

**REPÚBLICA DE CUBA  
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA  
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”  
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA**

**Tesis en opción al Título de Ingeniero Mecánico**

Insuficiente conocimiento de las causas que provocan la rotura prematura por fallas del accionamiento mecánico de la Unidad Empresarial Planta de Secaderos de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”

**Autor:** Liván Viñals Montero

**Tutor:** M. Sc. Yorlandis Oliveros Blanco

**Moa/ 2017**

**“Año 59 de la Revolución”**

# DEDICATORIA

*Este trabajo va dedicado a las dos personas más importantes de mi vida: mis padres porque sin ellos esto no sería posible, ya que se esforzaron para que pudiera cumplir mis sueños para ellos este regalo. Los quiero mucho.*

# AGRADECIMIENTOS

*Agradecer a Dios nuestro señor por darme la oportunidad de ser un profesional en esta vida.*

*A María Montero Herrera por saber estar a mi lado y luchar por que se cumpliera este sueño, gracias Mamá ^.*

*A mi padre Belarmino Viñals García porque me dio todo su apoyo para que pudiera seguir adelante.*

*A mi novia María Matos Velázquez que siempre me dio de su apoyo tanto como de su amor y afecto.*

*Agradecer a mi tutor Yorlandis Oliveros Blanco por estar a mi lado durante la realización de mi trabajo y brindarme desinteresadamente su experiencia tanto práctica como teórica y confiar en mí aun cuando hubo personas que no lo hicieron.*

*A mis amigos que soportaron mis malos y buenos momentos y no me abandonaron.*

*A los profesores y amigos que también me ayudaron y confiaron para que yo lograra mi objetivo principal.*

# *PENSAMIENTO*

*^Todos somos ignorantes pero no  
todos ignoramos lo mismo ^*

*Albert Einstein*

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Yo: Liván Viñals Montero

Autor de este trabajo, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. "Antonio Núñez Jiménez", el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

.....

**Liván Viñals Montero**

.....

**M. Sc. Yorlandis Oliveros Blanco**

## **RESUMEN**

En el presente trabajo se realizó el diseño y mantenimiento de un reductor de velocidades que se encuentra en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, el mismo se encarga del accionamiento del transportador de banda. El objeto de este trabajo es el diseño y mantenimiento del reductor de velocidad del transportador de banda. Se realiza un establecimiento de la sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio, así como el desarrollo de la metodología de cálculo para el diseño y mantenimiento de dicho reductor. Se decidió diseñar de acero 40X ya que este acero posee características ideales para este tipo de reductor de velocidades. Por último se realizó el análisis de uno de los elementos del reductor de velocidades mediante el sistema de software CAD, comprobándose que la transmisión resiste los esfuerzos a los que esta sometidos.

## **SUMMARY**

In the present work the design and maintenance of a speed reduction gearbox was carried out in the company Comandante Ernesto Che Guevara, it is in charge of the drive of the belt conveyor. The purpose of this work is the design and maintenance of the speed reduction gearbox of the belt conveyor. An establishment of the systematization of the knowledge and theories related to the object of study is carried out, as well as the development of the calculation methodology for the design and maintenance of said reducer. It was decided to design 40X steel since this steel has ideal characteristics for this type of speed reduction gearbox. Finally, the analysis of one of the elements of the speed reduction gearbox was done through the CAD software system, proving that the transmission resists the efforts to which is are subjected.

## Contenido

INTRODUCCIÓN .....	1
Capítulo 1. MARCO TEÓRICO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN ....	5
1.1. Introducción .....	5
1.2 Estado del arte sobre los transportadores de bandas.....	5
1.3. Aspectos generales de los transportadores de banda .....	6
1.3.1. Resistencias en los trasportadores de banda .....	7
1.3.2. Velocidad de movimiento de la banda .....	7
1.3.3. Teoría de la transmisión del esfuerzo a la banda .....	9
1.3.4. Fuerza de tracción .....	9
1.3.5. Órganos de tracción .....	10
1.3.6. Partes componentes de los transportadores de banda .....	10
1.4. Característica de los reductores .....	11
1.5. Mantenimiento de los transportadores de banda.....	12
1.5.1. Tipos de mantenimiento .....	12
1.5.2. Organización del mantenimiento preventivo .....	14
1.5.3. Sistema y conceptos básicos del MPP .....	16
1.6. Conclusiones del capítulo .....	17
CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS .....	18
2.1. Introducción.....	18
2.2. Propiedades del material .....	18
2.3. Metodología del cálculo del transportador de banda .....	19
2.3.1. Comprobación de la posibilidad de transportación .....	21
2.3.2. Capacidad volumétrica .....	21
2.3.3 Determinación del ancho de banda necesario.....	21
2.3.5. Normalizar el valor del ancho de banda .....	22
2.3.6. Recalcular la velocidad por las expresiones siguientes.....	22
2.3.7 Preselección de la banda .....	22
2.3.8. Determinación de los pesos lineales .....	23
2.3.10. Distribución de tensiones.....	25
2.3.11 Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador.....	27
2.3.12 Determinación de la potencia del accionamiento y el motor.....	27
2.3.13 Selección del motor .....	28
2.3.14 Dimensiones de las tamboras.....	29
2.3.15. Selección de la transmisión .....	29

