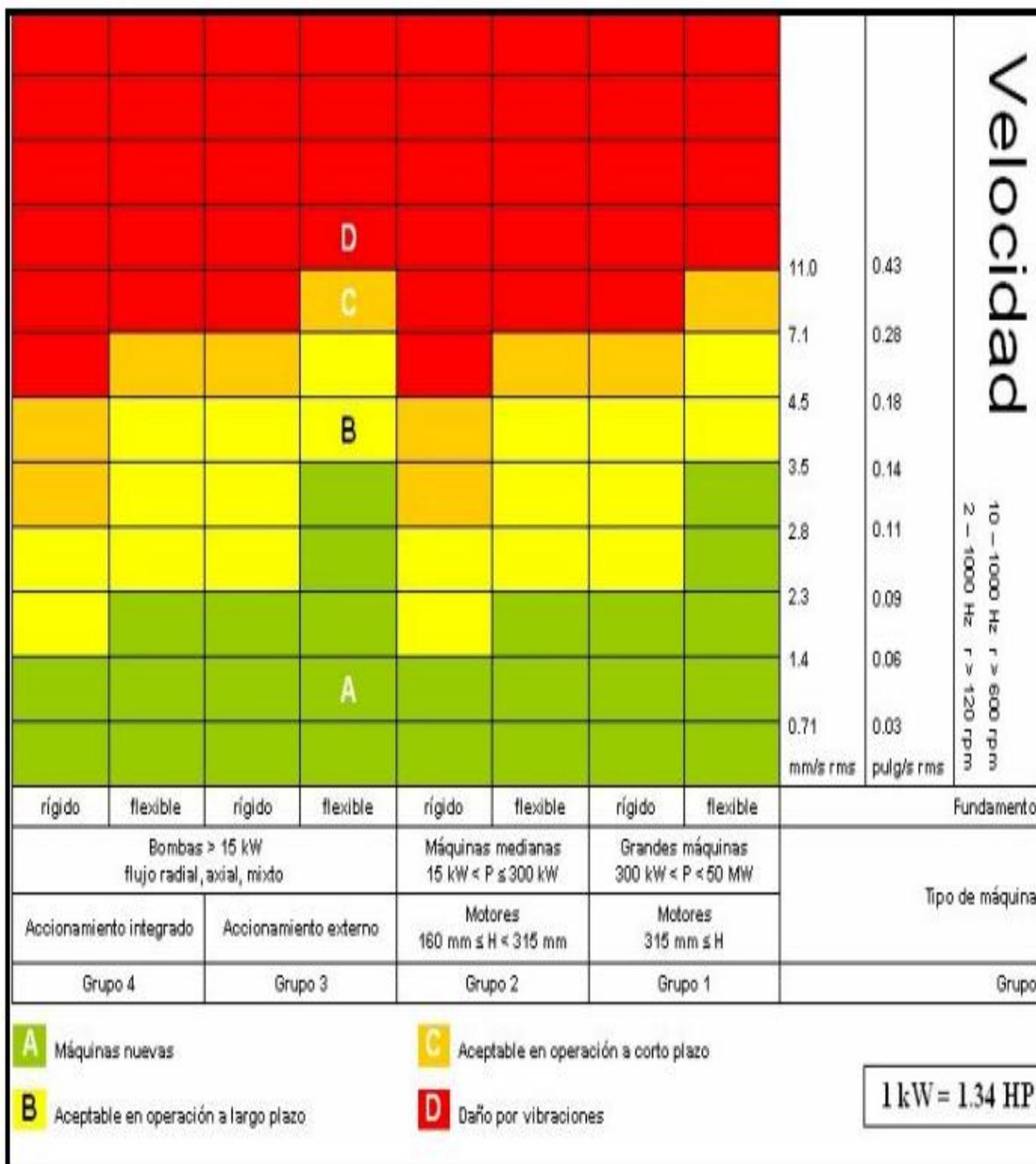


Figura 2.5. Valores de severidad de la norma ISO 10816-3.

La norma ISO 10816-3 según la lectura de los colores muestra en la zona verde los valores de vibraciones de una máquina recién puesta en funcionamiento, la amarilla máquinas que pueden funcionar en operación continua sin restricciones, en la naranja

se destacan los Valores de vibración los cuales indican que la condición de la máquina no es conveniente para una operación continua, si no solamente para un período de tiempo limitado. Medidas de corrección deberían ser tomadas en la siguiente oportunidad. Y la zona roja los valores de vibración peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

3. Hacer análisis de tendencias de los valores.

El análisis de tendencia de los valores globales que resulten de las mediciones periódicas permite evaluar su comportamiento en el tiempo y pronosticar cuándo la máquina alcanzará los niveles inadmisibles para su operación confiable según los valores pre configurado, ya sea, de acuerdo a las normas o a criterios del usuario (Guevara, 2014).

2.4.1 Diagnóstico de rodamientos

Los rodamientos son los responsables de muchas fallas en los equipos, estos se diseñan para durar muchos años pero en la mayoría de los casos no son tratados correctamente.

Muchos años de experiencia han demostrado que en la práctica menos del 10 por ciento de los rodamientos alcanzan el tiempo de vida para el que fueron diseñados. Alrededor del 40 por ciento de los problemas de rodamientos son atribuidos a una incorrecta lubricación y un 30 por ciento a un montaje inapropiado como por ejemplo la desalineación de estos. Aproximadamente un 20 por ciento falla por otras razones como sobre carga y defectos de fabricación, como se muestra en la Figura 2.6, las principales características de un rodamiento.

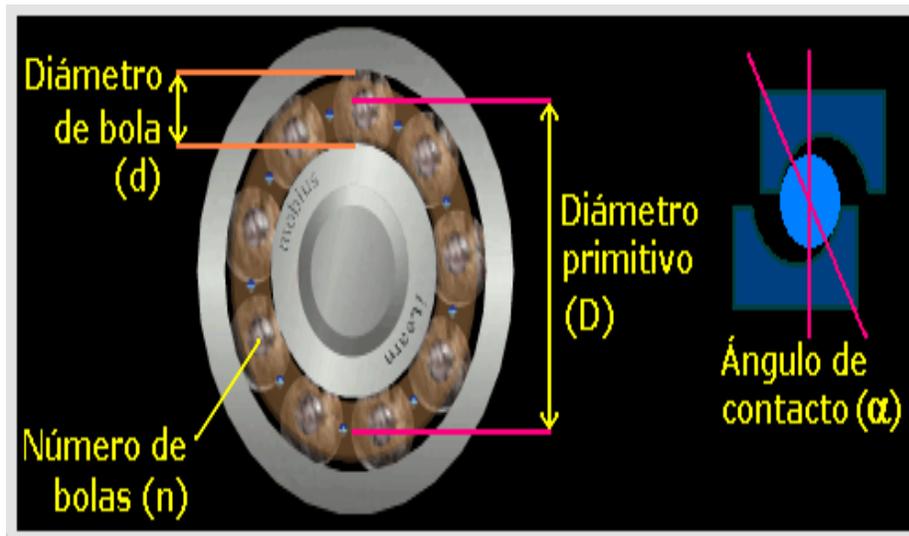


Figura 2.6. Principales características de un rodamiento. Fuente Mobius Institute.

