



FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de diploma en opción al título de
Ingeniero Mecánico

EVALUACIÓN LUBRICACIONAL DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD MODELO GP1-800-E DE LA EMPRESA ERNESTO CHE GUEVARA

Autor: Alfonso Enrique Delfino Matos

Tutor: Prof. Asist. Ing. Amauris Gilbert Hernández, Ms.C.

Moa, 2017

“Año 59 de la Revolución”

DECLARACIÓN DE AUTOR

Yo Alfonso Enrique Delfino Matos, autor de este trabajo de diploma, así como el tutor Amauris Gilbert Hernández declaramos la propiedad intelectual al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

Diplomante: Alfonso Enrique Delfino
Matos

Tutor: Amauris Gilbert Hernández

PENSAMIENTO

Adquiere sabiduría, adquiere inteligencia. No te olvides ni te apartes de las razones de mi boca. No la dejes, y ella te guardará; ámala y te conservará. Sabiduría ante todo; adquiere sabiduría y sobre todas tus posesiones adquiere inteligencia. Engrandécela y ella te engrandecerá, ella te honrará cuando tú la hayas abrazado. Adorno de gracia dará a tu cabeza; corona de hermosura te entregará.

Proverbios 4:5-9

DEDICATORIA

La ruta al triunfo está lleno de obstáculos pero el que tiene a Dios y cree, todo le es posible. Con todo el amor del mundo dedico este trabajo.

A mi Dios por estar siempre conmigo y guiarme en todo momento por el camino correcto.

A mis padres como muestra del amor infinito que les tengo y por ser la fuente de inspiración en todo lo que hago.

A mi hermano y mis amigos por la fortuna de saber que siempre están conmigo.

A mi familia por el apoyo que me han brindado y por permitirme ser parte de ellos.

Agradecimientos

A ti Dios, por estar siempre a mi lado, todo te lo debo a ti.

A mis padres por brindarme todo el apoyo incondicional en el transcurso de la carrera.

A mi tutor MsC. Amauris Gilbert Hernández, por el esfuerzo y la dedicación con que condujo mis aciertos y reveses y por la profesionalidad con que me guió por este camino que hoy veo realizado.

Al especialista en mantenimiento del grupo de diagnóstico José Peña Padroza y José N. Pupo Fernández especialista en lubricación de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara por su ayuda incondicional en la suministro de equipos, procedimientos y datos para las mediciones.

Al claustro de profesores del departamento de mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico, en especial al Dr.C. Isnel Rodríguez González por el espíritu que le impregnan a toda obra que magnifique la superación y el conocimiento.

A la Revolución cubana a la cual debo mi educación, mis valores, mi formación técnica y hacia la cual va dedicada todo mi esfuerzo, porque representa la voluntad del pueblo al cual dignamente pertenezco.

Este trabajo no se habría podido realizar sin la colaboración de muchas personas que me brindaron su ayuda. Por tanto, quiero agradecerles a todos cuanto han hecho por mí, para que este trabajo saliera adelante de la mejor manera posible. A todos muchas gracias.

RESUMEN

En el estudio se realizó la evaluación lubricacional del reductor de velocidad modelo GP1-800-E, ubicado en la planta preparación de mineral en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, este reductor de velocidad es utilizado en el proceso de trituración para la homogenización del mineral, por lo que es necesario el empleo del lubricante adecuado, que cumpla con las propiedades esenciales para las condiciones de trabajos en que opera. Los criterios a considerar fueron los brindados por la compañía Widman Internacional y la norma AGMA. Widman Internacional propuso que la lubricación se realizara con aceite de grado de viscosidad 680; sin embargo la norma AGMA demuestra que el aceite adecuado para la lubricación del reductor de velocidades es el de grado de viscosidad 220, coincidiendo con la recomendación recibida por el fabricante. Asociado a esto se determinó la vida ajustada de los rodamientos del reductor de velocidad, considerando variables como carga límite a la fatiga, factor de fiabilidad, factor a_{SKF} y nivel de contaminación, comprobando que existe un aumento de su vida útil superior a las 50 000 horas de funcionamiento para máquinas de trabajo continuo.

Summary

In this thesis an evaluation of a lubrication of the gearbox model GP1-800-AND, located in the Mineral Preparation Plant at the "Ernesto Che Guevara" company, was carried out. This gearbox is used in the trituration process, because of that it is necessary the appropriate employment of the lubricant that fulfills the essential properties, for the conditions of works in that it operates. The criteria to consider was the offering for the International Widman company and the norm AGMA. International Widman intended that the lubrication was carried out with oil of 680 viscosity grade; however the norm AGMA demonstrates that the appropriate oil for the lubrication of the gearbox is that which the viscosity grade is 220, coinciding with the recommendation received by the producer enterprise. Associated to this the adjusted life of the bearings was determined, considering as variables the load limit to the fatigue, factor of reliability, factor a_{SKF} and the contamination level. It was demonstrated that exists an increase up to 50 000 hours of operation for machines with continuous work.

ÍNDICE

| | |
|---|----------|
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN..... | 4 |
| 1.1. Introducción | 4 |
| 1.2. Reductores de velocidad | 4 |
| 1.2.1. Clasificación de los reductores de velocidad..... | 5 |
| 1.2.2. Características de engranajes y reductores de velocidad | 5 |
| 1.3. Antecedentes de la investigación de engranajes y reductores de velocidad | 6 |
| 1.4. Lubricantes | 8 |
| 1.4.1. Propiedades físicas de los aceites lubricantes | 8 |
| 1.4.2. Tipos de lubricantes para engranajes | 10 |
| 1.4.3. Funciones de los lubricantes para engranes | 10 |
| 1.4.4. Selección de lubricantes para engranajes cerrados..... | 11 |
| 1.5. Regímenes de lubricación | 11 |
| 1.6. Métodos de lubricación | 13 |
| 1.7. Características de la lubricación de rodamientos | 14 |
| 1.7.1. Características de los rodamientos empleados en reductores | 16 |
| 1.7.2. Clasificación de los rodamientos utilizado en reductores de velocidad..... | 17 |
| 1.7.3. Capacidad de carga de los de rodamiento..... | 18 |
| 1.7.4. Cargas dinámicas..... | 19 |

| | |
|---|-----------|
| 1.7.5. Vida del rodamiento | 19 |
| 1.7.6. Selección del tamaño de rodamiento | 19 |
| 1.7.7. Designaciones básicas de rodamientos | 20 |
| 1.7.8. Código del tipo de rodamiento | 21 |
| 1.8. Características del reductor | 22 |
| 1.9. Conclusiones del capítulo | 23 |
| 2. MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN | 24 |
| 2.1. Introducción | 24 |
| 2.2. Lubricación de reductores de velocidad..... | 24 |
| 2.3. Selección del grado de viscosidad del lubricante | 27 |
| 2.3.1 Velocidad circunferencial | 30 |
| 2.3.2. Selección del aditivo del aceite | 30 |
| 2.3.3. Viscosidad del aceite para rodamientos..... | 31 |
| Viscosidad de funcionamiento necesaria..... | 32 |
| 2.4. Curva de viscosidad del aceite | 33 |
| 2.5. Longevidad de rodamientos..... | 35 |
| 2.5.1. Vida nominal de los rodamientos | 35 |
| 2.6. Estado del aceite a través de parámetros..... | 41 |
| 2.7. Instrumentos de medición..... | 41 |
| 2.8. Conclusiones del capítulo | 43 |

| | |
|---|----|
| 3. ANÁLISIS y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS | 44 |
| 3.1. Introducción | 44 |
| 3.2. Mediciones realizadas en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E | 44 |
| 3.3. Análisis de parámetros condensatorios del lubricante para engranajes | 47 |
| 3.3.1. Selección del aditivo del aceite | 48 |
| 3.4. Lubricación de los rodamientos del reductor | 49 |
| 3.5. Vida nominal ajustada de los rodamientos 23056 y 22244..... | 53 |
| 3.6. Lubricación de engranajes..... | 56 |
| 3.6.1. Aceites Reductor producido por CUBALUB | 57 |
| 3.6.2. Aceites producido por Castrol (Alphasyn T) | 58 |
| 3.6.4. Selección del grado ISO empleando el criterio de AGMA | 60 |
| 3.6.5 Resultados de la selección del grado de viscosidad del lubricante | 61 |
| 3.7. Análisis económico | 62 |
| 3.8. Impacto ambiental | 62 |
| 3.7. Conclusiones del capítulo | 63 |
| CONCLUSIONES GENERALES | 64 |
| RECOMENDACIONES | 65 |
| BIBLIOGRAFÍA | 66 |
| ANEXOS | 70 |

INTRODUCCIÓN

La industria cubana del níquel constituye una de las posibilidades concretas para el desarrollo económico del país y en las condiciones del mercado actual cobra importancia tanto en su volumen, como su costo siendo esta la de mayor aportación dentro del sector industrial, por tal motivo se muestra una demanda creciente de las maquinarias y técnicas que satisfagan la necesidad de cada una de estas industrias. Desde el año 1987 la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” contribuye exitosamente al desarrollo del país con la producción de concentrado de níquel más cobalto mediante la tecnología de lixiviación carbonato – amoniacal (Caron). El proceso comienza en la Unidad Básica Minera, con la extracción del mineral en las minas a cielo abierto en yacimientos lateríticos del territorio nororiental de Cuba y este se incorpora al flujo tecnológico a través de la Unidad Básica de Producción Planta de Preparación de Mineral (UBPP); a partir de donde el material circula por diferentes unidades básicas de producción, hasta llegar a la Planta de Calcinación y Sínter, culminando el proceso con la obtención del óxido de níquel sinterizado, el óxido de níquel en polvo y el sulfuro de níquel y cobalto (Góngora,2013).

En la planta de Preparación de Mineral se ejecutan los procesos de secado y trituración del mineral, este último se lleva a cabo con molinos de bolas (Anexo 1) para triturar la gama y reducir la granulometría del mineral, posteriormente es atacada por reactivo para separar lo minerales. Estos molinos son movidos por reductores de velocidad que están acoplados a motores eléctricos; los reductores tienen la función de reducir el número de revoluciones del árbol conductor al conducido, respondiendo a las exigencias de la planta.

Para la lubricación de los engranajes en reductores de velocidad se utilizan aceites minerales o sintéticos de alta calidad. La eficiencia con la cual un engranaje opera, depende no solo de la forma en la cual ellos son usados, sino también del lubricante que les sea aplicado. Según Shell (2011), la principal función de un lubricante para engranajes es reducir la fricción entre los dientes del engranaje y de esta forma disminuir cualquier desgaste resultante. Es necesario una adecuada lubricación a los

equipos que intervienen dentro de este proceso productivo, sobre todo si ha de garantizar el trabajo ininterrumpido de la industria.

Situación problemática

La empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” cuenta con diversas plantas para el procesamiento de mineral, una de estas la constituye la planta de secado, específicamente la unidad de molienda del mineral la cual posee molinos de bolas acoplados a reductores de velocidad. Las técnicas actuales de la lubricación han sido persistentes al transcurrir del tiempo, carecen de una actualización de los nuevos métodos para evaluar el lubricante empleado, ajustándose solamente a las recomendaciones que ofrece el fabricante. Una inadecuada selección del lubricante conllevaría a problemas graves en el funcionamiento del reductor de velocidad, entre ellos niveles de ruido superior a las normas establecidas lo que afectaría la salud de los operarios. La salida de operación de este equipo afectaría el proceso productivo dejando de procesar una cantidad de mineral considerable, esto trae consigo pérdidas económicas por concepto de aumento considerable del tiempo de molienda.

Problema

Necesidad de evaluar a través de métodos apropiados, el estado de la lubricación en reductor velocidad modelo GP1-800-E para las condiciones de trabajo actuales, en la Unidad Básica de Producción Planta de Preparación de Mineral (UBPP).

Objeto de estudio

Reductor de velocidad modelo GP1-800-E.

Campo de acción

Estado de la lubricación en reductores de velocidad.

Objetivo general

Realizar una evaluación de la lubricación en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E, de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

Hipótesis

Al determinar las características geométricas y parámetros de trabajo como velocidad de rotación, temperatura de funcionamiento, relación de viscosidad, índice de viscosidad, del reductor de velocidad modelo GP1-800-E, se puede realizar una evaluación adecuada del lubricante que garantice el correcto funcionamiento del reductor.

Objetivos específicos

- Determinar el grado de viscosidad adecuado para la lubricación en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E.
- Evaluar el comportamiento del aceite lubricante que se emplea en la lubricación del reductor de velocidad.
- Estimar la longevidad de los rodamientos del reductor de velocidad a través del criterio de vida nominal ajustada.

Tareas

- Determinación del grado de viscosidad por los criterios brindado por Widman Internacional y la norma AGMA.
- Evaluación de las características del lubricante actual empleado tomando como referencia los parámetros condenatorios para engranajes.
- Estimación de la longevidad de los rodamientos empleando la vida nominal ajustada según SKF.
- Análisis de resultados y planteamiento de los efectos económicos y medioambientales.

1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

Un reductor de velocidad es el conjunto de elementos mecánicos, capaz de reducir la velocidad angular de un árbol a otro y elevar el momento de torsión, mediante el empleo de engranajes de cualquier tipo, los cuales forman con los árboles, cojinetes, baño de aceite y la carcasa un todo orgánico, caracterizado por un justo equilibrio de las tolerancias de fabricación de los componentes. Tiene numerosos usos; sobre todo en la construcción de máquinas elevadoras y transportadoras, construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química, construcción naval entre otras (Reshetov, 1985). Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor ya sea eléctrico o de explosión, necesita que la velocidad de este se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento del equipo. Para que esto sea posible se deben contemplar factores ligados directamente con la lubricación de estas máquinas, como son: la viscosidad del aceite, la densidad, el sistema de lubricación, punto de fluidez entre otros. Es por ello que el efecto de los lubricantes sobre los elementos de máquinas, se define por la capacidad de estos de proteger las superficies de fricción del desgaste, de las requeridas condiciones de fricción y de disminuir las pérdidas por fricción. Por lo que se debe considerar las cuestiones relacionadas con su efecto lubricante, y la influencia sobre la fricción y el desgaste de las superficies de determinados elementos de máquinas. Hoy día las estrategias de lubricación están encaminadas a garantizar la disponibilidad y eficiencia requerida de equipos e instalaciones, asegurando la duración de su vida útil y minimizando los costos. El excesivo desgaste al que están sometidos los reductores de velocidad a permitido que la lubricación se convierta en la garantía de su durabilidad.

Es por esto que se declara como **objetivo del capítulo**: exponer los fundamentos teóricos de la lubricación de reductores de velocidad, a partir de la sistematización del conocimiento de la literatura consultada.

1.2. Reductores de velocidad

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. Existen reductores de velocidad con características diferentes, no solo en su relación de transmisión, sino también en sus capacidades de carga, en la disposición de sus árboles de salida y entrada, y en la forma del montaje. Obviamente, la gran diversidad de aplicaciones en la práctica requiere un igual número de diferentes tipos de reductores para garantizar las exigencias industriales (Peña 2015).

1.2.1. Clasificación de los reductores de velocidad

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, con los ejes de los extremos de árboles perpendiculares y reductores con los ejes de los extremos de árboles cruzados.

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. 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: Sin fin-corona, engranajes y 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 y reductores coaxiales.

1.2.2. Características de engranajes y reductores de velocidad

Los reductores de velocidad sin fin – corona es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone 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 (Dobrobolski, 1980). Los reductores planetarios se distinguen por su capacidad, dando grandes relaciones de transmisión y en muchos casos sustituyen los reductores comunes de engranajes y por tornillo sin fin (Dobrobolski 1980).

En casos de bajas relaciones de transmisiones se emplean reductores de escalón único. Las relaciones de transmisión se eligen no más que 8-10 (habitualmente, hasta 6,3) para evitar el aumento de las dimensiones exteriores. Resultan ampliamente usados los reductores de dos escalones (sus demandas se valoran en 65 %). En caso de relaciones de transmisiones más altas que las indicadas, se emplean reductores de tres escalones, no obstante existen la tendencia a sustituirlos por reductores planetarios más compactos. Si es necesario la perpendicularidad de los árboles de entrada y de salida, y bajas relaciones de transmisión se emplean reductores cónicos y en caso de alta relación de transmisión, reductores combinados cónicos y cilíndricos (Reshetov, 1985).

Una transmisión por engranaje (o simplemente engranaje) es un mecanismo que con ayuda del engranaje transmite o convierte el movimiento cambiando las velocidades angulares y los momentos. Los engranajes se emplean para transmitir el movimiento de rotación entre árboles paralelos, árboles que se cortan y árboles que se cruzan, así como para transformar el movimiento de rotación en movimiento de avance y viceversa (Reshetov, 1985), los mismos se clasifican en: cremallera recta, engranes helicoidales, con dientes helicoidales angulares, hélices cruzadas, de tornillo sin fin, con tornillo sin fin cilíndrico e hipoides.

1.3. Antecedentes de la investigación de engranajes y reductores de velocidad

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 en pares engranado y rodamientos. Las propiedades del lubricante pueden variar por el tipo de aditivo utilizado; y la selección de este depende en parte de la de la adecuación de sus propiedades para el régimen de trabajo al que estará sometido. Esta norma ofrece una guía para la selección del grado de viscosidad, en función del índice de viscosidad, la temperatura y la velocidad circunferencial.

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; siendo la viscosidad la propiedad

más importante según el propio autor. El método ideal para lubricar un engranaje cerrado sería, 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.