2.3.16. Comprobación de la resistencia de la banda .....	30
2.3.17. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda.....	30
2.3.18. Radios de curvatura en los cambios de dirección de la banda.....	31
Características del material utilizado para el diseño de la rueda dentada .....	32
2.4. Metodología de cálculo del engranaje .....	32
2.4.1. Tipo de engranaje a emplear .....	32
2.4.2. Coeficiente de extremo (recubrimiento).....	32
2.4.3. Cálculo del momento torsor .....	33
2.4.4. Cálculo de la tensión admisible por contacto.....	34
2.4.5. Cálculo del número sumario de dientes $Z_{\Sigma}$ .....	35
2.4.6. Cálculo de resistencia a la flexión.....	35
2.4.7. Cálculo de la tensión admisible a la flexión .....	36
2.5. Parámetros geométricos de la transmisión .....	37
2.7. Metodología de cálculo del árbol .....	39
2.7.1. Diseño preliminar.....	39
2.7.3. Cálculo de los momentos (flexión y torsión) .....	40
2.7.4. Cálculo aproximado o de proyecto .....	40
2.7.5. Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa .....	41
2.8. Mantenimiento del transportador de banda.....	41
2.8.1. Extracción de mecanismos de estructura fija.....	41
2.8.2. Determinación del estado técnico en mantenimiento preventivo planificado .....	42
2.8.3. Determinación del ciclo de mantenimiento .....	43
2.8.4. Período del ciclo de reparación.....	43
2.9. Conclusiones del capítulo .....	43
CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	44
3.1. Introducción .....	44
3.2. Parámetros del transportador de bandas.....	44
3.2.1. Tamaño medio de la partícula .....	44
3.2.2. Capacidad volumétrica .....	44
3.2.3. Capacidad de transportación.....	44
3.2.4. Cálculo del ancho de la banda.....	45
3.2.4. Peso lineal .....	45

3.2.4.1. Peso de los rodillos superiores .....	45
3.2.4.2. Peso de los rodillos inferiores .....	45
3.2.5. Determinación de la potencia del motor .....	45
3.2.6. Diámetro de la tambora motriz.....	45
3.2. Parámetros del transportador de bandas.....	45
3.3. Cálculo de los parámetros de la rueda dentada.....	46
3.3.1. Transmisión del reductor de velocidades .....	46
3.4. Tensión a contacto del engranaje .....	47
3.4.1. Distancia entre centros .....	47
3.4.2. Tensión a contacto .....	47
3.5. Número de dientes de la rueda dentada del reductor .....	47
3.6. Comprobación a flexión del engranaje.....	48
3.7. Parámetros geométricos .....	48
3.7.1. Altura del diente.....	48
3.7.2. Altura de la cabeza del diente.....	48
3.7.3. Diámetro de la circunferencia primitiva .....	48
3.7.4. Diámetro de la circunferencia exterior .....	49
3.9. Diámetros de salida de los árboles .....	53
3.10. Momento flector máximo.....	54
3.11. Momento equivalente.....	54
3.12. Diámetro de la sección peligrosa .....	54
3.13. Mantenimiento preventivo planificado.....	54
3.14. Eficiencia obtenida al efectuar la defectación .....	55
3.15. Período entre dos reparaciones.....	55
3.16. Período del ciclo de reparación.....	55
3.17. Valoración económica.....	55
3.18. Impacto medio ambiental y riesgos.....	56
2.19. Conclusiones del capítulo .....	57
CONCLUSIONES GENERALES .....	59
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA .....	60
RECOMENDACIONES .....	61
ANEXOS.....	62

## INTRODUCCIÓN

Con el pasar de los años nuestro país se ha visto en la necesidad de modernizar todas las industrias, esto con el objetivo de ahorrar energía eléctrica; por esta razón se ha venido trabajando en la introducción de nuevas técnicas y nuevos equipos en la rama del transporte para así, tener un ahorro de combustible considerable, es decir, disminuir importación e introducir mejoras en la calidad de una instalación. La explotación de los equipos de transporte es de gran importancia para la economía de nuestro país. Esta labor se logra teniendo los equipos diseñados según los parámetros técnicos correctos, así como, garantizando un buen funcionamiento para en condiciones de trabajo óptimas. Especial importancia tiene el transporte de mineral por medio de los transportadores de banda en la planta de secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" de Moa.