Leyenda: d- Diámetro de bola, D- Diámetro primitivo, n- número de bola, α-Angulo de contacto.

En el caso del estudio realizado el software utilizado para conocer los datos técnicos de los rodamientos es el KOYO, que constituye un catálogo digital que tiene incorporado la posibilidad de realizar el cálculo de frecuencias de diagnóstico a partir de introducir los datos de la máquina, para todo analista es necesario conocer estas ecuaciones.

Las ecuaciones que permiten el cálculo matemático de los valores de frecuencia de fallos, como se muestra ecuación 2.2 la ecuación de cálculo para la frecuencia de rotación.

$$f_R = \frac{\text{revoluciones} * \text{min}}{60 \text{ Hz}}, (\text{Hz}) \quad (2.2)$$

Donde:

- f_R Frecuencia de rotación (Hz)
- Revoluciones por minuto (min^{-1})

La siguiente ecuación muestra el cálculo de la frecuencia de fallo en la pista interior
2.3

$$BPI = \frac{1}{2} n \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2.3)$$

Donde:

BPI : Frecuencia de fallo en la pista interior

d : Diámetro de la munición

D : Diámetro primitivo

α : Ángulo de contacto

n : Número de bolas

El cálculo de la frecuencia de fallo en la pista exterior será realizado por la ecuación
2.4

$$BPO = \frac{1}{2} n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2.4)$$

Donde:

BPO : Frecuencia de fallo en la pista exterior

d : Diámetro de la munición

D : Diámetro primitivo

α : Ángulo de contacto

n : Número de bolas

Para el cálculo de la frecuencia de bolas se usará la ecuación 2.5

$$BS = \frac{1}{2} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{\alpha}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (2.5)$$

Donde:

BS : Frecuencia de bolas

d : Diámetro de la munición

D : Diámetro primitivo

α : Ángulo de contacto

Para el cálculo de la frecuencia de fallo de la jaula se usará la ecuación 2.6

$$FT = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2.6)$$

Donde:

FT : Frecuencia de fallo en la jaula

d : Diámetro de la munición

D : Diámetro primitivo

α : Ángulo de contacto

2.4.2. Diagnóstico de engranajes

La frecuencia de engrane es una de las frecuencias que caracterizan fundamentalmente estos sistemas. Se deben conocer estas y sus múltiplos. Se denota como GM del inglés Gear Mesh Frequency según norma ISO 2041 y se obtiene al multiplicar la velocidad de rotación de la rueda por el número de dientes. Ver ecuación 2.7. No se considera una frecuencia de fallo si se tiene en cuenta que todo engranaje genera frecuencias de engrane de determinada amplitud. Además toda GM tendrá bandas laterales espaciadas a la velocidad de rotación del engranaje.

$$GM = Nd * \text{Número de revoluciones} \quad (2.7)$$

Donde:

GM : Frecuencia del engrane. (Hz)

Nd : Número de dientes (c/u)

La familia de bandas laterales indican el deterioro en la condición mecánica de la transmisión y que contienen una información muy valiosa si se tienen en cuenta que no siempre la "culpable" de la modulación es la propia transmisión dentada (Palomino, 1997).

2.5. Lubricación de reductores de velocidad

Este procedimiento consigue determinar la viscosidad correcta para el arranque y operación de estos equipos. Una vez que esté en marcha se puede variar esta viscosidad levemente para compensar, por la temperatura del ambiente, del trabajo, o simplemente ajustarlo para lograr la menor temperatura operacional posible del reductor (Widman, 2009).

Es necesario tomar en cuenta las posibles combinaciones que puedan existir en cuanto al tipo de lubricación y tipo de reducción, este se muestra en la tabla 2.2. Posibles combinaciones de lubricación y reducción

Tabla 2.2. Posibles combinaciones de lubricación y reducción

Tipo de lubricación	
A	Salpicadura
B	recirculación por bomba
Tipo de reducción	
C	Simple
D	Múltiple

Para hacer el cálculo, se necesitan conocer 4 factores:

- El tipo de lubricación que se emplea:
 - Salpicadura
 - Recirculación por bomba
- El tipo de reducción que hace:
 - Simple, con una reducción menor que 10 a 1
 - Múltiple, con una reducción mayor que 10 a 1
- La potencia del reductor en HP.

- La velocidad de salida del reductor en min^{-1} .

El resultado es la viscosidad de aceite requerido se selecciona a través de la **tabla 2.3**.

Viscosidad de aceites industriales para reductores de velocidad.

Tabla 2.3. Viscosidad de aceites industriales para reductores de velocidad

Potencia (HP)	Velocidad Final (min^{-1})	Grado de Viscosidad ISO (cSt)			
		caso a-c	caso a-d	caso b-c	caso b-d
0-1	0 – 150	460	460	150	320
	150 – 300	320	460	150	320
	300 - 1 000	150	320	68	150
	1 000 - 2 000	68	150	68	150
	2 000 - 5 000	46 H	68	46 H	68
	5 000 - 10 000	32 R&O	46 H	32 R&O	46 H
1-5	0 – 150	460	460	150	320
	150 – 300	320	460	150	320
	300 - 1 000	150	320	68	150
	1 000 - 2 000	68	150	68	150
	2 000 - 5 000	46 H	68	46 H	68
	5 000 - 10 000	46 H	68	46 H	68
5-10	0 – 150	460	460	150	320
	150 – 300	320	460	150	320
	300 - 1 000	150	320	68	150
	1 000 - 2 000	68	150	68	150
	2 000 - 5 000	68	150	68	150
	5 000 - 10 000	46 H	68	46 H	68
10-20	0 – 150	460	460	150	320
	150 – 300	320	460	150	320
	300 - 1 000	150	320	150	320
	1 000 - 2 000	150	320	68	320
	2 000 - 5 000	68	150	68	150
	5 000 - 10 000	68	150	68	150

Nota: $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2 / \text{s}$; $1 \text{ kW} = 1,34 \text{ HP}$

Tabla 2.3. Viscosidad de aceites industriales para reductores de velocidad
(Continuación)