Widman (2009) propone un procedimiento para la selección del grado de viscosidad recomendado para la puerta en marcha de reductores de velocidad, la propuesta se ve limitada al no considerar la temperatura de trabajo y el índice de viscosidad del aceite.

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 que ha sido reportada por varios autores (Benlloch, 1994; Dobrobolski, 1980; AGMA, 2002; Shell, 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.

Según Shell (2011) en la selección de un lubricante para engranajes se debe considerar las velocidades a las cuales operan, los pares engranados de alta velocidad, los aceites de baja viscosidad pueden ser usados; a bajas velocidades, aceites de mayor viscosidad son requeridos. No es siempre posible seguir esta guía tan simple. Muchos reductores de velocidad operan a diferentes velocidades, pero todos lubricados con el mismo aceite. En esos casos, la velocidad del engranaje de baja velocidad es usualmente el factor crítico con el cual se determina la viscosidad del lubricante.

Peña (2015) realiza la evaluación lubricacional (Anexo 8) en reductores de velocidad utilizando criterios desarrollados por la compañía Widman y AGMA. Analiza el comportamiento exponencial de la viscosidad con el incremento de la temperatura, en un intervalo de 40 °C a 100 °C para aceites de con índice de viscosidad 90, 120, 160 y 240, proponiendo aceite para un único grado de viscosidad y no tiene en cuenta la vida nominal ajustada de los rodamientos en reductores de velocidad.

1.4. Lubricantes

Lubricante es considerada cualquier sustancia dotada de viscosidad y untuosidad, considerándose la viscosidad como la propiedad fundamental de los aceites lubricantes. El lubricante es colocado entre dos superficies con movimiento relativo, para reducir la fricción entre ambas. Según Aponte y Alonso (1999) y Benlloch (1984), los lubricantes pueden aparecer en diferentes estados de la materia y se clasifican de tres formas fundamentales:

Según su génesis: orgánicos (de origen animal o vegetal), minerales(a partir del petróleo) o sintéticos (a partir de fluidos sintéticos.)

Según su estado físico: líquidos (los aceites), semisólidos (las grasas), sólidos (grafito, bisulfuro de molibdeno).

Según su naturaleza: parafínicos - alto índice de viscosidad, baja volatilidad, bajo poder disolvente: sedimentos, alto punto de congelación; nafténico - bajo índice de viscosidad, densidad más alta, mayor volatilidad, bajo punto de congelación; aromáticos - índice de viscosidad muy bajo, alta volatilidad, fácil oxidación, tendencia a formar resinas, se emulsionan con agua fácilmente.

En la actualidad el campo de acción de los aceites es muy extenso y cubre una amplia gama de aplicaciones. De modo general se reconocen tres grandes grupos de aceites: aceites industriales, aceites para transmisión, aceites para motores de combustión interna.

1.4.1. Propiedades físicas de los aceites lubricantes

Los aceites lubricantes se distinguen entre si según sus propiedades o según su comportamiento en las máquinas. Se deben conocer las propiedades de los aceites lubricantes, para poder determinar cuál utilizar según la aplicación que deba desempeñar. Las propiedades más importantes que deben tener los aceites lubricantes según Álvarez (1999) y Benlloch (1986) son:

Densidad: la densidad de un aceite lubricante se mide por comparación entre los pesos de un volumen determinado de ese aceite y el peso de igual volumen de agua destilada,

cuya densidad se acordó que sería igual a 1, a igual temperatura. Para los aceites lubricantes normalmente se indica la densidad a 15 °C.

Viscosidad: es la resistencia que un fluido opone a cualquier movimiento interno de sus moléculas, dependiendo por tanto, del mayor o menos grado de cohesión existente entre estas y es la propiedad física más importante de un lubricante líquido.

Índice de viscosidad: los aceites que tienen un alto índice de viscosidad muestran menor variación de la viscosidad con la temperatura, que los aceites que tienen bajo índice de viscosidad.

Donde los engranajes tienen que operar en un rango amplio de temperaturas, el índice de viscosidad del lubricante para engranajes debe ser lo suficientemente alto para mantener la viscosidad dentro de los límites requeridos. El aceite no se debe tornar tan delgado a altas temperaturas que sea incapaz de formar una película lubricante adecuada (Benlloch, 1984).

A través del tiempo se desarrollaron e idearon distintos métodos, para la determinar las variaciones que sufre la viscosidad de los aceites con los cambios de la temperatura, paralelamente se fueron creando diversas formas de clasificación según su índice de viscosidad:

- Aceites de bajo índice de viscosidad $I.V < 60$.
- Aceites de mediano índice de viscosidad $60 < I.V < 80$.
- Aceites de alto índice de viscosidad $I.V > 80$.

Untuosidad: la untuosidad es la propiedad que representa mayor o menor adherencia de los aceites a las superficies metálicas a lubricar y se manifiesta cuando el espesor de la película de aceite se reduce al mínimo, sin llegar a la lubricación límite.

Punto de inflamación: punto de inflamación de un aceite lo determina la temperatura mínima a la cual los vapores desprendidos se inflaman en presencia de una llama.

Punto de combustión: si prolonga el ensayo de calentamiento del punto de inflamación, notaremos que el aceite se incendia de un modo más o menos

permanente, ardiendo durante unos segundos, entonces es cuando se ha conseguido el punto de combustión.

Punto de congelación: es la temperatura a partir de la cual el aceite pierde sus características de fluido para comportarse como una sustancia sólida.

Demulsibilidad: Es la mayor o menor facilidad con que el aceite se separa del agua.

1.4.2. Tipos de lubricantes para engranajes

Según Orellana (2005), los aceites lubricantes se pueden clasificar según su origen como:

Aceites minerales: Se aplican en engranajes que trabajan bajo condiciones moderadas de operación.

Aceites compuestos

Tienen como característica principal su elevada adhesividad. Son una mezcla de aceite mineral y sebo animal en proporciones variables.

Aceites sintéticos

Se utilizan generalmente en engranajes que presentan alto grado de deslizamiento, o que trabajan a altas temperaturas por períodos prolongados. Los lubricantes sintéticos requieren una adecuada combinación de aditivos y bases sintéticas fluidas para incrementar los beneficios sobre los aceites minerales.

1.4.3. Funciones de los lubricantes para engranes

La eficiencia con la cual un engranaje opera, depende no solo de la forma en la cual ellos son usados, sino también del lubricante que les sea aplicado. Los lubricantes para engranajes, según Linares (2005), tienen varias funciones importantes para llevar a cabo. Cuando los engranajes transmiten potencia, los esfuerzos sobre sus dientes se concentran en una región muy pequeña y ocurre en un tiempo muy corto. La principal función de un lubricante para engranajes es reducir la fricción entre los dientes del engranaje y de esta forma disminuir cualquier desgaste resultante. Idealmente, esto se logra por la formación de una película delgada de fluido la cual mantiene separadas las superficies de trabajo. La refrigeración, particularmente en engranajes cerrados, el

lubricante debe actuar como un refrigerante y extraer el calor generado a medida que el diente rueda se desliza sobre otro. Los engranajes deben ser protegidos contra la corrosión y la herrumbre. Los lubricantes para engranajes deben sacar todos los desechos que se forman durante el encaje de un diente con otro.

1.4.4. Selección de lubricantes para engranajes cerrados

Varios factores afectan la selección de un lubricante para un conjunto particular de engranajes cerrados, los principales son: características de los engranajes, velocidad de los engranajes, efectos de la temperatura y características de carga.

Cuando los engranajes giran, la principal acción de un diente sobre otro es el movimiento de rodadura. En presencia de un lubricante, esta acción causa una cuña hidrodinámica de lubricante entre los dientes, la selección del aceite depende principalmente de la velocidad del engranaje y la carga. El aceite debe ser suficientemente viscoso para formar una película efectiva de lubricante a la temperatura de operación, pero no tan gruesa que se tenga pérdida excesiva de potencia a través de la fricción fluida. Entre mayor sea la velocidad en la cual el engranaje opera, menor será la viscosidad requerida del lubricante.

Los aceites de menor viscosidad también tienen la ventaja, que son mejores refrigerantes, proveen mejor separación de agua y otros contaminantes y tienen menos tendencia a la formación de espuma. Donde las velocidades son bajas y las cargas son altas, se vuelve imposible de mantener la lubricación hidrodinámica en los engranajes rectos, helicoidales dobles, cónicos y cónicos espirales. Entonces los aceites que contienen aditivos de extrema presión deben ser usados para reducir la fricción y minimizar el desgaste.

1.5. Regímenes de lubricación

La película lubricante que se forma entre dos superficies metálicas define el tipo de lubricación bajo el cual va a trabajar un mecanismo; Albarracín (2006) la clasifica como lubricación límite, mixta e hidrodinámica.

Lubricación límite

En el momento de la puesta en marcha de un mecanismo un buen número de las crestas de las rugosidades de las dos superficies se encuentran entrelazadas y su separación dependerá de la untuosidad o de los aditivos antidesgaste del lubricante que se esté utilizando; esta propiedad del lubricante se conoce como película límite la cual aísla las rugosidades de las dos superficies metálicas, permitiendo que en el momento de la puesta en marcha del mecanismo, dichas rugosidades no se suelden sino que se deslicen la una con respecto a la otra y se deformen elásticamente debido a las propiedades elásticas del material (Figura 1.1).

Lubricación mixta

A medida que el mecanismo va incrementado su velocidad, las crestas de las dos superficies chocan menos y se van separando lentamente debido al bombeo de aceite originado por el movimiento de dichas superficies; antes que el mecanismo alcance su velocidad límite de operación se presenta una condición intermedia entre lubricación sólida y fluida conocida como lubricación mixta. Una selección incorrecta de la viscosidad del aceite, al igual que una disminución de ésta en operación, puede dar lugar a que el mecanismo quede funcionando bajo condiciones de lubricación mixta (Figura 1.1).

Lubricación hidrodinámica

La lubricación hidrodinámica (Figura 1.1) se presenta en superficies con una lubricación por película fluida. En este tipo de lubricación las películas son gruesas de manera que se previene que las superficies sólidas entren en contacto. Con frecuencia se la llama la forma ideal de lubricación, porque proporciona baja fricción y alta resistencia al desgaste. La lubricación de las superficies sólidas se rige por las propiedades físicas del volumen del lubricante, especialmente de la viscosidad (Farías, 2008).



Figura 1.1. Regímenes de Lubricación. (Fuente Shell, 2011).

1.6. Métodos de lubricación

El método de lubricación que vaya a utilizarse para una aplicación en especial siempre depende de las condiciones particulares de funcionamiento, incluidas las velocidades de funcionamiento previstas, el rango de la temperatura y el entorno. Dependiendo de los requisitos de cada aplicación, pueden utilizarse los siguientes métodos de lubricación por aceite:

Lubricación por baño de aceite

La lubricación por baño de aceite es la forma más sencilla de lubricación, se utiliza habitualmente en los casos en que el aceite también se emplea para lubricar otros componentes de la máquina. Con la lubricación por baño de aceite no es necesaria la utilización de equipos adicionales.

Lubricación por circulación de aceite

Con este método, el aceite necesario para lubricar reductores se recoge en un colector de lubricante. Desde este colector el aceite es enviado por bomba y tuberías a las diferentes posiciones donde están ubicados los engranes.

Lubricación por rociada de aceite

Con este método, la rociada o salpicadura de aceite procedente de las ruedas de engranajes giratorios inmersas en el aceite, se utiliza para la lubricación de los rodamientos.

Algunas aplicaciones sencillas de cajas de engranajes utilizan anillos salpicadores que giran sueltos sobre el eje, creando una distribución de aceite sobre los rodamientos dentro de la carcasa de la caja de engranajes. En los casos en que sea necesario, deben incluirse características auxiliares (ranuras, conductos y agujeros de aceite) para garantizar volúmenes satisfactorios de aceite (Pista, 1993).

1.7. Características de la lubricación de rodamientos

Para el funcionamiento de rodamientos en régimen normal, conviene utilizar aceites que a temperatura de operación presenten una viscosidad dinámica que varíe entre 12 y 30 cP (Reshetov, 1985). De acuerdo con los criterios de Herrera (2004), la lubricación más eficiente en los rodamientos es la hidrodinámica, alcanzada cuando las dos superficies móviles estén completamente separadas por una película de lubricante. Solo que el espesor de la película de aceite depende principalmente de la viscosidad del lubricante.

García *et al.* (2007) muestran las correspondencias entre las magnitudes de capacidad de carga estática declaradas en los catálogos técnicos de reconocidos fabricantes de rodamientos con los valores presentes en NC-ISO 7209 y considera diferentes geometrías de rodamientos de bolas rígidos y de contacto angular, rodamientos axiales de bolas y rodamientos de rodillos cilíndricos. Adicionalmente, el estudio permitió establecer las dependencias entre la capacidad de carga nominal estática del rodamiento y algunos parámetros geométricos, como el diámetro del elemento rodante, el diámetro interior, la relación diámetro interior, diámetro exterior, parámetros fundamentales para la selección del lubricante. Hernández y Atxa (2006) efectúan una

caracterización de las técnicas clásicas y avanzadas de procesamiento de señal más importantes para el análisis de vibraciones en rodamientos, realizando la detección de desperfectos, siguiendo enfoques simulados y experimentales, reflejando la incidencia de estos deterioros en la longevidad de los rodamientos.

Rivero *et al*, (2005) analizan y calculan las cargas que se generan en los apoyos de los árboles de los conjuntos mecánicos rotatorios, y enfatizan en la selección de los rodamientos, por lo que propone el uso del programa Microsoft Visual Basic versión 6.0 como herramientas efectivas de diseño y modelación para la solución de este problema. SKF (2008) y FAG (2003) brindan mediante métodos gráficos los valores de viscosidad correspondientes a la temperatura de referencia (40 °C) internacionalmente normalizada para aceites industriales, sin embargo estos trabajos se ven limitados por los índices de viscosidad evaluados, al exponer solo el comportamiento de los aceites para un índice de viscosidad de 95. Lo cual impide realizar una estimación precisa de la longevidad del rodamiento, al considerar este parámetro. Rivero (2010) efectúa un estudio donde plantea que los problemas sociales que acompañan a la explotación de la tecnología del rodamiento, guarda una relación directa entre el valor de uso del rodamiento y los valores que han sido creados en el usuario. En muchos países en vías de desarrollo como Cuba, la comunidad de beneficiarios del rodamiento posee una escasa cultura tecnológica de este producto, al extremo que el 34 % corresponde a una falla inevitable que es de carácter técnico, el otro 66 % de las causas tiene un carácter social y puede ser controlada, reflejando que el parámetro de mayor influencia social en la explotación de la tecnología del rodamiento es la inadecuada lubricación y representa el mayor porcentaje de fallas. En el trabajo se comparan diferentes lubricantes que pueden dar lugar a ahorros de energía y mantenimiento. Además presentan algunos ejemplos tomados de casos reales, que confirman que con una buena implementación de un programa de tribología se obtienen resultados satisfactorios desde el punto de vista económico y a la vez demuestran la importancia de la correcta selección del tipo de lubricante y su influencia en la longevidad de los rodamientos.

1.7.1. Características de los rodamientos empleados en reductores

El rodamiento es el conjunto de esferas o rodillos que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior (Figura 1.2) en los cuales se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. Estos elementos son fabricados para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas (Rodríguez, 2015).

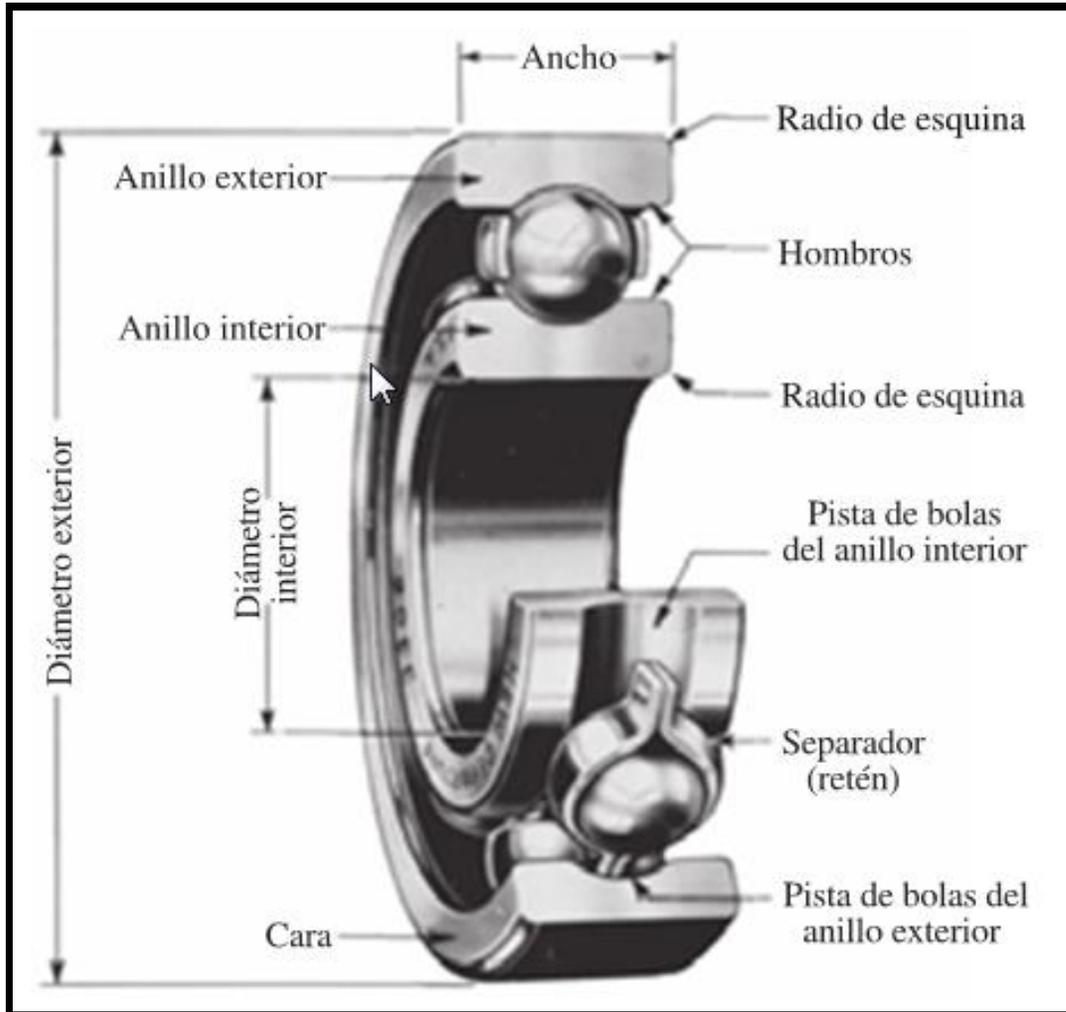


Figura 1.2. Nomenclatura de un cojinete de bolas. (Fuente: Richard *et al*, 2008).