Los requerimientos en la transportación de grandes volúmenes de producción han hecho que los transportadores continuos se constituyan en los elementos más adecuados para mover material a granel, principalmente cuando se trata de grandes distancias y tonelajes. En los últimos años, en la Unidad Empresarial Planta de Secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" se vienen presentando algunas deficiencias asociadas al funcionamiento de los transportadores de banda empleados en esta unidad. Estas deficiencias están asociadas entre otras, al incorrecto diseño/determinación de los parámetros tecnológicos de estos equipos; y es, que estos indicadores una vez determinados no se comprueban correctamente. Por demás, se evidencia insuficiente garantía de piezas de repuesto e insumos para mantener un buen nivel de fiabilidad de las partes y piezas que componen estos equipos. También, se refieren irregularidades en la alimentación del mineral a la banda, así como, sobreconsumos energéticos. Por tales razones se pretende realizar una detallada revisión bibliográfica que contribuya a enriquecer los conocimientos existentes en esta rama del saber, todo ello con el objetivo de incorporar nuevos argumentos que permitan conocer con mayor profundidad la interrelación entre parámetros tales como: ancho de banda,

productividad, potencia de accionamiento, entre otros. Estas labores se realizarán haciendo énfasis en el consumo racional de la energía eléctrica, así como en la correcta utilización de la capacidad de carga de estos equipos. El enfoque de una posible racionalización bajo criterios energéticos permite contribuir a que tengamos un futuro seguro, esto, es producir energía y usarla sosteniblemente bajo concepciones económicas, sociales y medio ambientales. Los transportadores de banda de la industria cubana del níquel están subutilizados a causa de dificultades en su diseño y selección, provocando grandes pérdidas de energía e incremento del valor de la inversión (Loyola, 2002). El accionamiento de los transportadores de banda analizados se realiza con motores asíncronos de rotor cortocircuitado (Vasilievetal, 2006; Vasilievetal, 2008). La potencia instalada por concepto de transportadores de banda en la ECECG es de 2 880 kW. En trabajos realizados por Loyola (2002); Sierra (2005); Núñez (2007) se ha determinado, que la potencia real necesaria en esta unidad es de sólo 1 035 kW, lo que significa un 36 % por debajo de la potencia nominal instalada en estos equipos. Según Sánchez (2007) y Caraballo (2007) la potencia real necesaria es de 801 kW, valor que equivale al 89,1% de la potencia real instalada. Para la ECECG las pérdidas de energía en los motores asíncronos de accionamiento alcanzan valores de hasta 3 419 010 kW/año. Considerando lo antes referido puede afirmarse, que hoy en día, es una necesidad la racionalización energética del acarreo del mineral laterítico cubano por medio de transportadores de banda, objeto que en gran medida ocupa la presente investigación.

### **Situación problemática**

En la planta de secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" se están presentando frecuentes irregularidades debido a las reiteradas averías en el reductor de velocidad del transportador de banda ubicado en la Unidad Empresarial Planta de Secaderos de esta entidad. Estas averías son ocasionadas entre otras, por el excesivo desgaste desarrollado en la superficie de los dientes de la rueda dentada de este equipo, efecto que por demás, está aparejado al deficiente mantenimiento aplicado en el equipo. Esta situación ha

provocado, que la eficiencia del engranaje disminuya considerablemente transmitiendo así, una potencia inferior a la necesaria en el transportador. Las frecuentes detenciones producidas a causa de las averías en el reductor ocasionan cuantiosas pérdidas económicas a la empresa, así como, descontento en los trabajadores. Finalmente se ha de referir, que producto de estas acciones muchas de las piezas sustituidas en el reductor van a parar a los basureros de la zona afectando así, al medio ambiente.

### **Problema**

Insuficiente conocimiento de las causas que provocan la rotura prematura por fallas del accionamiento mecánico de la Unidad Empresarial Planta de Secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara".

### **Objeto de estudio**

Transportador de banda ubicado en la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" de Moa.

### **Objetivo General**

Diseñar y proponer estrategias que posibiliten aumentar la resistencia mecánica de los dientes del reductor de velocidad del transportador de banda perteneciente a la planta de secaderos de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, asegurando, así, la disminución de las continuas averías en este equipo.