POTENCIA (HP)	VELOCIDAD FINAL (min)	Grado de Viscosidad ISO			
		Caso a c	Caso a d	Caso b c	Caso b d
20 a 30	0 a 150	460	460	150	320
	150 a 300	320	460	150	320
	300 a 1 000	150	460	150	320
	1 000 a 2 000	150	320	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	68	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	320
30 a 50	0 a 150	460	680	320	460
	150 a 300	460	680	320	460
	300 a 1 000	320	460	150	320
	1 000 a 2 000	150	320	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	150	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	150
50 a 75	0 a 150	460	680	320	460
	150 a 300	460	680	320	460
	300 a 1 000	460	460	150	320
	1 000 a 2 000	320	460	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	150	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	150
75 a 100	0 a 150	460	680	320	460
	150 a 300	460	680	320	460
	300 a 1 000	460	680	320	460
	1 000 a 2 000	320	460	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	150	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	150
100 a 1 000	0 a 150	680	680	680	680
	150 a 300	680	680	680	680
	300 a 1 000	460	680	320	460
	1 000 a 2 000	320	460	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	150	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	150
Más de 1 000	0 a 150	1000	1000	680	680
	150 a 300	680	680	680	680
	300 a 1 000	460	680	320	460
	1 000 a 2 000	320	460	150	320
	2 000 a 5 000	150	320	150	320
	5 000 a 10 000	68	150	68	150

Luego de tener seleccionado la potencia correspondiente al objeto de estudio en la tabla se pasa a la selección de la viscosidad del lubricante a través del número de revoluciones del árbol de salida y las posibles combinaciones de lubricación y reducción.

2.6. Selección del grado de viscosidad del lubricante

ANSI/AGMA (2002), recomienda el empleo de las Figuras 2.7; 2.8 y 2.9 para la selección del grado de viscosidad adecuado en reductores de velocidad con aceites de índice de viscosidad 95, 160 y 240. Las Figuras mencionadas brindan los grados de viscosidad ISO a una temperatura específica, permitiendo considerar las características reales de funcionamiento. Para satisfacer las necesidades generales de la aplicación del lubricante, este debe ir complementado con un aditivo apropiado, ya que brinda propiedades indispensables si se requiere realizar una correcta lubricación.

Las Figuras proporcionadas por AGMA para la selección del grado de viscosidad adecuado, se dividen en cuatro zonas fundamentales. La primera zona aparece subrayada con línea de color gris en diagonal, esto significa que en caso de que la selección del grado de viscosidad estuviera en esos límites, siendo menor que $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ y mayor que $3\ 200 \text{ mm}^2/\text{s}$, debe consultarse a los proveedores de los engranajes, rodamientos y lubricantes. La segunda zona es la que aparece con un color gris oscuro y significa que se debe realizar una previa revisión de las temperaturas operacionales de inicio y pico en el horario de servicio y revisar los rangos de cargas, cuando se consideran estos grados de viscosidad. La zona número tres se representa por la parte en que solo aparecen los valores con el fondo blanco y significa que se debe seleccionar el grado de viscosidad que sea más adecuado en el rango de temperatura operacional. Y la última zona representada por una doble línea significa que el aceite está estabilizado a la temperatura de funcionamiento.

Figura 2.7. Grado de viscosidad a la temperatura de funcionamiento, para aceites con índice de viscosidad igual a 95.

Temp °C	Velocidad circunferencial m/s							
	1.0 - 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	32							
15	46	32						
20	68	46	32					
25	68	46	32					
30	100	68	46	32				
35	100	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	32
50	320	220	150	100	46	46	46	32
55	460	220	150	100	68	68	68	46
60	460	320	220	150	68	68	68	46
65	680	460	320	220	150	100	100	68
70	1000	680	320	220	150	100	100	68
75	1500	680	460	320	220	150	150	100
80	2200	1000	680	460	220	220	220	150
85	3200	1500	1000	460	320	220	220	150
90	3200	2200	1000	680	460	320	320	220
95		3200	1500	1000	460	460	320	220
100		3200	2200	1000	680	460	460	320

Figura 2.8. Grado de viscosidad a la temperatura de funcionamiento, para aceites con índice de viscosidad igual a 160.

Temp °C	Velocidad circunferencial m/s							
	1.0 - 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	32	32						
15	46	32	32					
20	68	46	32					
25	68	46	32	32				
30	100	68	46	32				
35	150	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	
50	220	150	100	68	46	46	46	32
55	320	220	150	100	68	68	46	32
60	460	220	150	100	68	68	68	46
65	460	320	220	150	100	100	68	46
70	680	460	220	150	100	100	100	68
75	680	460	320	220	150	150	100	68
80	1000	680	320	220	150	150	150	100
85	1500	680	460	320	220	220	150	100
90	1500	1000	680	320	220	220	220	150
95	2200	1500	680	460	320	220	220	150
100	3200	1500	1000	460	320	320	220	150

Figura 2.9. Grado de viscosidad a la temperatura de funcionamiento, para aceites con índice de viscosidad igual a 240.

Temp °C	Velocidad circunferencial m/s							
	1.0 - 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	46	46						
15	68	46	32					
20	68	68	32	32				
25	100	68	32	32				
30	100	68	32	32	32			
35	150	68	68	46	32	32		
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	100	100	68	46	32	32	
50	220	100	100	68	46	46	46	32
55	320	150	150	68	68	46	46	32
60	320	150	150	100	68	68	46	46
65	460	220	150	100	100	68	68	46
70	460	320	220	150	100	68	68	46
75	680	320	220	150	100	100	68	68
80	680	460	220	150	100	100	100	68
85	1000	460	320	220	150	100	100	68
90	1000	680	320	220	150	150	100	100
95	1000	680	460	320	150	150	150	100
100	1500	1000	460	320	220	150	150	100

Para seleccionar el grado de viscosidad recomendado por AGMA (2002), se hace coincidir la temperatura de trabajo del reductor, con la velocidad circunferencial determinada del par tribológico analizado.

2.7 Velocidad circunferencial

En las tablas se asume que el lubricante conserva sus propiedades en el intervalo esperado de cambio de aceite. La velocidad circunferencial debe calcularse para todas las ruedas dentadas y la selección del grado de viscosidad debe realizarse para el engranaje fundamental, teniendo en cuenta las condiciones de arranque en frío. Para el cálculo de la velocidad circunferencial de las ruedas dentadas, se puede proceder mediante las ecuaciones 2.1 y 2.2 reportadas Álvarez (1999).

$$V_c = \omega \cdot \frac{d}{2} \quad (2.8)$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (2.9)$$

Donde:

V_c : Velocidad circunferencial; (m/s).

ω : Velocidad angular de las ruedas dentadas; (s^{-1}).

d : Diámetro de la rueda; (mm).

n : Velocidad de rotación; (min^{-1}).