Los rodamientos se pueden nombrar, cojinetes de contacto rodante, cojinetes antifricción o cojinetes de rodamiento. Teóricamente, estos rodamientos no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje, no es exactamente constante, las pequeñas

aceleraciones generadas por las fluctuaciones de velocidad, producen un deslizamiento entre los elementos en contacto. En función de ese fenómeno se lubrica el rodamiento creando una película entre las pistas y los elementos rodantes.

Las bolas o rodillos, en su trayectoria circular, están sometidas alternativamente a cargas y descargas, lo que produce deformaciones alternantes, que a su vez provocan un calor de histéresis que habrá que eliminar. En dependencia de estas cargas y su velocidad, el rodamiento se lubricará simplemente por grasa o por aceite (Richard *et al*, 2008).

1.7.2. Clasificación de los rodamientos utilizado en reductores de velocidad

Los rodamientos se dividen en dos categorías principales rodamientos de bolas y rodamientos de rodillos. Los rodamientos de bolas se clasifican de acuerdo a su configuración en rodamientos rígidos de bolas y rodamientos a contacto angular. Por otro lado los rodamientos de rodillos, se clasifican de acuerdo a la forma de los elementos rodantes en rodillos cilíndricos, cónicos, agujas y esféricos. Adicionalmente los rodamientos pueden clasificarse de acuerdo a la dirección en que se aplica la carga, así los rodamientos radiales soportan cargas radiales y los rodamientos axiales soportan cargas axiales (NTN, 2004).

Al respecto SKF, (2008) realiza una clasificación de los rodamientos un poco más amplia y detallada, cómo se muestran a continuación.

Rodamientos radiales:

- Rodamientos rígidos de bolas
- Rodamientos de bolas a rótula
- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos completamente llenos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de agujas con pestañas y sin pestañas
- Rodamientos de agujas autoalineables
- Rodamientos de rodillos a rótula

Rodamientos axiales:

- Rodamientos axiales de bolas

- Rodamientos axiales de bolas con contacto angular
- Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos
- Rodamientos axiales de agujas
- Rodamientos axiales de rodillos cónicos y a rótula
- Rodamientos CARB
- Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos de simple efecto
- Rodamientos axiales de agujas de simple efecto
- Rodamientos axiales de rodillos a rótula de simple efecto
- Rodamientos axiales de rodillos cónicos de simple efecto

Igualmente hay otros métodos de clasificación que incluyen los números de hileras de los elementos rodantes, que pueden ser de una, dos y hasta cuatro hileras, si son separables o no separables. Para una correcta selección de los rodamientos es significativo considerar varios factores y varias alternativas, de esto elemento se dispone de una gran variedad de tipos, configuración y tamaños, de los cuales cada uno de ellos presenta características diferentes que depende de su fabricación y diseño, el cual lo hace más o menos conveniente en una aplicación determinada.

1.7.3. Capacidad de carga de los de rodamiento

Las cargas que actúan sobre un rodamiento en función de su característica, magnitud y dirección pueden ser considerablemente variables, dichas se pueden clasificar en radial, axial y combinadas, sin embargo el fabricante en las tablas de dimensiones de rodamientos indica la capacidad de manejo de la carga dinámica y estática las cuales se deben de tener en cuenta a la hora de seleccionar el rodamiento y realizar los cálculos preliminar.

Al respecto la magnitud de la carga es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Por lo general, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas de tamaño similar y los rodamientos completamente llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondientes. Los rodamientos de bolas son más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas. Para cargas elevadas y ejes

de gran diámetro, la elección más adecuada son los rodamientos de rodillos, (SKF, 2008).

1.7.4. Cargas dinámicas

Es la capacidad de carga (C) que se usa en los cálculos para los rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, y refleja la carga máxima que puede soportar un rodamiento en movimiento por el periodo de un millón de revoluciones, sin que aparezcan signos de fatiga en ninguno de sus elementos. Dicha capacidad se expresa como carga radial pura para los rodamientos radiales y carga axial pura para los rodamientos axiales.

1.7.5. Vida del rodamiento

Es el número total de horas de trabajo que soporta un rodamiento a una velocidad constante, hasta que aparezcan fallas en el funcionamiento, el cual se basa en un modelo estadístico (con nivel de precisión del 90 %), que se expresa como el número total de revoluciones que el 90 % de los rodamientos de un grupo idéntico, sometidos a iguales condiciones de operación, alcanzará o sobrepasará antes de que ocurra la falla por fatiga del metal.

Al respecto SKF (2008) hace referencia a otros tipos de vida de un rodamiento. Uno de ellos es la vida de servicio, que representa la vida real de un rodamiento bajo condiciones reales de funcionamiento antes de fallar. Se debe advertir que la vida de rodamientos individuales sólo se puede predecir estadísticamente. Los cálculos de la vida sólo hacen referencia a un grupo de rodamientos y a un determinado grado de fiabilidad (90 %). Así mismo, las fallas en la práctica no suelen estar causadas únicamente por la fatiga, sino por la contaminación, el desgaste, el desalineamiento, la corrosión, fallas en la jaula y la lubricación.

1.7.6. Selección del tamaño de rodamiento

El tamaño del rodamiento para una aplicación determinada se selecciona inicialmente en base a su capacidad de cargas dinámica y estática, en relación con las cargas que tendrá que soportar y según las exigencias de duración y fiabilidad.

Es de vital importancia, verificar las cargas dinámicas utilizando un espectro representativo de las condiciones de carga del rodamiento, que dicho espectro debe incluir, todas las cargas de pico elevadas que puedan ser producidas en ocasiones excepcionales. Las cargas estáticas no sólo son aquéllas aplicadas al rodamiento en reposo o a bajas velocidades ($n < 10$ rpm), sino que también deben incluir la verificación de la seguridad estática de las cargas de choque muy elevadas, lo cual contiene las cargas que actúan en breves periodos (SKF, 2008).

1.7.7. Designaciones básicas de rodamientos

Los rodamientos estándar tienen una designación básica característica, que por lo general se compone de 3, 4 o 5 cifras, o de una combinación de letras y números. La primera cifra (1) designa el tipo de cojinete, la segunda cifra (2) indica la serie de ancho, el tercer número (3) muestra la serie de diámetro y las dos últimas cifras (45) son los números que definen el diámetro interior, dicha cifra se multiplica por cinco en un intervalo de 20 y 480 mm.

En el caso que el rodamiento sobrepase el diámetro de 480 mm no se cumple el método anterior y se indica directamente en la cifra de la designación; al igual que, cuando resulta inferior a los 20 mm la designación es la expuesta en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Diámetros para rodamientos pequeños.

| | | | | |
|--------------------|----|----|----|----|
| Número de la serie | 00 | 01 | 02 | 03 |
| Diámetro interior | 10 | 12 | 15 | 17 |

Algunas veces, la cifra completa va precedida o seguida de letras que se usan para indicar alguna característica especial del rodamiento: (tener una ranura circular de sujeción, una jaula de poliamida, una tapa de protección o cualquiera otra característica).

Al respecto, los diferentes fabricantes garantizan que para una determinada designación (con algunas excepciones), el rodamiento siempre tendrá las mismas características geométricas sin importar la marca y se logra la deseada intercambiabilidad entre los rodamientos de un mismo tipo (González, 2009).

1.7.8. Código del tipo de rodamiento

La figura 1.3 muestra las designaciones de rodamientos de bolas y rodillos de series más comunes.

0- Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular.

1- Rodamientos de bolas a rótula.

2- Rodamientos de rodillos a rótula, rodamientos axiales de rodillos a rótula.

3- Rodamientos de rodillos cónicos.

4- Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas.

5- Rodamientos axiales de bolas.

6- Rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

7- Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular.

8- Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.

C- Rodamientos CARB.

N- Rodamientos de rodillos cilíndricos. Se utiliza una segunda, y a veces una tercera letra para identificar el número de hileras o la configuración de las pestañas, p. ej., NJ, NU, NUP, NN, NNU, NNCF.

QJ - Rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto.

T - Rodamientos de rodillos cónicos.

162,89 min^{-1} en el árbol de baja, el momento torsor en el eje de salida de 49 400 Nm, la distancia entre ejes de 800 mm. En los puntos de apoyo emplea rodamientos de rodillos a rótulas de la serie 23056 y 22244; tiene una masa de 6370 kg y para la lubricación emplea aceite ISO VG-220 (AGMA 5).

1.9. Conclusiones del capítulo

- En la literatura consultada se exponen los fundamentos teóricos que permiten realizar una evaluación de la lubricación en reductores de velocidad.
- El análisis bibliográfico permitió conocer las características principales de los reductores de velocidad, así como la influencia de la lubricación en los pares tribológicos engranados y en los rodamientos.

2. MATERIALES Y MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Introducción

El hombre lubricaba los mecanismos basado en la experiencia, la cual se transmitía de una generación a otra, pero en la práctica a medida que el diseño y la construcción de nuevas máquinas se iba presentando, los lubricantes utilizados hasta entonces no daban los resultados esperados, se debían buscar los lubricantes que verdaderamente sirvieran para esta aplicación en particular. Todas las formas de encontrar el lubricante correcto resultaban muy costosas, por lo que era necesario recurrir a metodologías más precisas y fundamentar ecuaciones mediante las cuales al asignarles las variables de velocidad, carga y temperatura principalmente, se pudiese hallar la viscosidad del aceite requerido (Albarracín, 2005). Se declara como **objetivo del capítulo**: establecer la metodología para el cálculo y la selección de los parámetros que garantice la formación de la lubricación adecuada en reductores de velocidad.

2.2. Lubricación de reductores de velocidad

El procedimiento consiste en determinar la viscosidad adecuada para la correcta operación de los reductores de velocidad. Para realizar la selección, se necesitan conocer cuatro factores (Widman, 2009).

- El tipo de lubricación que se emplea:
 - Salpicadura
 - Recirculación por bomba
- El tipo de reducción que hace:
 - Simple, con una reducción menos 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} .

Tabla 2.1. Posibles combinaciones de lubricación y reducción

| Tipo de lubricación | |
|----------------------------|-------------------------|
| a | Salpicadura |
| b | Recirculación por bomba |
| Tipo de reducción | |
| c | Simple |
| d | Múltiple |

Tabla 2.2. 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 |

Tabla 2.2. Viscosidad de aceites industriales para reductores de velocidad (continuación).

| | | | | | |
|-------|----------------|------|-----|------|-----|
| 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 |
| 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 |

Tabla 2.2. Viscosidad de aceites industriales para reductores de velocidad (continuación).

| | | | | | |
|--------------|----------------|------|------|-----|-----|
| 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 | 680 | 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 |

Para la selección del grado de viscosidad se precisa la potencia de trabajo del árbol de baja del reductor de velocidad en (HP) , y debe tomarse en cuenta las posibles combinaciones que puedan existir en cuanto al tipo de lubricación y tipo de reducción.

2.3. Selección del grado de viscosidad del lubricante

Un lubricante se utiliza en engranajes para controlar la fricción y el desgaste entre las superficies de contacto, como refrigerante, para la protección contra la corrosión y la herrumbre entre otras aplicaciones; de igual manera en rodamientos los lubricantes realizan estas funciones para alargar su vida útil. Para la selección del grado de viscosidad adecuado en engranajes, rodamientos y reductores de velocidad, AGMA (2002) ofrece la tabla 2.3 para índice de viscosidad 95, tabla 2.4 para índice de viscosidad 160 y tabla 2.5 para índice de viscosidad 240 permitiendo considerar las características reales de funcionamiento. La selección de la viscosidad debe ser complementada con el aditivo adecuado, para proporcionar un lubricante con las propiedades suficientes que satisfagan las necesidades generales de la aplicación.

Tabla 2.3. 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 |

Tabla 2.4. 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 |

Tabla 2.5. 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. El interior de las tablas de manera descendente esta compuesto por cuatro zonas, la primera recomienda que debe consultarse a los proveedores de engranajes, rodamientos y lubricantes si el grado de viscosidad empleado es menor de 32 o mayor que 3200; la segunda zona recomienda la revisión antes del arranque, las temperaturas pico de funcionamiento y rango de carga teniendo en cuenta estos grados de viscosidad; la tercera zona garantiza el grado de viscosidad más apropiado, estabiliza la temperatura de funcionamiento del aceite; la cuarta zona es la línea de base estabilizada a la mayor temperatura de operación del aceite y teniendo los requisitos de lubricación.

2.3.1 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).

$$V_c = \omega \cdot \frac{d}{2} \quad (2.1)$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (2.2)$$

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}).

2.3.2. 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 2.6 proporciona una guía, para ayudar en la elección del tipo de aditivo para el aceite lubricante a ser utilizado en una determinada aplicación.

Tabla 2.6. 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).

2.3.3. Viscosidad del aceite para rodamientos

BDC International S.A. (2010), plantea que la lubricación de los rodamientos en los reductores de velocidad se realiza con aceite, aprovechando que se dispone de este dentro de la máquina. La viscosidad de funcionamiento real de un lubricante viene determinada por los siguientes factores:

- Viscosidad relativa de lubricante.

- Tamaño de rodamiento.
- Temperatura de funcionamiento.
- Velocidad de operación.

Realizando un cálculo sencillo extendido para las mayorías de las aplicaciones, se puede precisar la viscosidad de funcionamiento de un lubricante en condiciones de trabajo. Para lo cual son necesarios los siguientes pasos:

Diámetro medio del rodamiento

El cálculo del diámetro medio del rodamiento se obtiene a través de la semisuma de los diámetros del rodamiento y se realiza con el objetivo de seleccionar la viscosidad de funcionamiento necesaria del aceite lubricante.

$$dm = \frac{D + d}{2} \quad (2.3)$$

dm : diámetro medio del rodamiento; (mm).

d : diámetro del agujero del rodamiento; (mm).

D : diámetro exterior del rodamiento; (mm).