### **Campo de acción**

Cálculo de los parámetros del transportador de bandas.

### **Objetivos específicos**

Cálculo de los parámetros del transportador de bandas de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

Cálculo de los parámetros del reductor de velocidades perteneciente al transportador de bandas.

Proponer el mantenimiento requerido para el transportador de bandas.

### **Hipótesis**

Si se desarrolla un adecuado cálculo de los parámetros del transportador de bandas y del reductor de velocidad pertenecientes a la Unidad Empresarial

Planta de Secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" entonces, será posible incrementar la resistencia mecánica de los dientes asegurando, así, la disminución del desgaste y con ello las frecuentes averías a la que están expuestos estos equipos.

### **Tareas de investigación**

1. Análisis del estado del arte en el campo del transporte de minerales.
2. Comprobación de los parámetros del transportador de bandas.
3. Cálculo de los parámetros del reductor de velocidades.
4. Identificación de las causas que producen la rotura.
5. Realización del análisis y valoración de los resultados.

## **Capítulo 1. MARCO TEÓRICO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.1. Introducción**

En la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" de Moa existen transportadores de bandas. Estos equipos acarrearán alrededor de 8 t/h promedio de material, con un esquema combinado de transporte. Investigaciones realizadas con los transportadores muestran irregularidades en la explotación de estos equipos. Estas irregularidades están asociadas entre otras, a la capacidad de carga, y la potencia de accionamiento de estos equipos. Llama la atención el hecho de que a los transportadores instalados en la Unidad Empresarial Planta de Secaderos no les llega el volumen de materia prima necesaria para el procesamiento de la misma. Dado el rol que tienen estos equipos dentro del proceso productivo de esta empresa, y sabiendo que existe una perspectiva inmediata de incrementar la utilización de estos se hace necesario profundizar en las particularidades que refieren su diseño, y posterior explotación.

El objetivo del presente capítulo consiste en exponer los fundamentos teóricos que refieren el diseño y el mantenimiento de transportadores de banda, así como los procedimientos de cálculo establecidos para la obtención de los parámetros tecnológicos y de explotación de estos equipos.

### **1.2. Estado del arte sobre los transportadores de bandas**

El transporte de productos o materias primas mediante bandas transportadoras surge aproximadamente desde el año 1795. Las primeras instalaciones de transporte se realizaron sobre terrenos relativamente planos, o situados a cortas distancias. La primera banda transportadora era muy primitiva y no calificada como exitosa, pero su inventiva incentivó a los ingenieros a considerar los transportadores como rápidos, económicos y seguros para mover grandes volúmenes de materia prima entre dos o más puntos alejados entre sí. Durante los años 20, la instalación de la compañía H.C.Frick demuestra que los transportadores de bandas pueden trabajar sin ningún problema a largas distancias. Esta instalación se realizó bajo tierra desde una mina recorriendo casi 8 kilómetros. La cinta o banda transportadora consistía de múltiples

pliegues de algodón de pato con cubierta de goma natural, que eran los únicos materiales utilizados en esos tiempos para su fabricación. Más tarde se fueron perfeccionando todas estas máquinas, así como sus metodologías de cálculo. Actualmente existen una gran cantidad de fabricantes de transportadores en el mundo, muchos de ellos afiliados a CEMA (*Conveyrs Equipment, Manufacturing Association*), organismo que busca estandarizar el diseño, manufactura y aplicación de los transportadores. En el país existen diferentes instalaciones de gran complejidad en el acarreo del mineral laterítico. Para las que existen programas digitales controlados por computadoras y autómatas programables que son capaces de determinar los parámetros tecnológicos y así como posibles averías en los transportadores.

### **1.3. Aspectos generales de los transportadores de banda**

Las cintas transportadoras se usan principalmente para transportar materiales granulados, agrícolas e industriales, tales como cereales, carbón, minerales, aunque, también se pueden usar para transportar personas en recintos cerrados por ejemplo, en grandes hospitales y ciudades sanitarias. A menudo se emplean bandas para cargar o descargar buques cargueros o camiones; para transportar material por terrenos inclinados se usan unas secciones llamadas cintas elevadoras. Existe una amplia variedad de cintas transportadoras que difieren en su modo de funcionamiento, medio y dirección de transporte. En este grupo se incluyen los transportadores de tornillo, sistemas de suelo móvil (se usan planchas oscilantes para mover la carga), y transportadores de rodillos (se usan una serie de rodillos móviles para transportar cajas palés). En los transportadores de rastrillo la banda consiste en una o más capas de material. Muchas bandas para manejo de materiales tienen dos capas, una capa inferior de material para proveer fuerza lineal y forma llamada carcasa, y una capa superior llamada cubierta, la carcasa es generalmente de algodón o plástico o de malla; la cubierta está integrada por distintos compuestos de plástico o hule, especificados por el uso de la banda. Las cubiertas pueden ser fabricadas de materiales menos comunes para aplicaciones especiales tales como el uso de silicón en caliente o goma de

caucho donde la tracción es esencial.