Para el cálculo de la velocidad circunferencial se empleó la expresión 2.2 que considera la velocidad de rotación del árbol, y el diámetro de las ruedas acopladas a estos. El árbol de entrada tiene una velocidad de rotación de 720 min^{-1} , tiene acoplado una rueda dentada de 36 dientes con un diámetro de 295,2 mm; el árbol de salida rota a razón de $162,89 \text{ min}^{-1}$, tiene acoplado una rueda de 159 dientes con un diámetro de 1 303,8 mm, la temperatura de trabajo es de $70 \text{ }^\circ\text{C}$. La selección del grado ISO se determina en las Tablas 2.3, 2.4 y 2.5 según el índice de viscosidad requerido, haciendo coincidir la temperatura de trabajo en $^\circ\text{C}$ con la velocidad circunferencial en m/s. Las Tablas 3.11, 3.12 y 3.13 exponen los grados de viscosidad adecuados para la lubricación de cada rueda del reductor para índices de viscosidad del aceite de 95, 160 y 240.

2.8. Método para la selección del aditivo del aceite

Los aditivos, corresponden a sustancias químicas que agregadas al aceite base, logran por una parte mejorar la especificaciones técnicas de los lubricantes, y por otra conferirle propiedades que refuerzan a las existentes y también en algunos casos estabilizar otras propiedades, además reduce los cambios indeseables en el lubricante. Existen dos tipos de aditivos, los químicamente inertes y los químicamente activos. En promedio los aditivos constituyen un 5 % a 20 % del lubricante (Díaz, 2006).

La selección del aditivo del aceite empleado en reductores de velocidad, se realiza considerando fundamentalmente los niveles de choques de la máquina motriz y la máquina movida. La Tabla 2.5 proporciona una guía, para ayudar en la elección del tipo de aditivo para el aceite lubricante a ser utilizado en una determinada aplicación.

Tabla 2.5. Guía para la selección del tipo de aditivo del aceite para reductores de velocidad.

Máquina motriz	Máquina movida			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	RO	RO/ EP	EP	EP
Choques ligeros	RO	RO/EP	EP	EP
Choques moderados	RO	EP	EP	EP
Choques fuertes	EP	EP	EP	EP

Aceites inhibidores (RO)

Estos se conocen comúnmente inhibidores de la oxidación o lubricantes RO. Ellos son formulados con petróleo muy refinado o sintético y contienen aditivos que mejoran la estabilidad de oxidación, proporcionan protección contra la corrosión y elimina la espuma. Estos aceites son habitualmente asociados para aplicaciones donde se desarrolle cierta velocidad.

Aceites antidesgaste (EP)

Estos aceites contienen aditivos que proporcionan protección contra el desgaste, la corrosión, la oxidación y el rayado inaceptable. Al igual que los aceites RO son formulados con petróleo refinado o aceites de base sintética. Se utilizan generalmente a partir de la clase ISO VG 150 establecida por la norma ISO 3448. Su principal aplicación es proteger los sistemas de engranes que funcionan a altas cargas e impacto severo (Albarracín, 2005).

2.9. Estado del aceite a través de parámetros

Los cambios químicos que se producen en un lubricante en servicio, son influenciados por muchos factores, y determinan su vida útil. La naturaleza del básico, tipo y cuantía de los aditivos, presencia de contaminantes, las condiciones y régimen de explotación del equipo, son algunos de ellos. Procesos de degradación térmica, oxidación, hidrólisis de aditivo, polimerización entre otros son muy frecuentes en los aceite lubricantes en servicio. Estos cambios se detectan con los análisis de laboratorio,

aunque no siempre constituyen la única indicación para detectar errores de funcionamiento y fallas; estos análisis son costosos, por lo que se deben estudiar muy bien las dificultades antes de decidir a qué pruebas se debe someter la muestra de lubricante y solicitar solo aquellos estrictamente necesarios. Para comprobar la vida útil de un lubricante en engranaje es necesario determinar los parámetros condenatorios, estos son: viscosidad > 25 % del valor inicial, agua > 0,5 %, aditivación < 40 % del valor inicial, acidez > 1,6, insolubles totales > 0,50, metales: hierro 100 ppm depende de la recomendación del fabricante, cobre 50 ppm, aluminio 20 ppm, estaño 10 ppm, plomo 20 ppm, silicio 25 ppm. (Quintana *et al*, 2014).

Conclusiones del capítulo II

- Establecer el análisis de vibraciones a los rodamientos y engranes del objeto de estudio y los parámetros necesarios para la selección del lubricante a utilizar en el objeto de estudio.
- Se estableció el análisis de vibraciones a los rodamientos y engranes perteneciente al objeto de estudio.
- Quedaron expuestos los parámetros del cual depende la selección del lubricante para el reductor de velocidad, lo que permitió realizar una elección de aceite que garantiza la lubricación eficiente en los pares tribológicos

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En el presente capítulo se muestran los resultados obtenidos durante todos los cálculos y las mediciones ejecutadas, de forma tal que permiten elaborar un conjunto de recomendaciones con el objetivo de disminuir las fallas del objeto de estudio, y contribuir al ahorro disminuyendo la cantidad de cambio de rodamientos, al pago por mano de obra y con ello al no influir con desechos al deterioro del medio ambiente.

Objetivos del capítulo:

Analizar los resultados experimentales expuestos en el capítulo precedente, considerando la valoración económica del diagnóstico y el impacto medio ambiental de la instalación

3.2. Resultados del análisis de las amplitudes de las vibraciones:

El resultado de las vibraciones absolutas, en mm/s RMS corresponde al período de agosto de 2016 a marzo de 2017 donde el período de muestreo que le corresponde es mensualmente por procedimiento establecido por la UNE, y los valores adquiridos no cumplen con esto por encontrarse en falla después de la segunda medición y se establece acortar el período de muestreo, como se muestra en Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Valores de vibraciones del reductor 2RL01 en mm/s RMS.

FECHA	2RL01V1	2RL01V2	2RL01V3	2RL01V4	2RL01V5	2RL01V6	2RL01A2	2RL01A3	2RL01A4
18/08/16	2,2	2,3	1,8	3,2	2,4	2,5	2,2	2,6	2,8
15/09/16	3,8	3,9	2,2	4,4	4,2	3,9	4,5	6,8	5,8
17/10/16	6,2	4,2	5,1	6,5	6,8	7,1	4,9	7,6	6,8
10/11/16	5,5	5,7	6,6	6,9	6,9	7,7	5,4	8,6	7,1
08/12/16	6,5	6,4	6,1	7,4	7,2	8,8	6,6	9,7	7,6
11/01/17	7,2	6,6	7,1	8,5	7,8	8,6	6,9	9,8	7,9
25/01/17	7,5	6,9	7,8	8,6	7,8	8,8	6,9	9,2	8,7
08/02/17	7,6	8,2	8,1	8,8	8,9	8,8	7,2	10,3	8,9
01/03/17	9,1	12,4	13,6	12,6	10,9	9,8	9,4	11,6	9,8

Teniendo en cuenta los valores de velocidad de vibraciones obtenidos en la tabla anterior, del método se determinó que el objeto de estudio presentaba diversas fallas y daños debido a los niveles de vibraciones, provocando frecuentemente la salida de operación del equipo.