Viscosidad de funcionamiento necesaria

La viscosidad mínima requerida del aceite lubricante puede determinarse por el método analítico empleando las ecuaciones 2.4 y 2.5 recomendadas por la NC ISO 281: 2007.

$$v_1 = 45000 \cdot n^{-0,83} \cdot Dm^{-0,5} \quad \text{Para } n < 1000 \text{ min}^{-1} \quad (2.4)$$

$$v_1 = 45000 \cdot n^{-0,5} \cdot Dm^{-0,5} \quad \text{Para } n \geq 1000 \text{ min}^{-1} \quad (2.5)$$

Grado de viscosidad del aceite lubricante

El grado ISO del aceite y la viscosidad de funcionamiento real se puede determinar empleando la carta SKF (Figura 2.1) y está determinada por la máxima temperatura registrada y la viscosidad relativa obtenida

Conversión a la viscosidad cinemática ν a la temperatura de referencia (clasificación ISO VG)

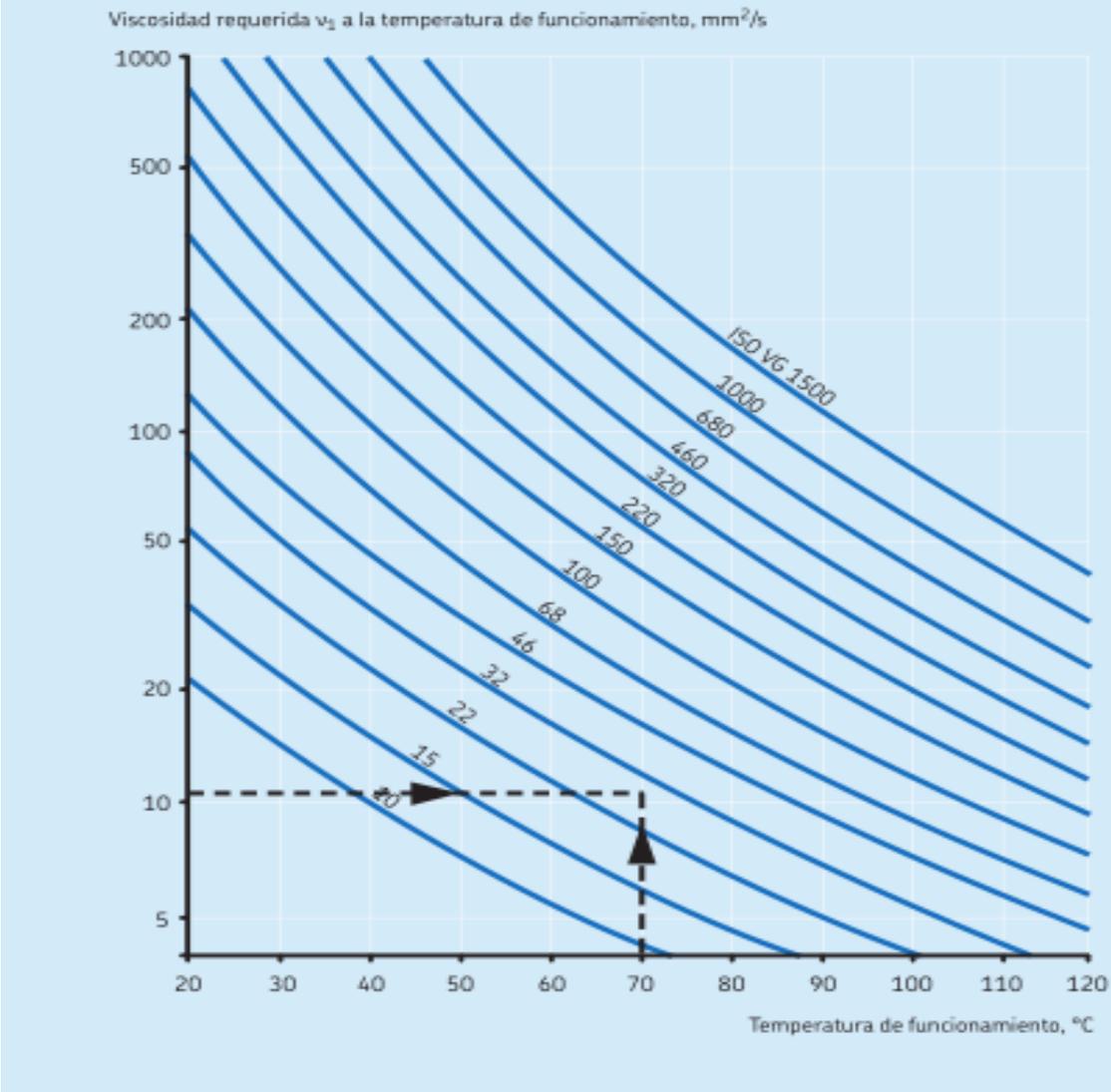


Figura 2.1. Diagrama para estimar el grado de viscosidad de aceite con índice de viscosidad 95 (Fuente: SKF, 2011).

2.4. Curva de viscosidad del aceite

Para determinar la variación de la viscosidad del aceite con el incremento de la temperatura, se empleó el calculador de la compañía Widman International (Figura 2.2). Con el empleo de este programa es posible evaluar simultáneamente hasta cuatro aceites, de los cuales es necesario conocer los siguientes datos: Nombre del aceite que

se desea evaluar , viscosidad cinemática del aceite a 40 °C, expresada en mm²/s y viscosidad cinemática del aceite a 100 °C, expresada en mm²/s.

| Calcular | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|----------|----------|----------|----------|------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | Aceite 1 | Aceite 2 | Aceite 3 | Aceite 4 | Temperatura | | | | | | | | |
| Nombre de Producto | | | | | Mínima (Celsius) | | | | | | | | |
| Viscosidad cSt a 40°C | | | | | 0 | | | | | | | | |
| Viscosidad cSt a 100°C | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| Temperatura | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 55 |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |

Figura 2.2. Calculador de la compañía Widman internacional.

La temperatura mínima (°C) a la que se requiere evaluar el aceite, debe ser definida en el programa, si en el rango de viscosidades mostrado no se observa el valor de viscosidad requerido, debe incrementarse la temperatura mínima, hasta mostrar el comportamiento del aceite evaluado en el rango de temperatura para el cual se realiza el estudio.

Algunos catálogos de aceites lubricantes no especifican la viscosidad a 100 °C. La compañía Widman Internacional propone una aplicación (Figura 2.3) para determinar la viscosidad necesaria a 100 °C, conociendo la viscosidad a 40 °C he insertando el índice de viscosidad que se analiza.

| Calcular la viscosidad cSt a 100°C | |
|---|----------------------|
| Indice de Viscosidad | <input type="text"/> |
| Viscosidad cSt (mm ² /s) a 40°C | <input type="text"/> |
| Viscosidad cSt (mm ² /s) a 100°C | <input type="text"/> |
| <input type="button" value="Calcular"/> <input type="button" value="Borrar"/> | |

Figura 2.3. Calculador de viscosidad a 100 °C de la compañía Widman Internacional.

2.5. Longevidad de rodamientos

En rodamientos que operan bajo condiciones normales, las superficies de las pistas y los elementos rodantes están constantemente sometidos a esfuerzos compresivos repetitivos, que causan erosión de las superficies en rozamiento. Esta erosión es producto de la fatiga del metal y causa la falla del rodamiento. La vida efectiva o útil de los rodamientos, usualmente se expresa en términos del número total de revoluciones, que un rodamiento puede funcionar antes de que se presente la erosión de las pistas o de los elementos rodantes (Rodríguez, 2015).

2.5.1. Vida nominal de los rodamientos

Aunque los rodamientos se fabrican de acero resistentes, tienen una vida útil limitada y en algún momento presentarán fallas por fatiga debido a la considerable tensión por contacto a la que se les somete. Sin embargo, cuanto más ligera sea la carga más prolongada será su vida útil. La relación entre carga y vida útil, para cojinetes de contacto giratorio se puede establecer en distintos términos (Nieto, 2007).

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO 281:1990 de la vida nominal (SKF, 2008). La vida nominal de un rodamiento se determina según la expresión:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.6)$$

La norma ISO 281:1990/Amd 2:2000 contiene una fórmula de la vida ajustada para completar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para mantener en cuenta las condiciones de lubricación, contaminación de rodamiento y el límite de fatiga del material. Esta norma también permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{SKF} aplica el concepto de carga límite de fatiga análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. La ecuación para la vida nominal SKF del rodamiento se determina según la ecuación 2.7.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (2.7)$$

Si la velocidad es constante, la vida puede expresarse en horas de funcionamiento usando la ecuación

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} \quad (2.8)$$

La capacidad de carga dinámica en los rodamientos rodillos a rótula se determina según las expresiones 2.9 y 2.10.

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (2.9)$$

$$P = 0,67 F_r + Y_2 F_a \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (2.10)$$

L_{nm} : vida nominal SKF (con un 100 -n¹% de fiabilidad), [millones de revoluciones]. L_{nmh} : vida nominal SKF (con un 100 -n¹% de fiabilidad), [horas de funcionamiento].

a_1 : factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad.

a_{SKF} : factor de ajuste de la vida SKF.

C : Capacidad de carga dinámica, [kN].

P : carga dinámica equivalente del rodamiento, [kN].

p : exponente de la ecuación de la vida, 3 para los rodamientos de bola y 10/3 para los rodamientos de rodillos.

n : velocidad de rotación [min^{-1}].

F_r : fuerza radial [kN].

F_a : fuerza axial [kN].

$Y_1 Y_2$: factores de carga axial del rodamiento

Tabla 2.7. Valores para el factor de ajuste de la vida a_1 .

| Fiabilidad % | Probabilidad de falla n % | Vida nominal SKF L_{nm} | Factor a_1 |
|--------------|---------------------------|---------------------------|--------------|
| 90 | 10 | L10m | 1 |
| 95 | 5 | L5m | 0,62 |
| 96 | 4 | L4m | 0,53 |
| 97 | 3 | L3m | 0,44 |
| 98 | 2 | L2m | 0,33 |
| 99 | 1 | L1m | 0,21 |

El factor de ajuste de la vida (a_{SKF}) aplica el concepto de carga límite de fatiga (P_u) análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se encuentran en las tablas de productos de los catálogos. Con el fin de reflejar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida hace uso de las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y del factor η_c para el nivel de contaminación, dicho factor puede determinarse de manera gráfica auxiliándose de la Figura 2.4. Este se basa en los valores típicos y en el tipo de factores de seguridad normalmente asociados con las cargas límites de fatiga para otros componentes mecánicos. Teniendo en cuenta las simplificaciones inherentes de la ecuación de la vida nominal SKF (2.7), incluso con unas condiciones de funcionamiento identificadas con exactitud, no tiene sentido usar valores para a_{skf} superiores a 50.

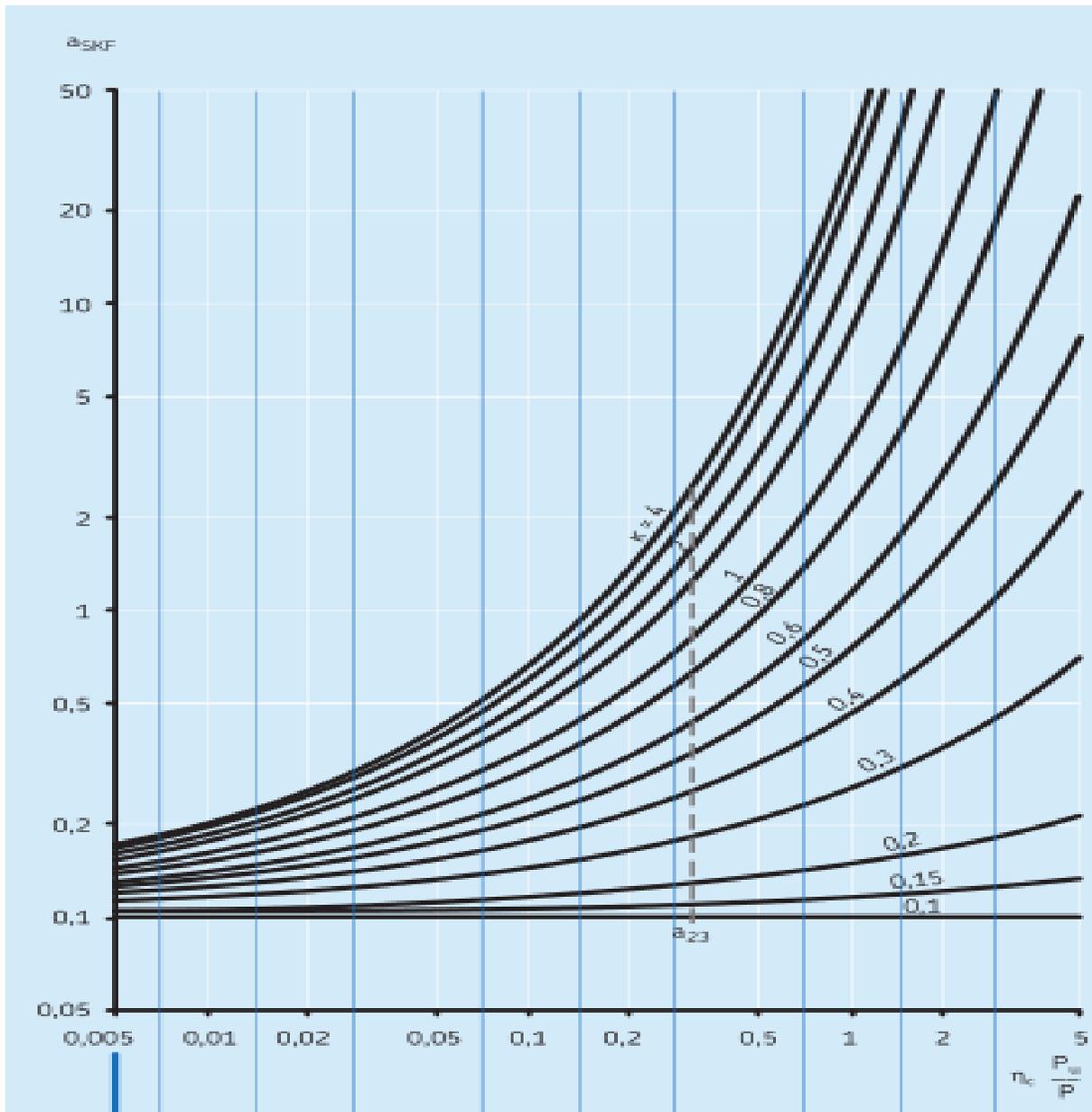


Figura 2.4. Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de rodillos. (Fuente: SKF, 2008).

El factor para el nivel de contaminación (Figura 2.5.) ha sido introducido con el fin de tener en cuenta el nivel de contaminación del lubricante a la hora de calcular la vida del rodamiento. La influencia de la contaminación en la fatiga del rodamiento depende de una serie de parámetros entre los que se incluye el tamaño del rodamiento, el espesor relativo de la película del lubricante, el tamaño y la distribución de las partículas contaminantes sólidas, los tipos de contaminantes entre otros.

| Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación | | |
|--|---|---------------------------|
| Condición | Factor $\eta_c^{1)}$ para rodamientos con diámetro | |
| | $d_m < 100 \text{ mm}$ | $d_m \geq 100 \text{ mm}$ |
| Muy limpio Tamaño de partículas del orden del espesor de la película lubricante Condiciones de laboratorio | 1 | 1 |
| Limpio Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados y obturados de por vida | 0,8 ... 0,6 | 0,9 ... 0,8 |
| Normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección | 0,6 ... 0,5 | 0,8 ... 0,6 |
| Contaminación ligera Lubricante ligeramente contaminado | 0,5 ... 0,3 | 0,6 ... 0,4 |
| Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integradas, filtros de paso grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas desde el entorno | 0,3 ... 0,1 | 0,4 ... 0,2 |
| Contaminación severa Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición no obturada adecuadamente | 0,1 ... 0 | 0,1 ... 0 |
| Contaminación muy severa Bajo condiciones de contaminación extrema los valores de η_c pueden estar fuera de la escala resultando en un reducción más severa de la vida que la predicha por la ecuación L_{nm} | 0 | 0 |

Figura 2.5. Factor η_c para distintos niveles de contaminación. (Fuente: SKF, 2008).

Es aconsejable verificar la vida nominal ajustada calculada con la vida determinada de la aplicación, en caso de conocer ésta última. Normalmente esto depende del tipo de máquina y de los requisitos relacionados con la duración del servicio y la fiabilidad de funcionamiento. Si no se dispone de experiencia previa, se pueden utilizar los valores orientativos señalados en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Valores orientativos de vida nominal para diferentes clases de máquinas.

| Clase de máquinas | Vida nominal (horas de funcionamiento) |
|---|--|
| Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico. | 300 ... 3 000 |
| Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción. | 3 000 ... 8 000 |
| Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores. | 8 000 ... 12 000 |
| Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas. | 10 000 ... 25 000 |
| Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrífuga. | 20 000 ... 30 000 |
| Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil. | 40 000 ... 50 000 |
| Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador. | 30 000 ... 100 000 |

| | |
|--|--------------------|
| Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas sableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos. | 60 000 ... 100 000 |
| Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos. | > 100 000 |

(Fuente: SKF, 2008.)

2.6. 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 (ATSDR, 2013; Mang & Dresel, 2007; Trujillo, 2007). 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 (Quintana *et al*, 2014);. Para comprobar la vida útil de un lubricante en engranaje es necesario la determinación de 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.

2.7. Instrumentos de medición

Es posible medir temperaturas con precisión y seguridad utilizando un pirómetro infrarrojos marca española Testo 832-T2 (Figura 2.6.) en un rango de -10 hasta 1 500 °C con una exactitud ± 2 °C o ± 1 % y una resolución infrarroja de 0,1 °C (-10,0

hasta +999,9 °C) 1 °C (+1 000,0 hasta +1 500,0 °C) . Los datos técnicos del equipo se muestran en el Anexo 2.



Figura 2.6. Pirómetro Testo 832- T2.

Para explorar de forma rápida y precisa se utiliza la cámara termografía Fluke Ti-30 (Figura 2.7.), que muestra la imagen térmica de cualquier elemento en un rango de temperatura -10 °C a 250 °C y una precisión de $\pm 2\%$ o $\pm 2\text{ °C}$. Este equipo recopila 12 bits de información para cada uno de sus 19,200 píxeles, una vez obtenida una imagen correctamente enfocada, el resto del análisis se puede realizar con el software profesional InsideIR™, los datos técnicos se muestran en el Anexo 3.



Figura 2.7. Cámara Termográfica Fluke Ti-30.

Es de vital importancia conocer con anticipación los elementos que pueden fallar en un proceso, instalación o equipo, el vibrómetro (Figura 2.8) brinda la posibilidad de que a través de ruidos y vibraciones el responsable de mantenimiento pueda reconocer las fuentes de error antes de que surja una avería en máquinas o instalación (prevención y conservación). Este funciona en un rango de frecuencia elevado de 100 Hz a 10 kHz, volumen ajustable y altavoz de 8 W. Los datos técnicos del equipo se muestran en el Anexo 4.



Figura 2.8. Vibrómetro PCE-VT1100.

2.8. Conclusiones del capítulo

- Se establecieron los métodos para realizar la evaluación de la lubricación para el reductor de velocidad, lo que permite realizar una elección de aceite aplicando los criterios propuesta por Widman y AGMA .
- Se expusieron los procedimientos que permiten realizar el cálculo de los parámetros necesarios para la evaluación con mayor exactitud de la lubricación en el reductor de velocidad, para garantizar su explotación continua durante el proceso productivo.