### **1.3.1. Resistencias en los transportadores de banda**

Las resistencias específicas producidas en los transportadores de banda son de diferentes géneros: resistencia en los puntos de carga, de fricción entre los materiales a transportar y las guarderas en la zona de carga, de fricción en la descarga con raspador, de fricción del dispositivo de limpieza y a la deflexión de las correas en los tambores. Estas resistencias se consideran a través de un coeficiente C igual 1,09 al considerar la resistencia total para un transportador de banda con más de 1000 m (Lauhoff, 2005).

En Antoniak, (2003) se establece que la resistencia en los rodillos de apoyo disminuye en la medida que aumenta la tensión de la banda al tiempo, que se define una expresión en función de la velocidad de la banda.

La utilización de nuevas tecnologías y materiales como los rellenos nano estructurales en la banda del transportador, permite perfeccionar las características operacionales del transportador como la fricción y el consumo de energía, así como mejorar los parámetros del material de la banda, como es la inflamabilidad o con respecto al desgaste y deterioro en diferentes aplicaciones Falkenberg y Overmeyer, (2009).

La inercia en un transportador de banda (medida de la resistencia al movimiento) la definen los siguientes factores: la variación de la carga al alterarse la alimentación del mineral al transportador, la regulación de la velocidad de la banda, el arranque y frenado del transportador, y la inversión del sentido de movimiento de la banda. Las principales resistencias en un transportador son: la alineación y la flexión de la banda entre rodillos y en los cambios de pendiente.

### **1.3.2. Velocidad de movimiento de la banda**

Según Shubin y Pedre (1986), la velocidad de la banda recomendada para descarga por el tambor cabezal se establece para distintos tipos de carga y ancho de banda (B). Para valores de B= 400 mm la velocidad se toma de 0,80 a 2,00 m/s; hasta B = 1200 a 1600 mm la velocidad se toma de 0,80 a 4,00 m/s. En este caso, para la determinación de la velocidad de la banda hay que

considerar el grado de movilidad de las partículas de la carga a granel o por piezas; en este punto es importante considerar la relación entre el ángulo de talud estático, y el ángulo del talud dinámico de la carga transportada. Según Tarasov (1986) el aumento de la velocidad de la banda implica un incremento en el desgaste de la misma, principalmente en los apoyos de rodillos y tambores; también, las dimensiones de las partículas de la carga y el ángulo del talud dinámico. La elección de la banda tiene que corresponderse con los gastos reducidos mínimos. Siempre que sea posible, se ha de escoger el ancho de banda más estrecho para la máxima velocidad recomendada, que será a su vez la velocidad más económica de funcionamiento.

Según Zelienskii (1986) la velocidad de la banda se establece según la serie o estandarización siguiente: 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3. Estos valores se pueden seleccionar con margen de hasta un 10 %. Los valores de velocidad recomendados por este autor se reflejan en la tabla que aparece a continuación.

Tabla1.1 Valores de velocidad de la banda recomendados según Zelienskii (1986)

B	400	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
V	1-1,6	1-2,5	1-3,15	1-4,0	1-4,0	1-5,0	1,25-5,0	

Polanco (1999) plantea que la productividad en un transportador calculada puede obtenerse en función de la variación de la velocidad y el ancho de la banda. Se puede obtener la productividad deseada con un valor de ancho de banda que sea relativamente pequeño y un alto valor de velocidad, lo que implica poco costo del transportador, pero un gran desgaste de la banda o al revés. La velocidad máxima se toma según el movimiento estable de la banda, el desgaste y la vibración de la misma y los rodillos, la trituración del mineral durante la carga y la descarga. Cuando la carga es en granos se determina por los golpes peligrosos de los granos sobre la banda a su paso por los rodillos. Para anchos de banda de 1 000, 1 200, 1 600, 2 000 y hasta 2 400 mm, la velocidad de movimiento de la banda se puede tomar hasta 7 m/s.