3.3. Resultados de la clasificación del reductor 2RL01 según norma estándar ISO 10816 – 2.

La norma ISO 10816 brinda la evaluación de la severidad de las vibraciones, la medición de estas sobre elementos no rotatorios es una guía para evaluar la condición normal de la máquina y especifica límites en la condición de la máquina, de acuerdo a la potencia y el tipo de soporte de esta.

La parte 2 de la norma ISO 10816 corresponde a las máquinas industriales de medianas dimensiones montadas sobre soportes convencionales, máquinas hasta 300 kW montadas en bases especiales (pueden ser sísmicas).

Teniendo en cuenta estos valores de severidad que brinda esta norma estándar, se fijan los valores de alarma y se concluye que los valores límites se seleccionan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Valores límites según norma 10816-2

Condición de la máquina	Valores límites mm/s RMS
Normal	2,3
Admisible	4,5
Aún admisible	7,10
Inadmisible	Mayor que 7,10

De esta forma se puede deducir que el valor límite para entrar en la zona de aún admisible es el valor 4,5 – 7,10 mm/s, por lo que se selecciona como el rango de valores de alarma baja, y el valor límite que pondría en riesgo el equipo y pudiera ocurrir una falla catastrófica son los valores mayores e igual que 7,11 mm/s, que será el valor de disparo.

3.4. Resultado de las amplitudes en frecuencias generadas por rodamiento dañado en una máquina

Los rodamientos tienen sus frecuencias de diagnóstico, estas son calculadas particularmente para cada equipo, en la Tabla 3.3 se muestran los valores de

frecuencias para el diagnóstico de los rodamientos del reductor de la bomba de alimentar.

Tabla 3.3 Valores de frecuencias para el diagnóstico de los rodamientos del reductor de la bombas de alimentar expresados en Hz.

Rodamiento	Puntos	Frecuencia de rotación de jaula	Frecuencia de daño de anillo interior	Frecuencia daño de anillo exterior	Frecuencia De daño de elementos rodantes
22212	1	10,15	238,2	172,6	145,48
22214	2, 3 y 5	10,14	234,34	172,48	145,08
22310	4 y 6	9,77	201,48	136,84	118,43

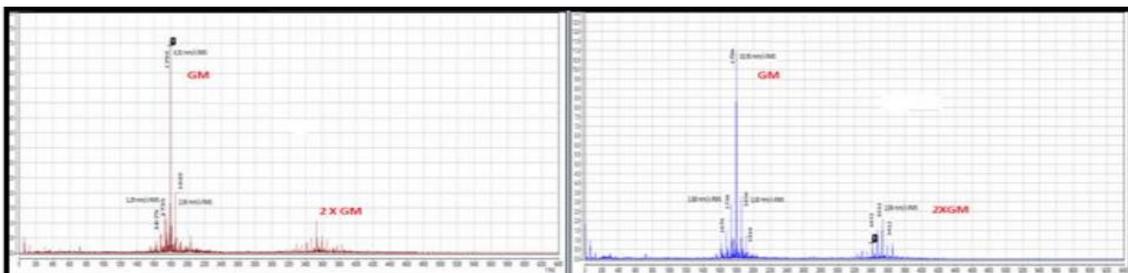
A estas frecuencias es que se muestran los fallos de los rodamientos, estos valores son calculados por el software KOYO introduciendo la velocidad de rotación y los datos del rodamiento.

3.5. Resultado del diagnóstico de engrane

Los patrones espectrales obtenidos cumplen con las características de ser espectros en función de la frecuencia, es decir que en eje Y se encontrará la frecuencia en Hz y en el eje X la amplitud de las vibraciones de la velocidad en un valor 0-P mientras que los valores que se señalan en el espectros van a estar dado en valores de amplitud en mm/s RMS.

La amplitud máxima de los valores captados es hasta 6400.00 Hz, y en el equipo que se usó para la medición se seleccionó la medición para engranaje lento, donde la frecuencia inferior es de 2.00 Hz, el número de líneas es de 1600, tipo de ventana es hanning y el tipo de promedio es lineal.

A continuación se muestran algunos patrones espectrales con la figura 3.5. A Y B Patrones espectrales en 2RL01V1 Y 2RL01V6



A

B

Figura 3.5 A Y B Patrones espectrales en 2RL01V1 Y 2RL01V6 de desalineamiento.

En A la amplitud de las vibraciones a la frecuencia de engrane en 2RL01V1 es de 7, 91 mm/s RMS, la familia de bandas laterales se muestra con sus frecuencias marcadas, y el 2 x GM, el segundo armónico de la frecuencia de engrane tiene un valor de 1, 0 mm/s RMS.

En B la amplitud de las vibraciones a la frecuencia de engrane en 2RL01V6 es de 10, 95 mm/s RMS y en su segundo armónico tiene un valor de 2, 06 mm/s RMS.

En figura 3.5 A y B se muestran los patrones de defectos de desalineamiento dinámico, este además va acrecentando el defecto de los engranes. A continuación se muestra espectros característicos de fallo por lubricación.

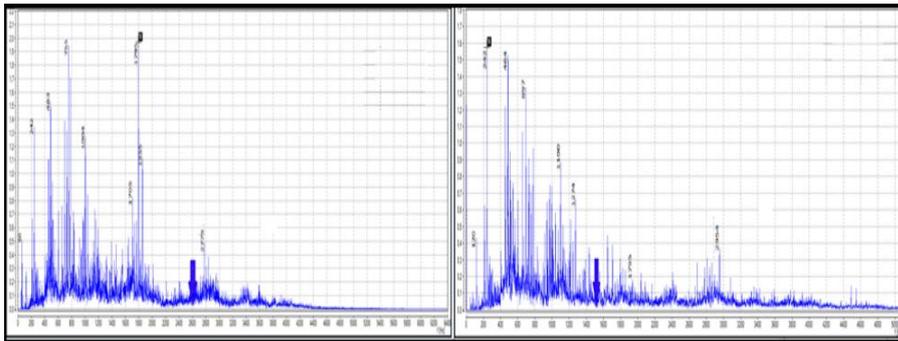


Figura 3.6. A y B patrones espectrales en 2RL 01 V1 Y 2RL 01 V2.

Este fallo ocurre cuando la medición muestra una señal asincrónica y con muchas bandas laterales.

3.6. Lubricación de engranajes

Para realizar la evaluación de la lubricación del par tribológico dentado de menor velocidad circunferencia, que en reductores de velocidad es el más importante, se emplearon criterios de la compañía Widman Internacional (2009) y la norma AGMA (2002).

Widman Internacional (2009) propone un grado de viscosidad ISO que garantiza la lubricación en el reductor de velocidad durante el arranque o parada en la puesta en marcha del equipo. Se debe conocer la potencia del equipo, velocidad de rotación del árbol final, tipo de reducción y tipo de lubricación que emplea.