3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

La formación de la lubricación adecuada en engranajes y rodamientos, es uno de los modelos a seguir en la mejora de la eficiencia en los procesos productivos, este régimen de lubricación aparece entre dos superficies en movimiento relativo que arrastrando a un fluido a un espacio convergente, son capaces de crear una cuña de fluido a presión capaz de soportar la carga a la que están sometidas, reduciendo las posibilidades de falla de cualquier equipo Peña (2015). La evaluación final de este trabajo es de primordial importancia para establecer en qué medida este ha contribuido al desarrollo de la economía, la sociedad y el medio ambiente.

En el capítulo anterior fueron estudiados los métodos, establecidas las ecuaciones y los procedimientos, que permiten la evaluación del lubricante para el reductor de velocidad modelo GP1-800-E, y la estimación de la longevidad de los rodamientos cilíndricos a rótula; de ahí que se declare como **objetivo del capítulo**: realizar el análisis de los resultados siguiendo la metodología planteada en el capítulo anterior.

3.2. Mediciones realizadas en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E

Con la finalidad de obtener valores precisos de vibraciones y temperatura se efectuaron unas series de mediciones en el molino de bolas, que se encuentra en funcionamiento en la planta de preparación de mineral, utilizando los instrumentos descritos en el capítulo anterior. Los niveles de vibraciones se midieron con un vibrómetro en toda la instalación (Figura 3.1), iniciando en el puntos uno y dos, concernientes al apoyo del motor y el acoplamiento con el reductor de velocidad respectivamente, en los puntos de apoyos del reductor de velocidad dispuestos de la siguiente manera; con números impares (3 y 5) son los puntos de apoyo de entrada del árbol de alta y el árbol de baja respectivamente, y puntos pares (4 y 6) corresponden a los apoyo de salida de los árboles de alta y baja respectivamente del reductor de velocidad. Los puntos siete y ocho correspondes a los apoyos del piñón que ofrece movimiento al tambor giratorio del molino de bolas.

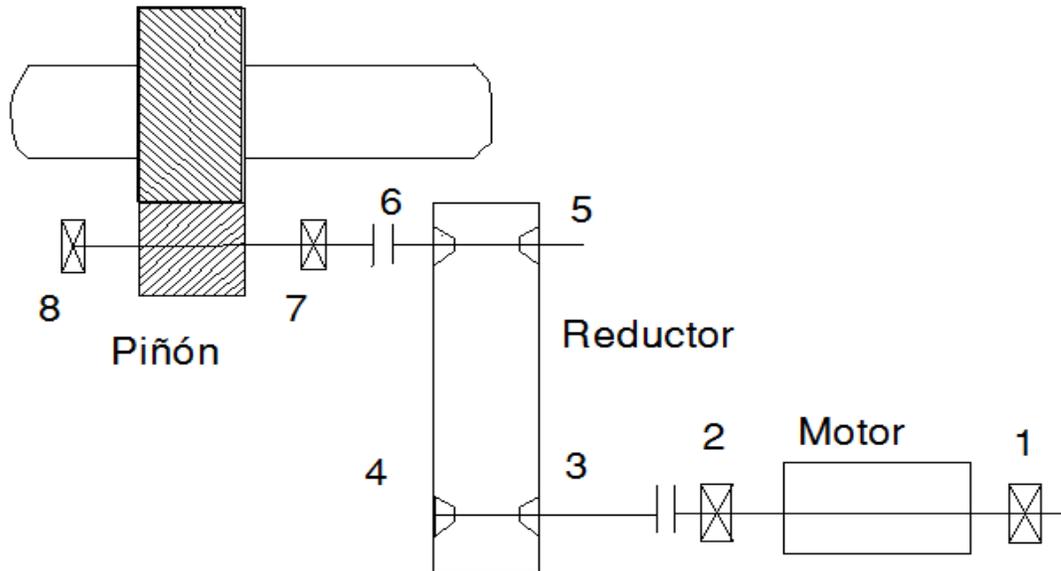


Figura 3.1. Diagrama del molino de bolas.

El reductor objeto de estudio forma parte del molino de bolas, tal como se muestra en la Figura 3.1. Los valores obtenidos en las mediciones de vibración en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Valores de las mediciones de vibración del reductor de velocidad del molino de bolas.

| | Punto 3 | Punto 4 |
|-------------------|----------|----------|
| Vertical | 3,0 mm/s | 4,1 mm/s |
| Horizontal | 4,3 mm/s | 3,0 mm/s |
| Axial | 4,8 mm/s | 4,8 mm/s |

Los valores obtenidos son adecuados comparados con la norma de severidad para el comportamiento de las vibraciones (Anexo 6), en máquinas grandes, con base rígida y una potencia mayor de 300 kW y menor que 50 MW. El estado técnico del reductor de velocidad es favorable para realizar las mediciones de la temperatura. Si existen vibraciones por encima de la norma de permisividad las temperaturas registradas van a ser inadecuadas para la evaluación.

Las mediciones de temperatura se realizaron solamente en los puntos de apoyo del árbol de alta y el árbol de baja correspondiente al objeto de estudio que es el reductor de velocidad (puntos del tres al seis Figura 3.1). Esta se realizó con un pirómetro en ocho horas de trabajo, iniciando a las 8:30 horas hasta las 15:30 horas con una temperatura ambiente de 31 °C. La medición más significativa corresponde al día 13 de marzo de 2017, se obtuvieron valores en un rango de 60,3 °C hasta 64,6 °C de temperatura de servicio del reductor de velocidad. La Figura 3.2 muestra el comportamiento de la temperatura en el reductor de velocidad.

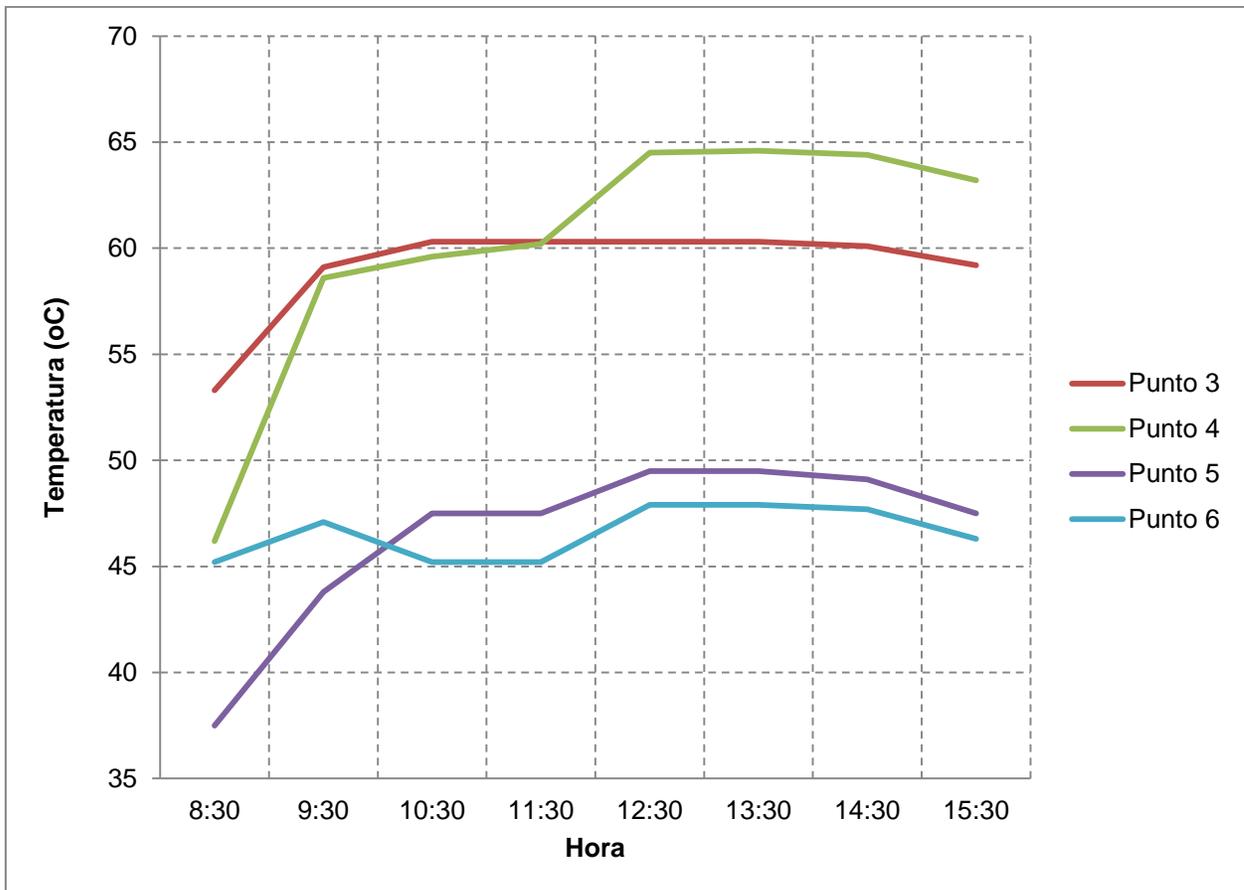


Figura 3.2. Comportamiento de temperaturas en el reductor de velocidad GP1-800-E.

La temperatura media anual según Retirado (2012) es de 27 °C, en verano fluctúa entre 30 y 32 °C con máximas que oscilan entre 34 y 36 °C y en invierno varía entre 14 y 26 °C con mínimas alrededor de los 12 °C. La mayor irradiación solar es entre las 12:00 y la 13:00 horas. Una imagen con la cámara termografía a la 13:00 horas (Figura 3.3)

registró valores de temperatura hasta 66,1 °C en el punto cuatro (Figura 3.1) que a la vez es el lado más cargado.

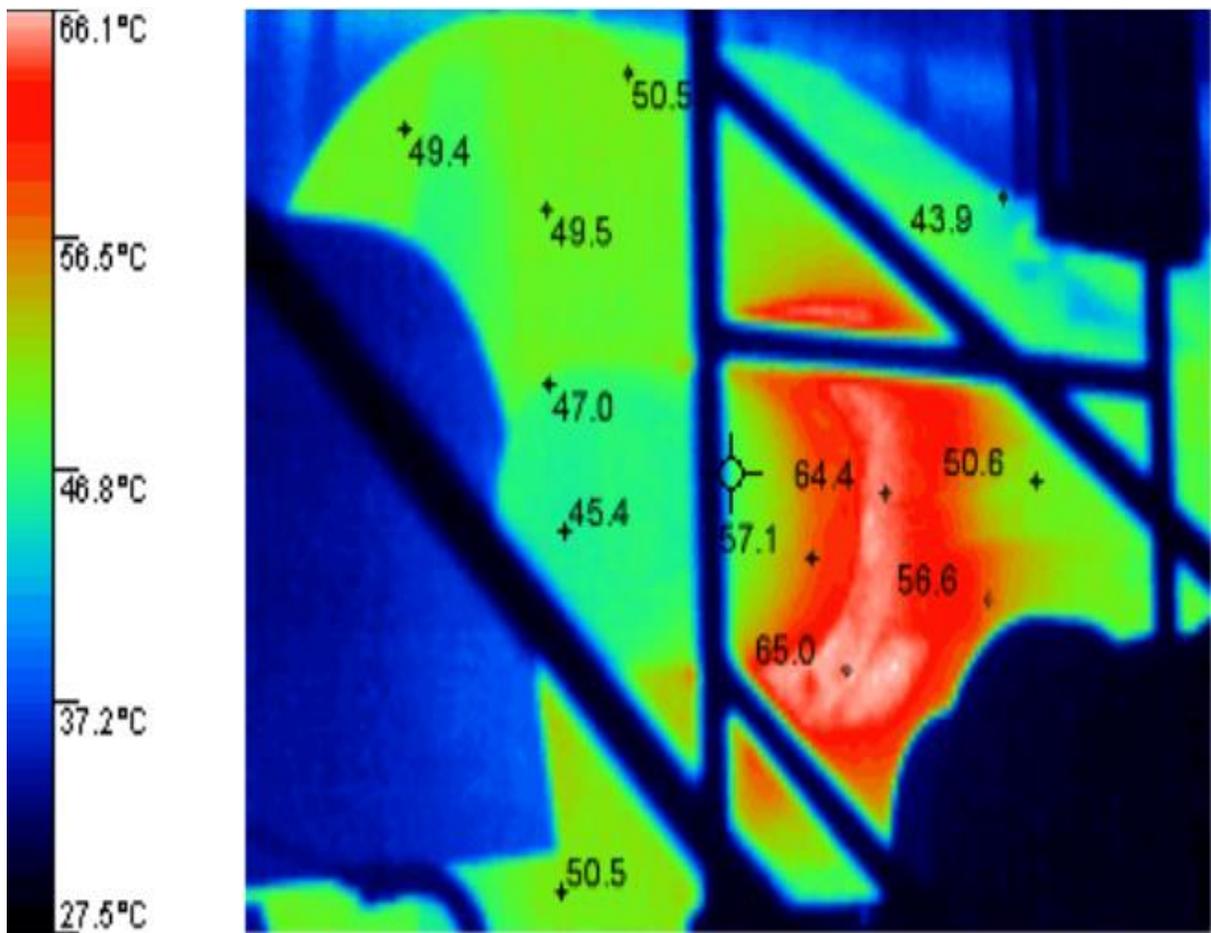


Figura 3.3. Imagen Termográfica del reductor de velocidad GP1-800-E.

Debido a las fluctuaciones de la temperatura para verano con máximas de 36 °C, y las temperaturas máximas registradas por las mediciones son concernientes a valores de 66,1 °C, se consideró realizar los cálculos de viscosidad para una temperatura de trabajo no superior a 70 °C.

3.3. Análisis de parámetros condensatorios del lubricante para engranajes

La lubricación actual del reductor de velocidad se realiza con aceite ISO VG -220, es preciso conocer los cambios químicos que se producen en este transcurrido un tiempo de servicio. Se tomó una muestra del lubricante al reductor de velocidad modelo GP1-

800-E, transcurrido 5 760 horas de funcionamiento (ocho meses), y el análisis de laboratorio notificó los resultados que se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Análisis de laboratorio al aceite reductor 220.

| Muestra de Aceite Reductor 220 | Viscosidad a 40 °C mm²/s | Impurezas Mecánicas % | Contenido de agua % |
|---|--|--------------------------------------|------------------------------------|
| Reductor Principal molino N _o 1 | 215,28 | 0,01 | 0,00 |

El decrecimiento de la viscosidad a 40 °C representa un 3 % de la viscosidad inicial, por lo que 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 son pocos significativos y estas distantes de los límites de precaución.

3.3.1. 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 y 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 2.6 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.

3.4. Lubricación de los rodamientos del reductor

El reductor de velocidad modelo GP1-800 clasifica como un reductor de un solo escalón de reducción, por lo que posee dos árboles, apoyados en rodamientos autoalineables de rodillos a rótula, que difieren en cuanto a sus dimensiones según el árbol al cual pertenecen. Los rodamientos con designación 23056 pertenecen al árbol de alta con velocidad de rotación de 720 min^{-1} , posee diámetros interior y exterior de 280 y 420 mm respectivamente. El árbol de salida con velocidad de rotación de $162,89 \text{ min}^{-1}$ utiliza rodamientos del tipo 22244 con diámetros interior y exterior de 200 y 400 mm respectivamente. Para determinar la viscosidad relativa del aceite, que necesitan los rodamientos para su lubricación, se determinó el diámetro medio a través de la expresión 2.3, siendo estos de 350 mm para la serie 23056, y 310 mm para la serie 22244. Relacionando las características geométricas de los rodamientos, con las velocidades de rotación propia de su régimen de trabajo y aplicando el método gráfico (Figura 2.1), se obtuvo la viscosidad relativa del aceite (mínima necesaria) y la viscosidad clase ISO, para índice de viscosidad de 95 y una temperatura de operación de $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, los resultados son mostrados en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Clase de viscosidad requerida para la lubricación de los rodamientos del reductor para índice de viscosidad 95.

| Rodamientos | Velocidad de rotación min^{-1} | Viscosidad relativa mm^2/s | Viscosidad ISO |
|-------------|--|---|----------------|
| 23056 | 720 | 10,223 | 32 |
| 22244 | 162,89 | 39,598 | 150 |

En la Figura 2.1 los valores arrojados no manifiestan coincidencia con ninguna de las clases ISO VG de aceites industriales, de ahí que se normalizara tomando su límite inmediato superior, arrojando el grado ISO de viscosidad adecuado del aceite 150 para índice de viscosidad 95.

Para realizar el análisis de viscosidad relativa o mínima necesaria en los rodamientos, concerniente a índice de viscosidad 160 y 240 fue necesario tabular los grados de viscosidad del aceite, utilizando el calculador de la compañía Widman para índice de viscosidad y curva de viscosidad. Con el calculador de índice de viscosidad (Figura 2.3) se puede determinar la viscosidad a 100 °C con índice de viscosidad 160 y la viscosidad a 40 °C, con este valor y la temperatura mínima de operación es posible graficar el comportamiento de la viscosidad con la ventana para curva de viscosidad (Figura 2.2). La Figura 3.4 muestra el diagrama para estimar los grados de viscosidad para índice de viscosidad 160.