Según Vasiliev y Nicolaiev (2003) la velocidad de movimiento de la banda se escoge en función del ancho de la banda y del tamaño de los pedazos del

material transportado. Estos valores de velocidad de la banda están tabulados. Para B entre 650 y 800 mm la v se escoge de 1,0 a 2,0 m/s, de 1 000 a 1 200 mm la v se toma 1,25 a 3,15 m/s y en algunos casos hasta 4,0 m/s, y para B de 1 400 a 1 800 mm la v se toma de 1,6 a 4,0 m/s y puede llegar hasta 5,0 m/s en algunas ocasiones. En todos los casos los mayores valores de v son para las partículas que se transportan con tamaños grandes.

Según Sierra y Feliú (2007) durante la selección de la velocidad hay que considerar también la altura de caída del material sobre la banda en los puntos de alimentación.

### **1.3.3. Teoría de la transmisión del esfuerzo a la banda**

La transmisión del esfuerzo de tracción por el tambor motor a la banda se basa en la fricción entre ambos, conocida como teoría de Euler. En esta nueva teoría la condición fundamental de la transferencia del esfuerzo mediante la fricción es la ausencia del patinaje de la banda sobre el tambor. Cuando la banda se desplaza por un perfil inclinado hacia abajo, el motor trabaja en régimen de frenado o regenerativo, y la tensión máxima está ubicada en la salida del tambor motor. El valor del coeficiente de cohesión de la banda con el tambor depende del estado y calidad de la cubierta de los mismos, así como la presión entre éstos; también influye en gran medida del estado de la atmósfera externa principalmente de la humedad y el polvo del ambiente.

### **1.3.4. Fuerza de tracción**

El esfuerzo de tracción generado en los transportadores de banda determina la potencia del accionamiento del transportador de banda. Para aumentar la productividad y la fiabilidad del transportador es necesario no sólo elegir el valor óptimo de la velocidad nominal, sino también, reducir la duración de los períodos transitorios de su accionamiento. Durante estos períodos existe un considerable consumo de energía, más acentuado en los transportadores con arranque y paradas frecuentes con accionamientos de motores eléctricos de rotor cortocircuitado, así como en los transportadores con altas productividades y alta masa volumétrica del material transportado.

### **1.3.5. Órganos de tracción**

Para garantizar una operación segura, duradera, y económica de la máquina transportadora el órgano de tracción debe de satisfacer los siguientes requisitos: gran flexibilidad ( lo que le permitirá el doblado en tamboras, poleas y catalinas de pequeño diámetro), alta resistencia unida a un pequeño peso propio (tecnología simple para producción masiva), bajo costo, gran durabilidad y pocos desgaste en condiciones difíciles de trabajo (polvo abrasivo, humedad, gases, altas temperaturas), facilidad para la fijación del órgano portador de la carga y los elementos de apoyo, facilidad y seguridad para la fijación del órgano portador de la carga y los elementos de apoyo, facilidad y seguridad en la transmisión de la fuerza, así como, la poca deformación bajo cargas de trabajo. Como órgano de tracción flexible suelen emplearse en las máquinas transportadoras las cintas y cadenas de diferentes tipos, y en algunos casos, cables de acero. Las ventajas de la cinta transportadora son las siguientes: cumple la función de elemento portador de la carga y de órgano de tracción simultáneamente, poco peso, construcción sencilla y de fácil explotación, admite altas velocidades, no hay desgaste en las articulaciones.

### **1.3.6. Partes componentes de los transportadores de banda**

Las máquinas transportadoras con órgano de tracción flexible pueden ser divididas en varias partes o elementos comunes a todas ellas. Desde el punto de vista de las partes componentes de un transportador de bandas son:

1. Elemento portador de la carga: recibe directamente el material y lo conduce a lo largo del recorrido de transportación.
2. Órgano de tracción: transmiten el movimiento al elemento portador de la carga.
3. Dispositivos de apoyo en forma de rolletes, ruedas, rodillos, etc.
4. Dispositivo de atesado: garantiza la tensión inicial del órgano de tracción
5. Unidad propulsora: comunica el movimiento al órgano de tracción.
6. Estructura para el soporte de las partes y componentes de la máquina: incluye los dispositivos para el desvío y cambio de dirección del órgano de tracción.

Las características constructivas de las partes mencionadas, determinan en gran medida la estructura del transportador. Estas características desempeñan un papel fundamental el tipo y el diseño del órgano de tracción. En algunas máquinas, por ejemplo, en los conductores de bandas y algunos conductores de cadena, el órgano portador de la carga y de tracción coinciden, y la carga es conducida directamente sobre el órgano de tracción, o sea, la banda o cadena.