El reductor de velocidad objeto de estudio posee una potencia de 174,2 HP (130 kW), de dos escalones de reducción por lo que la reducción es múltiple, y la velocidad del árbol de salida es de 1450 min⁻¹. Estos datos se introducen en la ventana del calculador de la compañía Widman Internacional y esta propone la lubricación con un aceite industrial (clase ISO).

Widman Internacional propone que la lubricación se realice con aceite industrial de viscosidad 320 mm²/s, condición que debe cumplir a 40 °C. Este método de selección se limita a evaluar en función de características constructivas operacionales y no toma en consideración la variable temperatura, con gran significancia en el comportamiento de la viscosidad y tampoco toma en consideración el índice de viscosidad del aceite empleado.

3.7. Selección del grado ISO empleando el criterio de AGMA

El criterio de selección según la norma AGMA (2002) propone grados de viscosidad ISO para índice de viscosidad 95, 160, 240 para garantizar la lubricación en el reductor de velocidad, la selección de los grados de viscosidad depende de la temperatura de funcionamiento del equipo y de la velocidad circunferencial del par tribológico dentado.

Resultado de la medición de la temperatura de servicio

La cámara termográfica Fluke Ti 30 se empleó en el horario de la 1 PM, realizándose mediciones puntuales en el reductor, las mediciones se realizaron a un metro de distancia del objetivo y con un grado de precisión del instrumento de hasta 70 °C como se muestra en la Figura 3.1.

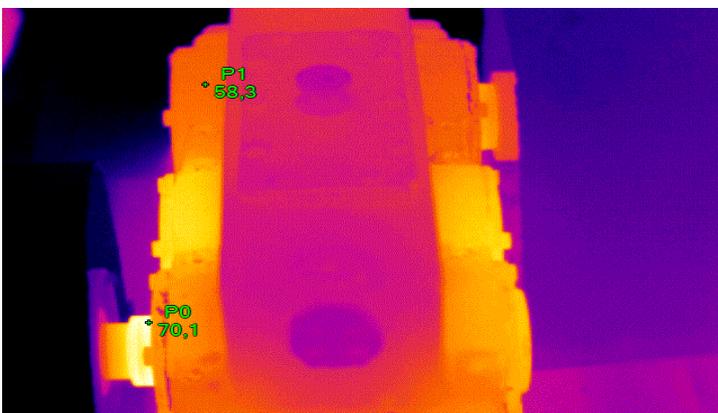


Figura 3.1. Imagen termográfica del reductor de velocidad

Para la selección del grado de viscosidad del aceite empleando el método propuesto por AGMA, se utilizó la expresión 2.2 que considera la velocidad de rotación del árbol, y el diámetro de las ruedas acopladas a estos. El árbol de entrada tiene una velocidad de rotación de 3580 min^{-1} , tiene acoplado una rueda dentada de 30 dientes con un diámetro de 99 mm, el árbol intermedio tiene acoplada una rueda dentada de 62 dientes con un diámetro de 196 mm y velocidad de rotación de 1729 min^{-1} . El árbol de salida rota a razón de 1450 min^{-1} , tiene acoplado una rueda de 74 dientes con un diámetro de 232 mm, la temperatura de trabajo es de 70° C . La selección del grado ISO se determina en las Figuras 2.7, 2.8 y 2.9 según el índice de viscosidad requerido, haciendo coincidir la temperatura de trabajo en $^\circ \text{C}$ con la velocidad circunferencial en m/s. Las Tablas 3.4, 3.5 y 3.6 exponen los grados de viscosidad adecuados para la lubricación para índices de viscosidad del aceite de 95, 160 y 240.

Tabla 3.4. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 95.

Número de dientes		Velocidad circunferencial m/s	Viscosidad ISO
Z ₁	30	18,54	100
Z ₂	62	17,73	100
Z ₃	74	17,60	100

Realizada la selección del grado de viscosidad por el método expuesto en el capítulo anterior y para un índice de viscosidad de 95, los resultados obtenidos mostraron que a mayor velocidad circunferencial menor grado de viscosidad, revelando de igual manera que no existe similitud entre los pares engranados y que en el último par engranado el grado de viscosidad correcto para la lubricación del reductor es $100 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Álvarez (1999), propone calcular las velocidades circunferenciales para todos los engranajes y que la selección del grado de viscosidad debe realizarse para el engranaje fundamental, teniendo en cuenta las condiciones de arranque en frío.

Tabla 3.5. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 160.

Número de dientes		Velocidad circunferencial m/s	Viscosidad ISO
Z ₁	30	18,54	100
Z ₂	62	17,73	100
Z ₃	74	17,60	100

Los resultados obtenidos en la Tabla 3.5, para índice de viscosidad 160 se comportaron similares a los expuestos en la Tabla 3.4, corroborando que para el último escalón de reducción no existe variación alguna del grado de viscosidad en este par engranado, lo que demuestra que para las condiciones operacionales del reductor y temperatura de servicio de 70 °C no existe influencia de estos índices de viscosidad en la selección de la clase de aceite.

Tabla 3.6. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 240.

Número de dientes		Velocidad circunferencial m/s	Viscosidad ISO
Z ₁	30	18,54	68
Z ₂	62	17,73	68
Z ₃	74	17,60	68

Los valores obtenidos en la Tabla 3.6 evaluados para índice de viscosidad 240, muestran una disminución de una clase para las ruedas Z₁, Z₂ y Z₃, lo que refleja la estabilidad que presentan los aceites con índices de viscosidad elevados, demostrándose que para este índice de viscosidad el grado de viscosidad que se debe emplear en el reductor sea un ISO VG 68.

Al realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos a través del criterio propuesto por Widman (2009), y el criterio de AGMA (2002) para condiciones similares (igual índice de viscosidad); se determinó el grado de viscosidad que debe tener el lubricante para una lubricación adecuada.

Widman (2009) propone que la lubricación se realice con aceite de grado de viscosidad 320, la lubricación del reductor de velocidad se realiza con aceite de grado de viscosidad 32 de viscosidad real de funcionamiento de 28,9 mm²/s; la cual se encuentra 291 mm²/s por debajo respecto al aceite ISO 320. Este criterio se sustenta solamente para la puesta en marcha del reductor y no

considera variable importante como temperatura de trabajo e índice de viscosidad.

La lubricación actual del reductor se realiza con un aceite clase ISO VG 32, el cual no coincide con el método desarrollado según la norma AGMA, este criterio considera la temperatura de trabajo y la velocidad de rotación del par engranado en el reductor de velocidad, por lo que se considera un método más exacto, concluyéndose que debe emplearse un aceite clase ISO VG 100 para índice de viscosidad 95 y 160 y un aceite clase ISO VG 68 para índice de viscosidad 240.