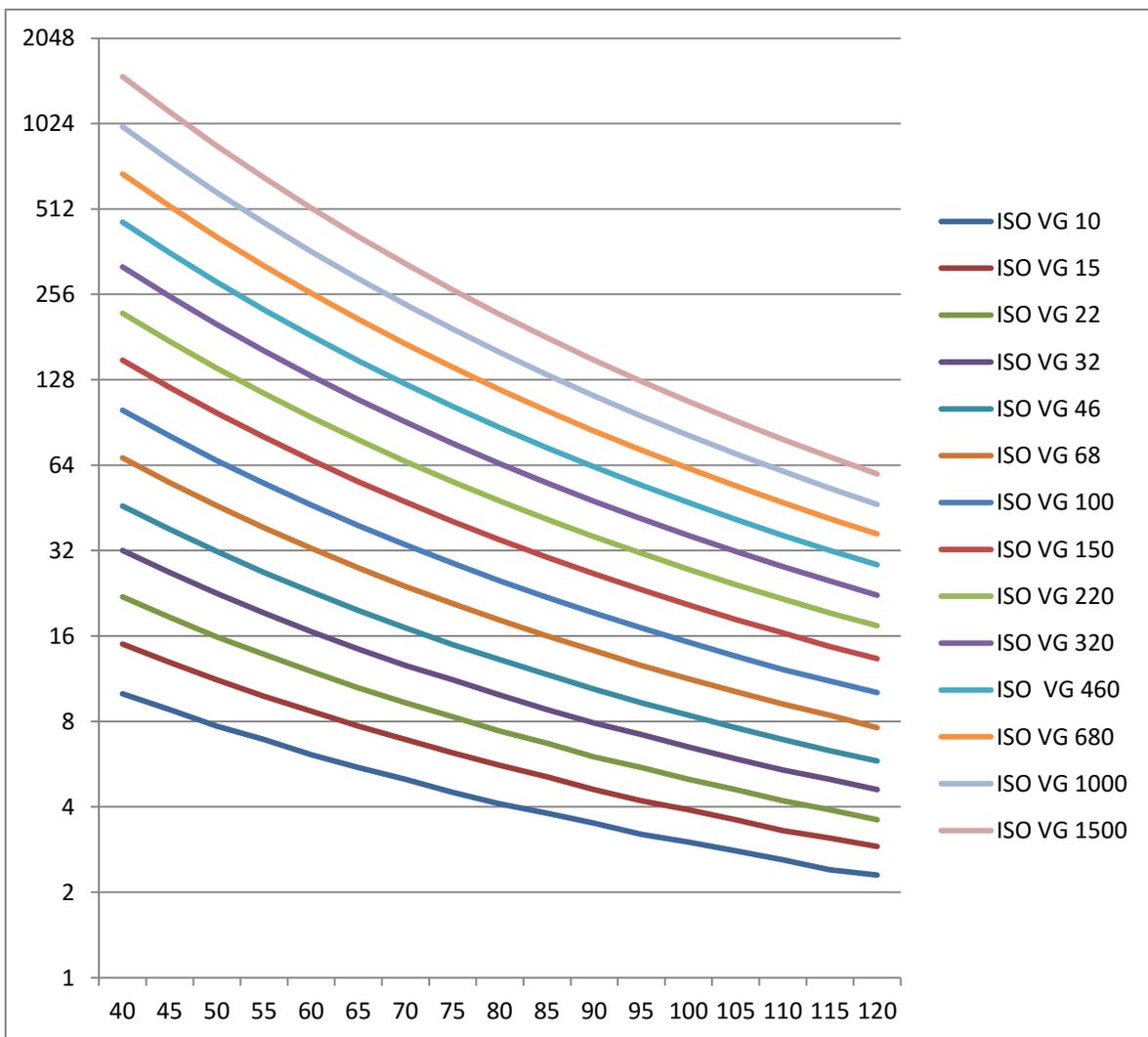


Figura 3.4. Diagrama para estimar el grado de viscosidad de aceite con índice de viscosidad 160.

La temperatura de trabajo del reductor es de 70 °C, esta se ubica en el eje de las axisa haciendo coincidir con la el valor de la viscosidad mínima necesaria en el eje de las ordenadas. Si el valor obtenido se encuentra entre dos curvas se normaliza con el valor límite inmediato superior. La Tabla 3.4 muestra los valores ISO de viscosidad requeridos para la lubricación de rodamientos.

Tabla 3.4. Clase de viscosidad ISO requerida en los rodamientos del reductor para índice de viscosidad 160.

| Rodamientos | Velocidad de rotación min⁻¹ | Viscosidad relativa mm²/s | Viscosidad ISO |
|--------------------|---|---|-----------------------|
| 23056 | 720 | 10,223 | 22 |
| 22244 | 162,89 | 39,598 | 150 |

En el caso de análisis de viscosidad relativa o mínima necesaria en los rodamientos, concerniente a índice de viscosidad 240 se procedió de igual manera que para índice de viscosidad 160, utilizando el calculador de la compañía Widman para índice de viscosidad y curva de viscosidad fue necesario graficar los grados de viscosidad del aceite. Con el calculador de índice de viscosidad (Figura 2.3) se puede determinar la viscosidad a 100 °C con los valores índice de viscosidad 240 y la viscosidad a 40 °C, con este valor y la temperatura mínima de operación que debe estar definida en el programa, es posible graficar el comportamiento de la viscosidad con la ventana para curva de viscosidad (Figura 2.2).

La Figura 3.5 muestra el diagrama para estimar los grados ISO de viscosidad para índice de viscosidad 240. Si el valor obtenido se encuentra entre dos curvas se normaliza con el valor límite inmediato superior.

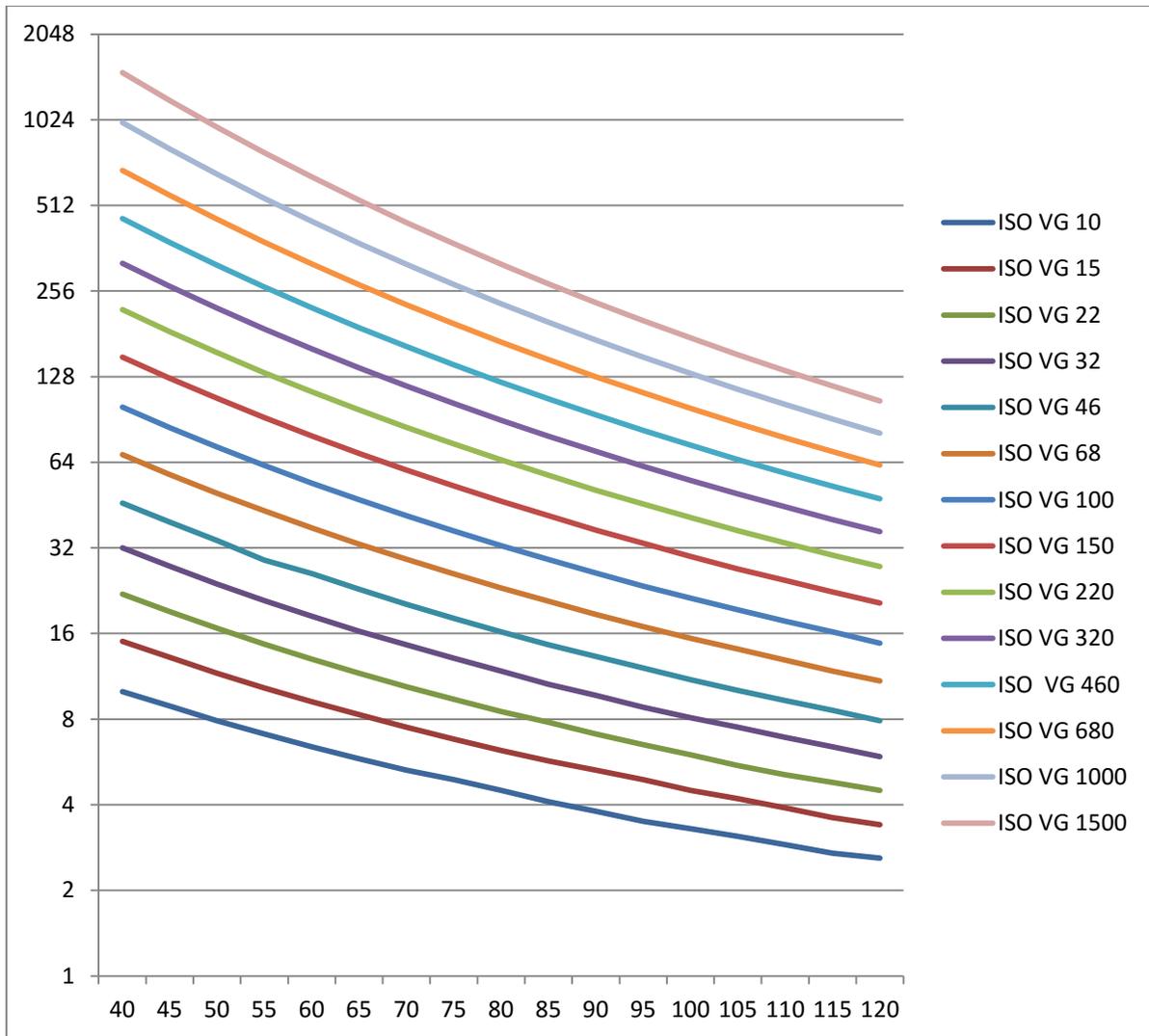


Figura 3.5. Diagrama para estimar el grado de viscosidad de aceite con índice de viscosidad 240.

La Tabla 3.5 muestra los valores ISO de viscosidad requeridos para la lubricación de rodamientos para índice de viscosidad 240. Estos valores reflejan el descenso de los grados de viscosidad con el incremento del índice de viscosidad. Los aceites que tienen un alto índice de viscosidad muestran menor variación de la viscosidad con el incremento de la temperatura, que los aceites que tienen bajo índice de viscosidad. Donde los rodamientos tienen que operar en un rango amplio de temperaturas, el índice de viscosidad del lubricante debe ser lo suficientemente alto para mantener la viscosidad dentro de los límites requeridos.

Tabla 3.5. Clase de viscosidad ISO requerida en los rodamientos del reductor para índice de viscosidad 240.

| Rodamientos | Velocidad de rotación min^{-1} | Viscosidad relativa mm^2/s | Viscosidad ISO |
|-------------|--|---|----------------|
| 23056 | 720 | 10,223 | 22 |
| 22244 | 162,89 | 39,598 | 100 |

3.5. Vida nominal ajustada de los rodamientos 23056 y 22244

La vida nominal ajustada es sencillamente, la vida nominal influenciada por otros parámetros que intervienen y modifican la longevidad de los rodamientos y no están reflejados en las expresiones establecidas de la vida nominal. Algunos de estos parámetros se encuentran en los diferentes catálogos para rodamiento facilitados por las compañías que lo fabrican, otros se obtienen mediante cálculos. Para determinar la fuerza radial que actúa en los rodamientos de ambos árboles, estos se analizan como una viga simplemente apoyada. La fuerza radial se determina con la raíz de los valores de las reacciones en los apoyos al cuadrado (Anexo 7). Bajo una carga radial se producirá en el rodamiento una fuerza que actúa en dirección axial según SKF, por lo general debe ser soportada por un segundo rodamiento montado en oposición al primero. Un desplazamiento puramente radial entre los aros del rodamiento implica que la mitad de la circunferencia del rodamiento (es decir, la mitad de los elementos rodantes), está sometida a la carga y fuerza axial. Tomando como criterio de escenario comparado con el ejemplo de SKF para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos, se puede determinar la carga axial 0,5 por el cociente de la fuerza radial y el factor de la componente axial.

Los valores de la fuerza radial en el rodamiento 23056 correspondiente al árbol de alta con una velocidad de rotación de 720 min^{-1} es de 38,268 kN, la capacidad de carga dinámica es de 1 730 kN, la carga límite a la fatiga es de 224 kN y la carga dinámica

equivalente es de 44,1 kN. Para el rodamiento 22244 correspondiente al árbol de baja con una velocidad de rotación $162,89 \text{ min}^{-1}$ la fuerza radial tiene un valor de 38,299 kN, la capacidad de carga dinámica es de 1 760 kN, la carga límite a la fatiga es de 196 kN, y la carga dinámica equivalente es de 43,3 kN. Estos valores fueron obtenidos del catálogo general de SKF y por cálculo. El valor de la fuerza axial se consideró para los rodamientos analizados de 2,1 kN.

La vida nominal de un rodamiento se puede determinar por la ecuación 2.6, esta relaciona la capacidad de carga dinámica, la carga dinámica equivalente y el exponente de la ecuación de vida nominal para rodamientos de rodillos es 3,33. La Tabla 3.6 muestra los valores correspondiente a la vida nominal en millones de revoluciones.

Tabla 3.6. Vida nominal L_{10} en millones de revoluciones.

| | | | | | | |
|--------------|---|--------|-----------------------|---------|----------------------------|-------------|
| 23056 | $n \text{ (min}^{-1} \text{)}$ | 720 | P | 44,1 kN | L_{10} | 181 511,771 |
| 22244 | | 162,89 | | 43,3 kN | | 204 071,213 |

La vida nominal ajustada de los rodamientos se determinó por las expresiones 2.7 y 2.8, comprobados con la herramienta informática de la compañía fabricante de rodamientos SKF. La expresiones 2.7 al igual que la herramienta informática dependen de variables como la vida nominal del rodamiento, el factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad, y por último del factor de ajuste de la vida SKF que a la vez depende de la relación de viscosidad, del factor de contaminación del aceite y del coeficiente de carga límite a la fatiga.

Para el cálculo de la vida nominal ajustada en millones de revoluciones en los rodamientos 23056 y 22244 la vida nominal utilizada, corresponde a la Tabla 3.6, el factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad (a_1) se selecciona según la Tabla 2.7. El factor de ajuste de la vida SKF (a_{SKF}), para su selección se utiliza la Figura 2.4. El término $\eta_c \frac{P_u}{P}$ relaciona el factor de contaminación del aceite, la carga límite a la fatiga y la carga dinámica equivalente, el resultado de este término independiente se hace coincidir en el cuerpo del gráfico hasta la relación de viscosidad (k) del aceite, la

variable dependiente será el valor del factor a_{SKF} . Si la relación de viscosidad es $k > 4$, debe emplearse la curva para relación de viscosidad $k = 4$.

Los resultados de estas selecciones arrojaron que a_1 es igual a la unidad para una fiabilidad del 90 % en ambos rodamientos. El factor a_{SKF} según los términos de los que depende con las características propias de cada rodamiento. Para el rodamiento 23056 con una carga límite a la fatiga de 224 kN, la carga dinámica equivalente de 44,1 kN, la relación de viscosidad de 5,01 y el factor de contaminación del aceite 0.6 y el rodamiento 22244 con una carga límite a la fatiga de 196 kN, la carga dinámica equivalente de 43,3 kN, la relación de viscosidad de 5 y el factor de contaminación del aceite 0.6 corresponde a 50. El factor de contaminación del aceite se estableció 0,6 correspondiente a aceite ligeramente contaminado, análogo a los resultados de los parámetros condenatorios del aceite, estos muestran que la disminución de la viscosidad del aceite es de 3 %, las impurezas mecánicas con valores de 0,01 % en ocho meses de trabajo y diámetro medio de los rodamientos mayor igual a 100 mm. La Tabla 3.7 muestra los resultados de la vida nominal ajustada L_{nm} , en millones de revoluciones.

Tabla 3.7. Vida nominal ajustada L_{nm} en millones de revoluciones teniendo en cuenta el factor a_1 y a_{SKF} .

| Rodamientos | a_1 | a_{SKF} | L_{10} | L_{nm} |
|-------------|-------|-----------|-------------|---------------|
| 23056 | 1 | 50 | 181 511,771 | 9 075 588,569 |
| 22244 | | | 204 071,213 | 10 203 560,65 |

La vida nominal ajustada en horas de funcionamiento se puede determinar aplicando la expresión 2.8, esta relaciona los factores de conversión, el número de revoluciones de cada rodamiento y la vida nominal ajustada en millones de revoluciones.

La Tabla 3.8 muestran los resultados obtenidos de la vida nominal ajustada expresada en horas de funcionamiento.

Tabla 3.8. Vida nominal ajustada L_{nmh} en horas de funcionamiento.

| Rodamientos | α_1 | α_{SKF} | L_{nm} | L_{nmh} |
|-------------|------------|----------------|---------------|-----------------|
| 23056 | 1 | 50 | 9 075 588,569 | 210 083 068,7 |
| 22244 | | | 10 203 560,65 | 1 044 013 409,1 |

Los resultados de vida nominal ajustada expresada en horas de funcionamiento, obtenidos para las mismas velocidades de rotación de la Tabla 3.6 y los valores de vida nominal ajustada L_{nm} expuestos en la Tabla 3.7, muestran un aumento considerable de la vida nominal ajustada en horas de funcionamiento (Tabla 3.8), con respecto a los valores que registra la Tabla 2.2 para vida nominal de diferentes clases de máquinas. El reductor de velocidad modelo GP1-800-E clasifica como una máquina para trabajo continuo 24 horas al día, encontrándose en un rango de trabajo de 40 000 a 50 000 horas de funcionamiento.

3.6. Lubricación de engranajes

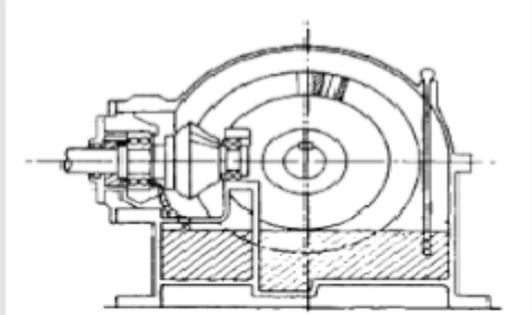
Para realizar la evaluación de la lubricación del par tribológico dentado, que en reductores de velocidad es el más importante, se emplearon criterios de la compañía Widman Internacional (2009) y la norma AGMA (2002).