3.8. Selección del aditivo del aceite

Para la selección del aditivo se considera los niveles de choque de la máquina motriz y la máquina movida. Para el reductor objeto de estudio, el momento torsional lo suministra un motor eléctrico de 800 kW de potencia, clasificado como una máquina uniforme la cual proporciona un momento torsor al tambor rotatorio del molino de bolas, donde se generan choques fuertes en su interior debido a la trituración del mineral.

Utilizando la Tabla 2.5 propuesta en el capítulo anterior, se hace coincidir la fila con la clasificación uniforme y la columna con la clasificación de choques fuertes, el aditivo recomendado es de extrema presión. Estos se utilizan cuando los engranajes tienen que soportar altas cargas o cargas de choque, bajas velocidades y altas cargas. Los aditivos de extrema presión proporcionan protección contra el desgaste, la corrosión, la oxidación y el rayado.

3.9. Propuesta del aceite lubricante

La lubricación actual del reductor se realiza con un aceite clase 32, con viscosidad real de funcionamiento de 11 mm²/s; la cual se encuentra 9 mm²/s por debajo respecto al aceite clase 68 y 16,2 mm²/s respecto al aceite clase 100. Lo cual permite aseverar que no se posibilita la lubricación adecuada de los pares engranados del reductor.

Al aceite de funcionamiento que se está empleando actualmente en la lubricación del reductor de velocidad, se le realizó un análisis de los parámetros condonatorios más importantes recomendados por AGMA (2002) para la

lubricación de engranajes, como la viscosidad, contenido de agua e impurezas mecánicas; resultados que se exponen en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Análisis de laboratorio al aceite ISO VG 32.

Muestra de aceite ISO VG 32	Viscosidad a 40 °C mm ² /s	Impurezas mecánicas %	Contenido de agua %
Reductor SKODA 2RL01	28,9	0	0

Con el análisis realizado en el laboratorio se llegó a la conclusión que el aceite presenta un decrecimiento de la viscosidad a 40 °c de un 1,10 % de la viscosidad inicial, por lo que este valor no supera el valor condenatorio de disminución que es del 25 %, con relación a la línea base. Esto demuestra que el aceite posee una viscosidad que le permite continuar en operación lejos de la zona de peligro. Los valores de impurezas mecánicas y contenido de agua reportados por el laboratorio no varían en comparación con los iniciales es decir que están distantes de los límites de precaución.

De los aceites disponibles en las compañías CUBALUB y Castrol para la lubricación de engranajes industriales, se encuentran los aceites Turbo, Alpha SP, Alpha ZN y Alphasyn T. A partir de los resultados obtenidos se puede aseverar que el lubricante que debe emplearse en el reductor de velocidad SKODA 2RL – 01 para que se posibilite la adecuada lubricación en los pares tribológicos del reductor, debe ser para índice de viscosidad 95 y 160, los aceites Alpha SP 100 y Alpha ZN 100 mientras que para índice de viscosidad 240 debe emplearse el Alphasyn T 68 y Turbo 68.

3.10 Acciones propuestas para mejorar el mantenimiento empleado al reductor

De acuerdo a los resultados que brinda la Tabla 3.2 el reductor se encuentra trabajando bajo condiciones que están por fuera de lo permisible. Este trabajo se realizó con el objetivo de proponer algunas acciones para mejorar el mantenimiento empleado por la empresa al objeto de estudio, dentro de estas se encuentran, realizar un análisis de vibraciones con el propósito de poder discernir cual elemento del reductor es el que más incurre en fallo y en qué medida. También se propuso un análisis de lubricación el cual comprende,

análisis de los parámetros condenatorios, los criterios propuestos por AGMA y Widman, los cuales permiten, la selección del grado de aceite para varios índices de viscosidad y la determinación de la viscosidad correcta para el arranque y operación de estos equipos respectivamente. Existen otras acciones que no son reflejadas como recomendaciones.

3.11. Valoración del sistema de lubricación

Los aceites propuestos para la lubricación del reductor se corresponden con lubricantes industriales establecidos en la gama de Castrol. No obstante es preciso comentar que dicho reductor puede funcionar correctamente con cualquier lubricante industrial para engranaje clase ISO 68 y 100 para los índices de viscosidad adecuados, suministrado por otro proveedor.

La carcasa de este tipo de reductor admite de 15 a 20 litros y el tiempo máximo recomendado para la sustitución de aceite es de 5 000 horas para los de orígenes minerales y 8 000 horas para aceites sintéticos, quedando establecidos estos como los tiempos de recambio del lubricante. Se sugiere que semanalmente se compruebe el nivel de aceite y se complete en caso de ser necesario.

3.12. Valoración económica

La salida de operación o avería de una bomba de alimentar pudiera ocasionar grandes pérdidas a la Central Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez, debido a que las bombas de alimentar juegan un papel importante dentro del proceso productivo de la empresa, por lo que la salida de operación del reductor conectado a la bomba puede causar grandes pérdidas económicas.

La adecuada lubricación y mantenimiento de los reductores de velocidad garantiza un período de vida útil más prolongado. Este equipo en estado de avería, causaría grandes pérdidas a la central Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”, por lo que el estado técnico de éste debe de estar en óptimas condiciones para su funcionamiento. En el período 2016 – 2017 la productividad de la planta disminuyó, siendo esta de 250 MW, por problemas relacionados con las vibraciones y la lubricación quedando este inhabilitado por 4 horas, esto trajo consigo que se dejaran de alimentar 1 850 toneladas de

agua, lo que representa que esta central dejó de generar 175 MW , el valor de esta producción equivaldría a 32000 cuc, cifra dejada de ingresar la empresa por concepto de no producción y exportación.

3.13. Impacto socio – ambiental

Uno de los principales causante del deterioro y contaminación del planeta es el hombre, siendo el máximo responsable de todos los desechos, desperdicios y residuos indeseables que causan un efecto directo sobre el medio ambiente.

Los aceites industriales utilizados en el reductor, son productos ampliamente empleados en múltiples actividades y sus residuos pueden causar graves afecciones al medio ambiente y a la salud humana. Estos residuales representan más del 60 % de los aceites lubricantes consumidos, lo que los convierte en uno de los contaminantes más abundantes en la actualidad. Los lubricantes al tener contacto directo con la piel pueden generar graves irritaciones, si son inhalados son capaces de producir intoxicaciones y si son ingeridos pueden provocar la muerte.

Por otro lado existe clara incidencia del efecto negativo que tiene un entorno ruidoso sobre las personas. Las molestias que ocasiona el ruido continuo provocado por un deficiente estado técnico del reductor, pueden ser de distintas índoles y van desde trastornos a la hora de dormir e incapacidad para concentrarse, hasta lesiones en la membrana auditiva, dependiendo de la intensidad y duración del ruido.