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 1 073 HP (800 kW), un solo escalón de reducción por lo que la reducción es simple, y la velocidad del árbol de salida es de $162,89 \text{ min}^{-1}$. Estos datos se introducen en la ventana del calculador de la compañía Widman Internacional (Figura 3.6) y esta propone la lubricación con un aceite industrial (clase ISO).

| Selección de Viscosidad para Reductores | |
|---|----------------------|
| Tipo de Lubricación: | Salpicadura |
| Tipo de Reducción: | Reducción simple < 1 |
| Potencia (HP): | > 1000 |
| Velocidad Final (RPM): | 150-300 |
| Viscosidad correcta (ISO) | 680 |

Reductor simple



Reductor múltiple

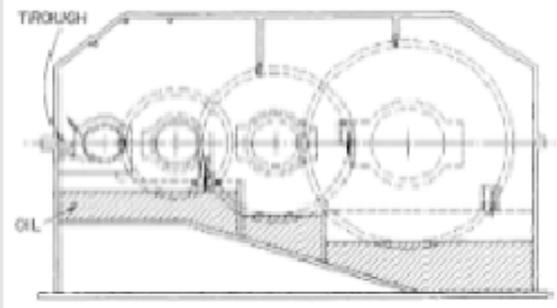


Figura 3.6. Ventana para el cálculo de viscosidad de reductores.

Widman Internacional propone que la lubricación se realice con aceite industrial de viscosidad $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, condición que debe cumplir a 40°C . Aunque tentativamente se determinó la viscosidad de aceite para que el reductor de velocidad de forma adecuada. 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.

3.6.1. Aceites Reductor producido por CUBALUB

Los principales suministradores de aceites lubricantes a la empresa comandante Ernesto Che Guevara son la marca Castrol y CUBALUB. Estas marcas han desarrollado aceites reductor (A.R.) para la lubricación de engranajes con dientes de tipo recto, helicoidal y sinfín, que funcionan bajo cargas elevadas a diferentes velocidades, lubricados por baño de aceite (salpicadura) o por circulación forzada de

aceite a temperaturas que pueden exceder los 90 °C. Es importante resaltar que estos aceites son para índice de viscosidad de 95; de base parafínicos de alta calidad.

A estos se les incorpora aditivos multifuncionales que les confieren propiedades antioxidantes, antiespumantes y un alto grado de extrema presión (EP). Para aceites reductor de CUBALUB se realizó el análisis del comportamiento de la viscosidad desde los 40 °C a los 100 °C espaciadas en 5 grados (Tabla 3.9), a través del calculador de la curva de viscosidad de Widman (2009).

Tabla 3.9. Viscosidad en mm²/s de aceites reductor a diferentes temperaturas.

| Temperatura (°C) | A.R. 220 | A.R. 320 | A.R. 460 | A.R.680 |
|-------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|
| 40 | 220 | 320 | 460 | 680 |
| 45 | 165,5 | 237,4 | 336,5 | 489,9 |
| 50 | 126,9 | 179,6 | 251,2 | 360,4 |
| 55 | 99 | 138,3 | 191 | 270,4 |
| 60 | 78,4 | 108,3 | 147,7 | 206,5 |
| 65 | 63 | 86,01 | 116,1 | 160,3 |
| 70 | 51 | 69,4 | 92,6 | 126,3 |
| 75 | 42,3 | 56,6 | 74,8 | 101 |
| 80 | 35,3 | 46,8 | 61,2 | 81,8 |
| 85 | 29,7 | 39,1 | 50,7 | 67 |
| 90 | 25,3 | 33 | 42,4 | 55 |
| 95 | 21,7 | 28,1 | 35,8 | 46,5 |
| 100 | 18,8 | 24,1 | 30,5 | 39,3 |

En la Tabla 3.9 se exponen los resultados de la viscosidad de los aceites reductores suministrado por CUBALUB con grado de viscosidad de 220, 320, 460 y 680 para índice de viscosidad 95.

3.6.2. Aceites producido por Castrol (Alphasyn T)

Estos lubricantes constituyen aceites para engranajes con base sintética y alto rendimiento, formulados a partir de polyalfaolefinas y aditivos especialmente

seleccionados para brindar una excelente estabilidad a altas temperaturas, habilidad superior para soportar cargas y beneficios protectores en exceso para los equipos. Para el lubricante Alphasyn T se realizó el análisis del comportamiento de la viscosidad desde los 40 °C a los 100 °C espaciadas en 5 grados (Tabla 3.10), con el calculador de la curva de viscosidad de Widman (2009).

Tabla 3.10. Viscosidad en mm^{-1}/s de aceites Alphasyn T.

| Temperatura (°C) | Alphasyn T 220 | Alphasyn T 320 | Alphasyn T 460 | Alphasyn T 680 |
|-------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 40 | 220 | 320 | 460 | 680 |
| 45 | 173,5 | 249,7 | 355,1 | 518,6 |
| 50 | 138,7 | 197,6 | 278,1 | 401,5 |
| 55 | 112,2 | 158,4 | 220,8 | 315,2 |
| 60 | 91,9 | 128,6 | 177,5 | 250,8 |
| 65 | 76,1 | 105,5 | 144,4 | 201,9 |
| 70 | 63,7 | 87,5 | 118,8 | 164,4 |
| 75 | 53,8 | 73,3 | 98,6 | 135,3 |
| 80 | 45,8 | 61,9 | 82,7 | 112,5 |
| 85 | 39,3 | 52,8 | 70,0 | 94,4 |
| 90 | 34,0 | 45,4 | 59,7 | 79,8 |
| 95 | 29,6 | 39,2 | 51,3 | 68,1 |
| 100 | 26,0 | 34,2 | 44,4 | 58,5 |

Los aceites Castrol Alphasyn T son recomendados para engranajes que trabajen bajo altas cargas térmicas, hasta 160 °C en la temperatura del aceite y altas presiones. Pueden ser utilizados en sistemas donde existan cargas desde ligeras hasta moderadas. Son ideales para aplicaciones a altas temperaturas donde los aceites minerales convencionales no pueden ofrecer una durabilidad satisfactoria.

En la Tabla 3.10 se muestran los valores alcanzados a diferente temperatura determinados por el calculador de la curva de viscosidad de Widman (2009) para diferentes grados ISO con índice de viscosidad 160 del aceite Castrol Alphasyn T.

3.6.4. 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 garantiza la lubricación en el reductor de velocidad, la selección de los grados de viscosidad dependen de la temperatura de funcionamiento del equipo y de la velocidad circunferencial del par tribológico dentado.

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.

Tabla 3.11. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 95.

| Número de dientes | | Velocidad circunferencial m/s | Viscosidad ISO |
|-------------------|-----|-------------------------------|----------------|
| Z_1 | 36 | 11,123 | 220 |
| Z_2 | 159 | 11,114 | 220 |

Realizada la selección del grado de viscosidad por el método propuesto por AGMA (2002) para índice de viscosidad de 95, los resultados obtenidos mostraron que con aceite de grado de viscosidad 220 lo que garantiza que es el grado de viscosidad más adecuado para la lubricación del reductor de velocidad según las indicaciones de la zona de selección (Tabla 3.11).

Tabla 3.12. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 160.

| Número de dientes | | Velocidad circunferencial m/s | Viscosidad ISO |
|-------------------|-----|----------------------------------|----------------|
| Z ₁ | 36 | 11,123 | 150 |
| Z ₂ | 159 | 11,114 | 150 |

Tabla 3.13. Grado de viscosidad ISO recomendado para aceites con índice de viscosidad de 240.

| Número de dientes | | Velocidad circunferencial m/s | Viscosidad ISO |
|-------------------|-----|----------------------------------|----------------|
| Z ₁ | 36 | 11,123 | 150 |
| Z ₂ | 159 | 11,114 | 150 |

La Tabla 3.12 y 3.13 muestran los grados ISO de aceite para índice de viscosidad 160 y 240. Los resultados muestran que cuando se emplea aceite de altos índice de viscosidad, se pueden utilizar grados de viscosidad menores. Esto se debe que cuanto más alto es el índice de viscosidad más estable es la viscosidad del aceite con la influencia de la temperatura.

3.6.5 Resultados de la selección del grado de viscosidad del lubricante

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 la lubricación adecuada.

Widman (2009) propone que la lubricación se realice con aceite de grado de viscosidad 680, la lubricación del reductor de velocidad se realiza con aceite de grado de viscosidad 220 de viscosidad real de funcionamiento de 51,3 mm²/s; la cual se

encuentra 75 mm²/s por debajo respecto al aceite ISO 680. 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 220, coincidiendo 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 que a la vez es el más importante, por lo que debe emplearse un aceite ISO VG 220.

3.7. Análisis económico

La adecuada lubricación de los reductores de velocidad garantiza un período de vida útil más prolongado. Este equipo en estado de avería, causaría grandes pérdidas a la empresa comandante Ernesto Che Guevara por concepto de tiempo de molienda, y valor monetario por toneladas de mineral, por lo que el estado técnico de éste debe de estar en óptimas condiciones para su funcionamiento. En el período 2011-2012 la productividad de la planta disminuyó, siendo esta de 245 toneladas /h, por problemas relacionados a la violación del régimen de la lubricación en reductores lo que produjo que este quedara inhabilitado por 360 horas. Esta avería conllevó que se dejaran de alimentar 88 200 toneladas de mineral dejándose de incorporar 43 200 toneladas de mineral al proceso, esto asociado a una ley del níquel que plantea que 1,09 % equivale a 734,6 toneladas, de ahí que para una eficiencia de la planta del 70 %, la cantidad de níquel que se dejó de producir y exportar fuera igual a 514,2 toneladas. Si estas averías se produjera en el primer semestre del año 2017 con un precio actual del níquel de 9281.60 CUC/toneladas, el valor de esta producción equivaldría a 4 772 592,72 CUC, cifra dejada de ingresar la empresa por concepto de no producción y exportación.

3.8. Impacto ambiental

El hombre es el principal causante de la contaminación del planeta, debido a la eliminación de residuos líquidos, domésticos e industriales, así como desperdicios sólidos que causan un efecto directo sobre el medio ambiente. La lubricación puede tener un impacto positivo o negativo sobre el medio ambiente, dependiendo de su

manejo. 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, que pueden alcanzar la cifra de 24 millones de toneladas al año. Estos generan efecto dañinos sobre la salud humana, el contacto directo con la piel puede generar irritaciones, al inhalarlo se puede generar graves intoxicaciones y daños en el sistema respiratorio y en el caso de ingestión podría provocar la muerte al individuo. La manipulación indebida de los lubricantes es perjudicial para las personas e inclusive para el medio ambiente. El derrame de aceite provoca afectaciones en lo económico, en el suelo provocando la degradación de estos y la pérdida del ecosistema endémico, y por último en la contaminación de las aguas inutilizándolas para fines comunes. Las molestias que ocasiona el ruido continuo provocado por un deficiente estado técnico del reductor, pueden provocar trastornos de diversos tipos e incapacidad para concentrarse, hasta lesiones en la membrana auditiva, dependiendo de la intensidad y duración del ruido.

3.7. Conclusiones del capítulo

- El aditivo que debe emplearse en los lubricantes es el de extrema presión, debido a que los fuertes choque que recibe el reductor de velocidad en el proceso de trituración del mineral en el tambor rotatorio, estos aditivos proporcionan protección contra el desgaste, la corrosión y la oxidación.
- Al evaluar la lubricación en los rodamientos del reductor de velocidad para índice de viscosidad 95 y 160 se determinó que se alcanza con aceite de grado de viscosidad ISO 150, para índice de viscosidad 240 debe emplearse grado de viscosidad ISO 100.

CONCLUSIONES GENERALES

- Al evaluar el aceite en el reductor de velocidad de los molinos de bola, se comprobó que el aceite adecuado para la lubricación es el de grado de viscosidad ISO VG 220, característica que cumple los Aceites Reductor producidos por CUBALUB para índice de viscosidad 95 de origen mineral. La marca Castrol produce aceites Alphasyn T de origen sintético con índice de viscosidad 160 para grado de viscosidad ISO VG 150 que al igual que a los Aceites Reductor de CUBALUB garantiza una adecuada lubricación.
- El análisis de los parámetros condensatorios permitió comprobar que el aceite empleado actualmente posee condiciones favorables para seguir en operación, esto se debe a que en 5 760 horas de funcionamiento la viscosidad ha disminuido en 3 % con relación a la línea base, y los valores de impurezas mecánicas y contenido de agua resultan inferiores a los niveles permisibles.
- La evaluación de la longevidad de los rodamientos de rodillos a rótula 23056 y 22244 a través del criterio de la vida nominal ajustada, demostró el aumento considerable de las horas de funcionamiento con valores superiores a 50 000 horas para máquinas de trabajo continuo.

RECOMENDACIONES

- Realizar un estudio donde se incorporen parámetros no considerados en los métodos para la selección del lubricante, para la adecuada lubricación en reductores de velocidad, de forma tal que se unifiquen criterios de selección del grado de viscosidad.
- Incrementar los ensayos de laboratorio concerniente a los parámetros condenatorios para engranajes como son, análisis de acidez, aditivación, formación de espuma para un mejor diagnóstico del estado del aceite lubricante.
- Continuar la lubricación con el aceite ISO VG 220 con índice de viscosidad 95 en el reductor de velocidad modelo GP1-800-E de los molinos de bolas.
- Aplicar los resultados de la investigación para la operación de reductores de velocidad.

BIBLIOGRAFÍA

1. **AGMA** 925-A02, *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress*, 2002.
2. **ATSDR**: *Aceite usado de carter Dd. Agencia para sustancias tóxicas y registro de enfermedades*, Disponible en: <http://www.astdr.cdc.gov>.
3. **Albarracín, P.** *Impacto del desgaste sobre los mecanismos lubricados*, Ingenieros de lubricación, 4(4): mayo, 2006 [en línea] mayo 2006.
4. **Albarracín, P y Pizón, R.** *Cálculo del ahorro de energía por menor fricción*. Universidad Nacional de Colombia, ISSN 0012-7353, Medellín, 2004.
5. **Álvarez, E.** *Tribología. Fricción, Desgaste y Lubricación*. Universidad Central de Las Villas (UCLV), Santa Clara, Cuba, 1999.
6. **ANSI/AGMA** 9005--E02, *Industrial Gear Lubrication*, Published by American Gear Manufactures Association, Alexandria, Virginia 22314, 2002.
7. **Aponte, J y Alonso, H.** *Incidencia de la lubricación en elementos mecánicos en movimiento*, Revista de la Facultad de Ingeniería, Nueva Granada, 1999.
8. **BDC International S.A. 2010.** *Seminario de rodamientos. Tema Lubricación y montaje*, Moa.
9. **Benlloch María, J.** *Lubricantes y Lubricación Aplicada*. 1984.
10. **Bourbon, A. et al** *Characterization of galactomannans extracted from seeds of gleditsia triacanthos and sophorajaponica through shear and extensional rheology*.
11. **Chenlo et al.** *Rheological behavior of aqueous systems of tragacanth and guar gums with storage time*. Journal of Food Engineering. 32(6) 107-113, 2010.
12. **Castrol, 2012.** *Catálogo general de lubricantes*. Madrid.
13. **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.
14. **CUBALUB.** *Manual de productos CUBALUB Luricantes*.2008.

15. **Díaz, J.** *Documento de apoyo a la gestión de mantenimiento, para la selección y aplicación de lubricantes.* Valdivia, Chile, 2006.
16. **Dobrobolski, V y Zablonki, K.** *Elementos de máquinas.* Moscú, Editorial MIR, 1980.
17. **FAG.2014.** *Lubricación de rodamientos.* Sant Cugat del Valle, Barcelona: España.
18. **FAG.2007.** *Sealed FAG spherical roller bearings.* Alemania.
19. **Falk.** *Instrucciones de instalación y mantenimiento,* Milwaukee, 1995.
20. **Farías, J.** *Diseño e implantación de un plan de lubricación para máquinas y equipos.* Guayaquil, Ecuador (2008).
21. **García, A; González, G; García, M. 2007.** *Capacidad de carga estáticas en rodamientos. normalización y tendencias.* No.1.pág 31-38.
22. **Góngora, E. L.** *Modelación del Proceso de Enfriamiento del Mineral Laterítico en Cilindros Horizontales Rotatorios.* Moa(2013).
23. **González, G .2009.** *Nociones sobre la designación de rodamientos.* La Habana. Cuba: 2009.
24. **Hernández, F; Atxa, V. 2007.** *Aplicación de técnicas clásicas y avanzadas de procesamientos de vibraciones al diagnóstico de cojinetes. Análisis experimental.* La Habana, Cuba: Ingeniería Mecánica, Vol. I, pág. 71-82.
25. **Herrera, M. 2004.** *Desarrollo de un prototipo tribológico funcional para evaluar el desgaste por fatiga por contacto de rodadura.* México.
26. **NTN. 2004.** *Rodamientos de bolas y rodillos.*
27. **Linares, O.** *Tribología y mantenimiento proactivo, Fundamentos de la lubricación, fricción y el desgaste.* Boletín ASME, EE.UU, 2005.
28. **Malishev, A.** *Tecnología de los metales.* Moscú: Mir, 1975.
29. **MANG, T. & DRESEL, W:** *Lubricants and Lubrication,* 2da Ed, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. Germany, 2007.
30. **Nieto, A.** *Elementos de máquinas.* Castilla, La Mancha (2007).

31. **Orellana, J.** *Estudio de la lubricación para el ahorro de recursos en una empresa dedicada a la renta de grúas industriales.* Trabajo de graduación, Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2005.
32. **Rivero, G. 2010.** *Problemas endógenos de la explotación de la tecnología del rodamiento.* La Habana Cuba.
33. **Rivero, G; Tauler, J; Gaubeca, S. 2005.** *Modelación de las cargas de reacción en los apoyos de los árboles de la transmisión por tornillo sinfín.* La Habana, Cuba. No. 2, pág. 59-65.
34. **Palomino, E.** *La Medición y el Análisis de vibración en el diagnóstico de Máquinas Rotatorias.* Cuba, 1997.
35. **Peláez, C; Stachenco, E.** *Estudio del efecto del campo magnético en crudos parafínicos por cromatografía de gases de alta resolución.* Ecopetrol-ICP, 1999.
36. **Peña, R. 2015.** *Evaluación de la lubricación Hidrodinámica en el reductor de velocidad SC-103 perteneciente a la UBP preparación de Mineral de ECG.* Moa, Cuba. 2015.
37. **Pista, A.** *Manual de mantenimiento, ingeniería, gestión y organización.* 1993.
38. **Quintana, J; Martínez, F; Vázquez, Y; Ramírez, J. 2014.** *Estudio de factibilidad para optimizar frecuencia de reemplazo del lubricante en Grupo Electrógenos.* Granma, Cuba: Ciencias Técnicas Agropecuarias, Vol. 23, No. 3, pág 60-68.
39. **Reshetov, D.** *Elementos de Máquinas.* La Habana. Editorial Pueblo y Educación, 1985.
40. **Retirado, Y. 2012.** *Modelación Matemática del proceso de secado natural de las Menas Lateríticas.* Moa, Cuba. 2012.
41. **Richard, G; Keith, J; Rios, M. 2008.** *Diseño en ingeniería Mecánica de Shigle.* México. ISBN-10:970-10-6404-6.
42. **Rodríguez, Y. 2015.** *Influencia de la lubricación en la longevidad de rodamiento rígido de bolas 6208 bajo condiciones de trabajo variable.* Moa, Cuba. 2015.
43. **SKF. 2008** *Catálogo general.* Suecia.

44. **Shell.2011.** *Introducción a los lubricantes y a la lubricación.* Madrid. España.
45. **Reid, C; Sherwood, K.** *The properties of gases and liquids.* Mc. Graw-Hillbook Company, New York, 1966.
46. **Soca, J.** *Cálculo de Sistemas de Lubricación.* Universidad autónoma de Chapingo, (Leyva, 2013).
47. **Trujillo, G.** *Análisis de aceite* Parte I. Re-Diseño del Programa de Análisis de Aceite, Noria Latin América, León, México, 2007.
48. **Widman.** 2009. *Curva de viscosidad.* [En línea] 2009. [Citado el: 12 de enero de 2014.] <http://www.widman.biz>.
49. **Widman.** 2009. *Viscosidad de reductores.* [En línea] 2009. [Citado el: 12 de enero de 2014.] <http://www.widman.biz>.
50. **Zayas, E; Martínez, J.** *Tecnologías de fabricación y tecnología de máquinas.* Universidad politécnica de Cataluña, Barcelona, 2008.

ANEXOS

ANEXO 1

MOLINO DE BOLAS.



Anexo 2

Datos técnicos Pirómetro Testo 835-T2.

| | |
|-------------------------------|---|
| Temperatura de funcionamiento | -20 hasta +50 °C |
| Carcasa | ABS + PC |
| Tabla de emisividades | 20 valores memorizables |
| Puntero láser | Encendido / apagado |
| Norma | EN 61326-1:2006 |
| Garantía | 2 años |
| Señal alarma | acústica; óptica |
| Auto Off iluminación | 30 sec* |
| Auto Off instrumento | 120 sec* |
| Tipo de batería | 3 pilas tipo AA (o conexión USB al PC) |
| Autonomía | 25 h (habitualmente a 25 °C sin láser y sin iluminación) 10 h (habitualmente a 25 °C sin iluminación) |
| Tipo de pantalla | Pantalla con matriz de puntos |
| Memoria | 200 valor medido |
| Temperatura de almacenamiento | -30 hasta +50 °C |
| Peso | 514 g |

*desactivado durante la medición en continuo y con conexión USB

| Tipo K (NiCr-Ni) | |
|------------------|----------------------------|
| Rango | -50 hasta +1000 °C |
| Exactitud | ±(0,5 °C + 0,5 % del v.m.) |
| Resolución | 0,1 °C |

| Infrarrojo | |
|-----------------------|---|
| Rango | -10 hasta +1500 °C |
| Exactitud | ±2,0 °C o ±1 % del v.m. |
| Resolución infrarroja | 0,1 °C (-10,0 hasta +999,9 °C) 1 °C (+1000,0 hasta +1500,0 °C) |



Anexo 3

Datos técnicos de la cámara Termográfica Fluke Ti30.

| Especificaciones | | |
|------------------------------------|---|---|
| Especificaciones térmicas | Rango de temperaturas: Tipo de detector: Precisión: Precisión (de -10 a 0 °C): Repetibilidad: NETD: Resolución para la indicación de temperatura: | -10 a 250 °C (14 a 482 °F) Matriz de plano focal (FPA) de elemento térmico de 120 x 160 con microbolómetro no refrigerado ±2 % o ±2 °C +/- 3 °C ±1 % o ±1 °C (±2 °F), el mayor de ambos 200 mK 0,1 (°F o °C) |
| Óptica/IR | Rango espectral: Señalización del objetivo: Resolución óptica: Resolución óptica puntual: Punto mínimo para la medida del diámetro: Refresco de imágenes: Campo de visión (FOV): Campo de visión instantáneo (IFOV): | 7-14 micrones Láser de un punto (según los requisitos de IEC Clase 2 y FDA Clase II) 90:01:00 225:01:00 7 mm (0,27 pulg.) a 61 cm (24 pulg.) 9 Hz 17° horizontal x 12,8° vertical 1,9 mrad |
| Controles | Enfoque: Escala de temperaturas: Paletas de color: Modos de medida: Láser activado/desactivado: Control de ganancia: Control del nivel: LCD con retroiluminación: | Ajustable, 61 cm (24 pulg.) al infinito Grados °C o °F Gris, hierro (Ironbow) o arco iris (Rainbow) Automático, semiautomático o manual Incluido Incluido Incluido Controles de brillo, iluminación y apagado |
| Especificaciones operativas | Emisividad ajustable: Pantalla de cristal líquido: Temperatura de fondo reflejada: Temperatura de funcionamiento ambiente: Humedad relativa: Temperatura de almacenamiento: Capacidad de almacenamiento: Icono de láser activado: Icono de batería baja: Icono de paleta: Icono de modo de medida: Software de análisis térmico: Sistemas operativos para el PC: | 0,10 a 1,00 por 0,01 Tecnología TFT, optimizada para su uso en zonas de interior y exterior, 59 mm (2,3 pulg.) x 54 mm (2,1 pulg.) -50 a 460 °C (-58 a 860 °F) -10 a 50 °C (14 a 122 °F) 10 a 90 % sin condensación -25 a 70 °C (-13 a 158 °F) [sin baterías] 100 imágenes incluido incluido incluido incluido InsideIR (incluido) Microsoft® Windows® 98®, Windows 2000® o Windows XP® |
| Especificaciones eléctricas | Alimentación: Duración de la batería: Transferencia de datos: Dispositivo de almacenamiento: | 6 baterías AA (no incluidas) o paquete de batería recargable (incluido) Uso continuado mínimo de 5 horas Interfaz USB, tiempo de transferencia total de 30 segundos para 100 imágenes Memoria flash |
| Otras especificaciones | Montaje en trípode (rosca de 6,35 mm (1/4) 20 unc) Peso (con baterías): Protección anticaídas hasta: Garantía: Lugar de fabricación: Prueba de impactos: Prueba de vibraciones: EMC: | 1 kg (2,2 libras) 0,5 m (20 pulg.) 1 año (sólo en EE.UU., para el resto de países la duración de la garantía puede diferir) Estados Unidos 30G, IEC 68-2-29 2.5G, IEC 68-2-6 EN 61326-1 |

Anexo 4

Datos técnicos del Vibrómetro PCE-VT1100.

Especificaciones técnicas del vibrómetro PCE-VT 1100

| Parámetros | Rango de medición | Rango de frecuencia |
|----------------|---|---------------------|
| Aceleración | 0,01 ... 199,9 m/s ² máxima | 10 Hz ... 1 KHz |
| Velocidad | 0,01 ... 199,9 mm/s RMS | 10 Hz ... 1 KHz |
| Desplazamiento | 0,001 ... 1,999 mm Peak-Peak | 10 Hz ... 500 Hz |
| Precisión | ±5 %, ±2 dígitos (20 Hz ... 1 KHz) ±10 %, ±2 dígitos (10 Hz ... 20 Hz) | |
| Alimentación | 2 x pilas de litio CR2032 | |
| Dimensiones | 150 x 22 x 18 mm | |
| Peso | 55 g | |

Anexo 5

Informe de mediciones de vibraciones.

Unidad Básica de Mantenimiento

Dpto de Prog. y Ctról/ Grupo Mtto por
Diagnóstico

teléfono: 24 615377

Distribución:
01/2017

ATTE: ALFONSO ENRIQUE DELFINO

ASUNTO: Medición de valores globales de vibración en velocidad (mm/s) de la transmisión del Molino #1. Planta de Secaderos.

Valores de mediciones del molino ML-201.

Motor

Piñón

| | Punto 1 | Punto 2 | | Punto 7 | Punto 8 |
|-------------------|-----------------|----------------|--|----------------|----------------|
| Vertical | 2,2 mm/s | 3,0 mm/s | | 2,5 mm/s | 1,5 mm/s |
| Horizontal | 3,1 mm/s | 4,5 mm/s | | 3,2 mm/s | 3,3 mm/s |
| Axial | 7,2 mm/s | 2,1 mm/s | | 2,8 mm/s | 2,2 mm/s |

Los niveles de vibraciones globales de 7,2 mm/s en la axial del punto #1 del motor se debe a la no estabilidad del centro magnético del rotor que puede estar asociado a un ligero desalineamiento angular.

José Peña Padroza
Esp. Mtto. Grupo Diagnóstico

Anexo 6

Carta de Severidad.

| | | | | | | | | v r.m.s. mm/s | v r.m.s. inch/s | Velocidad Vibración 10 - 1000 Hz (2 - 1000 Hz $n > 600$ 1/min $n > 120$ 1/min) |
|---|----------|--------------------------|----------|---|----------|--|----------|--------------------|--------------------|--|
| | | | | | | | | 11 | 0.433 | |
| | | | | | | | | 7.1 | 0.280 | |
| | | | | | | | | 4.5 | 0.177 | |
| | | | | | | | | 3.5 | 0.138 | |
| | | | | | | | | 2.8 | 0.110 | |
| | | | | | | | | 2.3 | 0.091 | |
| | | | | | | | | 1.4 | 0.055 | |
| | | | | | | | | 0.71 | 0.028 | |
| rígida | flexible | rígida | flexible | rígida | flexible | rígida | flexible | Fundación | | |
| Bombas > 15 kW radial, axial, diagonal | | | | Máquinas medianas 15 kW < P ≤ 300 kW | | Máquinas Grandes 300 kW < P < 50 MW | | Tipo de Máquina | | |
| Acople directo | | Eje intermedio / Poleas. | | Motores 160 mm ≤ H < 315 mm | | Motores 315 mm ≤ H | | | | |
| Grupo 4 | | Grupo 3 | | Grupo 2 | | Grupo 1 | | Grupo | | |

| | | |
|--|---|------------------------------------|
| | A | Puesta en operación recientemente. |
| | B | Operación para largo plazo. |
| | C | Operación para corto plazo |
| | D | Vibración causando daños |

Anexo 7

Datos generales.

$$Z_1 = 36$$

$$m = 8,2$$

$$i = 4,42$$

$$n_1 = 720 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 162,89 \text{ min}^{-1}$$

$\gamma\omega = 20^\circ$ para transmisiones sin corregir

Diámetro primitivo

Velocidad circunferencial

$$Z_2 = Z_1 * i$$

$$v_{c1;2} = \frac{\pi * d_{\omega_{1;2}} * n_{1;2}}{60 * 10^3}$$

$$Z_2 = 159$$

$$v_{c1} = 11,123 \text{ m/s}$$

$$d_{\omega_1} = m * Z_1$$

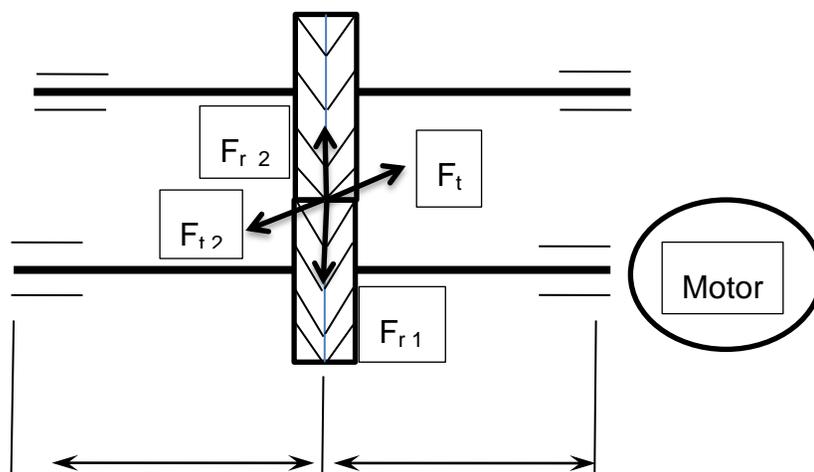
$$v_{c2} = 11,114 \text{ m/s}$$

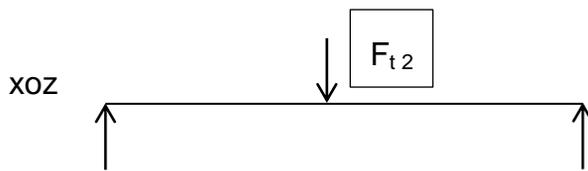
$$d_{\omega_1} = 295,2 \text{ mm}$$

$$d_{\omega_2} = m * Z_2$$

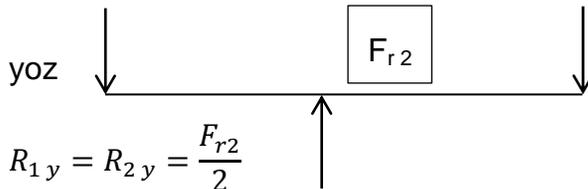
$$d_{\omega_2} = 1\,303,8 \text{ mm}$$

Análisis de los árboles como vigas simplemente apoyadas





$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_{t2}}{2}$$



$$R_{1y} = R_{2y} = \frac{F_{r2}}{2}$$

Rodamiento 23056

$$Mt = \frac{N}{\omega} \quad \omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = 75,36 \text{ s}^{-1}$$

$$Mt = 10\,615\,711 \text{ N mm}$$

$$F_{t1} = \frac{2Mt}{d_{\omega 1}} = 71,922 \text{ kN}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \vartheta \omega = 26,177 \text{ kN}$$

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_{t1}}{2} = 35,961 \text{ kN}$$

$$R_{1y} = R_{2y} = \frac{F_{r1}}{2} = 13,088 \text{ kN}$$

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 38,268 \text{ kN}$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a$$

$$Y_1 = 2,9$$

$$F_a = 2 \text{ kN}$$

$$P = 44,1 \text{ kN}$$

Rodamiento 22244

$$Mt = \frac{N}{\omega} \quad \omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = 17,049 \text{ s}^{-1}$$

$$Mt = 46\,923\,573 \text{ N mm}$$

$$F_{t2} = \frac{2Mt}{d_{\omega 2}} = 71,979 \text{ kN}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \vartheta \omega = 26,198 \text{ kN}$$

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{F_{t2}}{2} = 35,989 \text{ kN}$$

$$R_{1y} = R_{2y} = \frac{F_{r2}}{2} = 13,099 \text{ kN}$$

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 38,299 \text{ kN}$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a$$

$$Y_1 = 2,5$$

$$F_a = 2 \text{ kN}$$

$$P = 43,3 \text{ kN}$$

Anexo 8

Consulta del término Lubricacional.

De: "consu9" <consu9@rae.es>

Para: "Amauris Gilbert Hernández" <aghernandez@ismm.edu.cu>

Enviados: Miércoles, 5 de Abril 2017 6:42:37

Asunto: consulta RAE | léxico | Lubricacional

En relación con su consulta, nos complace remitirle la siguiente información:

No todos los posibles derivados están recogidos en el diccionario académico con artículo propio, pues muchas veces su significado es fácilmente derivable de la unión de los elementos que lo componen; en su ejemplo, el sufijo *-al*, que forma adjetivos relacionales, y el sustantivo *lubricación*, que sí están registrados en la vigente edición del diccionario académico:

-al. (Del lat. *-ālis*). suf. 1. En adjetivos, indica generalmente relación o pertenencia. *Ferrovial, cultural*. [...]

El sufijo *-al* es muy productivo en español para crear adjetivos relacionales a partir de sustantivos (*catastral, secretarial, espectral*, etc.). Por tanto, el adjetivo *lubricacional* está bien formado (es morfológicamente correcto) y significaría ‘perteneciente o relativo a la lubricación’. Ahora bien, es un adjetivo que tiene muy poca tradición de uso en español, como demuestra el hecho de que no se documente en los bancos de datos académicos, accesibles en nuestra página electrónica. En su lugar se suele emplear la expresión pluriverbal *de la lubricación*.

Reciba un cordial saludo. Departamento de «Español al día»
Real Academia Española