De ahí que, este trabajo estuviese encaminado a eliminar o disminuir estos factores dañinos para la supervivencia del ser humano y por ende sus consecuencias, que pueden ser de proporciones incalculables, ya que en el caso de los aceites la contaminación puede afectar la tierra, ríos y mares, debido a su baja biodegradabilidad y vertidos a las aguas originan una película impermeable entre la atmósfera y la superficie acuática, que ocasiona una disminución del oxígeno disuelto en el agua. Atendiendo a lo antes dicho se esgrime que las vibraciones y el ruido de las bombas de alimentar constituyen los riesgos fundamentales al medioambiente. La prevención de los daños ocasionados por restos fenómenos constituye la esencia de lograr una

Producción Más Limpia de estos equipos, por lo cual se establecen las siguientes medidas:

- Limitar el tiempo de permanencia en las zonas cercana a las bombas de alimentar en dependencia de los niveles globales de vibración, para evitar los padecimientos ocasionados por las vibraciones en el personal que frecuente estos equipos.
- Detener el funcionamiento de las bombas cuando presenten algún modo de falla, teniendo en cuenta que los niveles de vibraciones y ruido aumentan.

Conclusiones parciales del capítulo

- Se analizaron los resultados experimentales expuestos en el capítulo anterior.
- Se examinó la valoración económica del diagnóstico y el impacto medio ambiental de la instalación.
- Con el análisis de los parámetros condensatorios se comprobó que el aceite utilizado actualmente posee buenas condiciones para seguir en operación, esto se debe a que en 5 760 horas de funcionamiento la viscosidad ha disminuido en 1,10 % con relación a la línea base, y los valores de impurezas mecánicas y contenido de agua no varían en comparación a los niveles iniciales.

CONCLUSIONES GENERALES

- Se propuso acciones garantizando el mejoramiento del mantenimiento empleado al reductor SKODA de la bomba de alimentar de la unidad número dos de la central termoeléctrica de Felton.
- Se realizó una búsqueda bibliográfica con el objetivo de sistematizar los conocimientos y teorías del mantenimiento y las principales características técnicas del reductor.
- Los resultados obtenidos del análisis a los patrones espectrales arrojaron que la amplitud de las vibraciones a la frecuencia de engrane en 2RL01V1 es de 7, 91 mm/s RMS y en 2RL01V6 es de 10, 95 mm/s RMS, demostrando que existe desalineamiento en estos engranes.
- Al ser evaluado el aceite en el reductor de velocidad, se arribó a la conclusión que el aceite correcto para la lubricación es el de grado de viscosidad ISO VG 68, característica que cumplen los Aceites Reductor producidos por CUBALUB para índice de viscosidad igual a 240 de origen mineral.

RECOMENDACIONES

- Sustituir el aceite utilizado por uno que cumpla los requisitos fundamentales para lograr una adecuada lubricación en el reductor de velocidad.
- Proponer un sistema de lubricación independiente para el reductor objeto de estudio.
- Incrementar el tiempo entre revisiones para lograr un buen funcionamiento del equipo y alargar su vida útil.
- Realizarle un análisis de la vida nominal a los rodamientos.

BIBLIOGRAFÍA

1. **Aneiros, J.** *Problemas de diseño de elementos de máquina. La Habana : Enspes, 1983.*
2. **AGMA 925-A02**, *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress*, 2002.
3. **ANSI/AGMA 9005--E02**, *Industrial Gear Lubrication*, Published by American Gear Manufactures Association, Alexandria, Virginia 22314, 2002.
4. **Andrade, R., Torres, R. y Montes, E.** *Efecto de la temperatura en el comportamiento reológico de pulpas orgánicas. Revista dela Facultad de Agronomía. 26(3) 599-612, 2009.*
5. **Benlloch María, J.** *Lubricantes y Lubricación Aplicada. 1984.*
6. **Baranov, G.** *Curso de la teoría de mecanismos. Moscu : Mir.1985.*
7. **Carrillo Ramos, Ángel Gabriel Dr.C.** *“Materiales de las Conferencias” impartidas en la C. de la Habana en el año Marzo del 2002.*
8. **Carro Puig Miguel. Ing.** *Tesis de Especialista. “Diseño de un sistema de Mantenimiento Basado en la Condición de la CTE “Antonio Guiteras Holmes” de 350,5 MW de Matanzas” en el año Marzo del 2003.*
9. **CUBALUB.** *Manual de productos CUBALUB Luricantes.2008*
10. **Colby, R.** *Structure and linear viscoelasticity of flexible polymer solutions: comparison of polyelectrolyte and neutral polymer solutions. Journal of Rheological. 24(9) 425-442, 2010.*
11. **Chenlo, F., Moreira, R. y Silva, C.** *Rheological behavior of aqueous systems of tragacanth and guar gums with storage time. Journal of Food Engineering. 32(6) 107-113, 2010.*
12. **Cervantes Montero, Santiago Ing.** *Tesis de Especialista “Aplicación de Los Fundamentos del MCC y el Diagnostico para la Mejora de la Planificación de Tareas de Mantenimiento en una Central Termoeléctrica”.*
13. **Dobrobolski, V y Zablonki, K.** *Elementos de máquinas. Moscú, Editorial MIR, 1980.*

14. **Díaz, J.** *Documento de apoyo a la gestión de mantenimiento, para la selección y aplicación de lubricantes. Valdivia, Chile, 2006.*
15. **Fernández García Sergio Dr, Ing.** *Conferencia magistral “El diagnóstico moderno como base de la confiabilidad de las centrales y subestaciones eléctricas”. Conferencia “Introducción de un sistema de diagnóstico integral en una central eléctrica cubana”. LAPEM celebrada en México Junio 2004.*
16. **Fernández García Sergio Dr.** *“Diagnóstico Integral” Folleto Texto de la especialidad de Diagnóstico Integral de Centrales y Subestaciones Eléctricas. 1996. Segunda Edición 2006.*
17. **Guevara López Larisa MsC. Ing.** *Grupo CTTSA, 2014. Medición, análisis de vibraciones y diagnóstico de la condición de máquinas rotatorias.*
18. **Palomino,** *1997 Medición y análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias.*
19. **Reshetov, D.** *Elementos de Máquinas. La Habana. Editorial Pueblo y Educación, 1985.*
20. **Stachenco (1999), Trapeznikov, S.** *Fundamentación de los regímenes de temperaturas de trabajo de los oleoductos superficiales en caliente. Tesis de Doctorado, Instituto de Minas de San Petersburgos, Rusia, 2011.*
21. **Soca, J.** *Cálculo de Sistemas de Lubricación. Universidad autónoma de Chapingo, (Leyva, 2013).*
22. **Widman International SRL. 2009.** *Viscosidad de reductores. [En línea] 2009. [Citado el: 12 de enero de 2014.] <http://www.widman.biz>.*