#### **1.4. Característica de los reductores**

Los reductores son mecanismos que sirven para deducir las velocidades angulares y elevar el momento de torsión; estos ejecutan como conjuntos sueltos. Los reductores de velocidad tienen numerosos usos, sobre todo, en la construcción de máquinas elevadoras y transportadoras, la construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química y construcción naval. A pesar de que la transmisión por engranajes puede ser utilizada como una transmisión independiente o intercambiable, es indiscutible que los engranajes lubricados aumentan su valor de uso al ser alojados en una armazón rígida, portante de cojinetes para los árboles y hermética al polvo; y que semejante disposición incrementa su fiabilidad, la capacidad de carga, la facilidad de montaje y sus propiedades de intercambiabilidad (Lezana, 1996).

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

Muchas veces en la práctica tradicional, las empresas han seleccionado las transmisiones por engranajes en función de que fueran estas necesarias para sus producciones básicas y dispusieran del equipamiento tecnológico requerido. Sin embargo, la fabricación de los engranajes y las exigencias de explotación al nivel actual requiere de conocimientos y tecnologías especiales. Con ello no solo, mejoran el nivel técnico de sus productos, sino que se eliminan de los talleres una producción marginal y pocos costos.

Los parámetros fundamentales de los reductores están estandarizados, esencialmente los coeficientes de anchura de los reductores y la relación de transmisión. A continuación se destacan las características de los reductores.

Un reductor de una etapa cilíndrico es fiable y se emplea en un amplio diapasón de potencias pero las relaciones de transmisión  $u \leq 8 \leq 10$ . Los reductores coaxiales son muy cómodos cuando se desea emplear una línea de árboles de los mecanismos a unir, sus inconvenientes son: Incremento de las medidas exteriores, como resultado de tener que establecer los cojinetes en un eje geométrico. Altos torques en el eje intermedio y altos momentos flectores por el tamaño del árbol intermedio. Dificultad de utilizar efectivamente la capacidad de carga de las ruedas del escalón rápido, debido a la igualdad de la distancia inter centros entre el escalón lento y rápido.

### **1.5. Mantenimiento de los transportadores de banda**

Es necesario el conocimiento del tipo de mantenimiento que le corresponde a los transportadores de banda, para poder brindar un buen servicio de mantenimiento y de esta forma mantener los parámetros técnicos de funcionamiento de este.

#### **1.5.1. Tipos de mantenimiento**

Tradicionalmente, se han distinguido varios tipos de mantenimiento, que se diferencian entre sí por el carácter de las tareas que incluyen.

Mantenimiento Correctivo: es el conjunto de tareas destinadas a corregir los defectos que se van presentando en los distintos equipos y que son comunicados al departamento de mantenimiento por los usuarios de los mismos. El mantenimiento correctivo es aquel que se ocupa de la reparación una vez que se ha producido el fallo y el paro súbito de la máquina o instalación (Lezana, 1996).

Mantenimiento cero horas: es el conjunto de tareas cuyo objetivo es revisar los equipos a intervalos programados, bien antes de que aparezca ningún fallo, bien cuando la fiabilidad del equipo ha disminuido apreciablemente de manera que resulta arriesgado hacer previsiones sobre su capacidad productiva. Dicha revisión consiste en dejar el equipo a cero horas de funcionamiento, es decir,

como si el equipo fuera nuevo. En estas revisiones se sustituyen o se reparan todos los elementos sometidos a desgaste. Se pretende asegurar, con gran probabilidad, un tiempo de buen funcionamiento fijado de antemano (Lezana, 1996).

**Mantenimiento Predictivo:** es el que persigue conocer e informar permanentemente del estado y operatividad de las instalaciones mediante el conocimiento de los valores de determinadas variables, representativas de tal estado y operatividad. Para aplicar este mantenimiento, es necesario identificar variables físicas (temperatura, vibración, consumo de energía, etc.) cuya variación sea indicativa de problemas que puedan estar apareciendo en el equipo. El mantenimiento predictivo es el más tecnológico, pues requiere de medios técnicos avanzados, y en ocasiones, de fuertes conocimientos matemáticos, físicos y/o técnicos (Lezana, 1996).

Este tipo de mantenimiento se basa en predecir la falla antes de que esta se produzca. Se trata de conseguir adelantarse a la falla, o al momento en que el equipo o elemento deja de trabajar en sus condiciones óptimas (Lezana, 1996).

**Mantenimiento Productivo Total (TPM):** es la traducción de TPM (Total Productive Maintenance). El TPM es el sistema japonés de mantenimiento industrial; la letra M representa acciones de mantenimiento. Es un enfoque de realizar actividades de dirección y transformación de empresa. La letra P está vinculada a la palabra productivo o productividad de los equipos; la letra T de la palabra Total se interpreta como todas las actividades que realizan todas las personas que trabajan en la empresa.

**Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad,** esto, es RCM (Reliability Centered Maintenance): el RCM es una herramienta de análisis estructurado, de forma tal, que a partir de la información específica de los equipos y de la experiencia de los usuarios. Esta técnica trata de determinar qué tareas de mantenimiento, si las hay, son más efectivas, para aquellos componentes o equipos cuyas fallas tengan consecuencias significativas (Lezana, 1996).

Su objetivo principal es mejorar la fiabilidad funcional de los sistemas con una adecuada seguridad y disponibilidad, que permita prevenir los fallos y minimizar

el costo del mantenimiento implicado. El RCM junto al Benchmarking, constituye una herramienta de mejora de procesos (organización, preparación de los trabajos, ejecución, control y seguimiento) tal como una poderosa tecnología para ser aplicada en la industria moderna.

El mantenimiento preventivo planificado: es el conjunto de medidas de carácter técnico y organizativo mediante las cuales se lleva a cabo el mantenimiento y la reparación de los equipos. Estas medidas son elaboradas previamente según el plan que asegura el trabajo constante de los equipos (Navarrete, 1986). El MPP también es definido como la misión para mantener un nivel de servicio determinado en los equipos, programando las intervenciones de sus puntos vulnerables en el momento más oportuno. El MPP suele tener un carácter sistemático, es decir, se interviene, aunque el equipo no haya dado ningún síntoma de tener un problema. El sistema de mantenimiento preventivo planificado (MPP) implica la restauración de la capacidad de trabajo de los equipos (precisión, potencia, rendimiento) y de su comportamiento (índices de consumo), mediante el mantenimiento técnico racional, cambio y reparación de las piezas y conjuntos desgastados, realizados conforme a un plan elaborado con anterioridad (Vargas, 2010). Este tipo de mantenimiento surge de la necesidad de rebajar el correctivo y todo lo que representa. El MPP pretende reducir la reparación mediante una rutina de inspecciones periódicas y la renovación de los elementos dañados, si la primera y la segunda no se realizan, la tercera es inevitable.

### **1.5.2. Organización del mantenimiento preventivo**

Duffuaa y Dixon (2005) señalan, que el mantenimiento se puede organizar por departamentos, por áreas, o en forma centralizada. En las grandes organizaciones la descentralización del mantenimiento permite tiempos de respuestas más rápidos, así mismo, la creación de pequeñas unidades tiende a reducir la flexibilidad del sistema de mantenimiento como en todo.

La organización del mantenimiento puede ser a través de estructuras funcionales (centralizadas) o posicional (descentralizadas). Las estructuras funcionales comprenden la organización simple y la organización funcional

(Milano, 2005). La organización funcional agrupa a las personas en base a la experiencia comunes. En este tipo de organización cada rectángulo del organigrama representa una especialización funcional diferente. En el caso del mantenimiento la organización se puede distribuir en planificación y control, ingeniería de contabilidad, estudio de fallas y control de gestión.

Para Nava (2006) no existe organización de mantenimiento básica que pueda ser utilizada en todos los casos. La organización en general es una combinación voluntaria de personas y recursos diseñados para satisfacer situaciones específicas técnicas, geográficas y de personal, dirigida a la conservación de objetivos y fines, caracterizada por un sistema de interrelaciones que se producen entre los elementos que la componen.

Con el sistema de MPP se da solución a los siguientes problemas:

1. Las máquinas o equipos se mantendrán en un estado que asegura su rendimiento eficaz.
2. Se evitan los casos de roturas imprevistas que ocasionan fallos en las máquinas y equipos.
3. Se reducen los gastos invertidos en la preparación de las máquinas y equipos.

En el caso del mantenimiento su organización e información debe estar encaminada a la permanente consecución de los siguientes objetivos:

1. Optimización de la disponibilidad del equipo productivo.
2. Disminución de los costos de mantenimiento.
3. Optimización de los recursos humanos.
4. Maximización de la vida del equipo.
5. Evitar, reducir, y en su caso, reparar las fallas sobre los bienes precitados.
6. Disminuir la gravedad de las fallas que no se lleguen a evitar.
7. Evitar detenciones inútiles o parada de máquinas.
8. Evitar accidentes.
9. Evitar incidentes y aumentar la seguridad para las personas.
10. Conservar los bienes productivos en condiciones seguras y preestablecidas de operación.

11. Balancear el costo de mantenimiento con el correspondiente lucro cesante.

### **1.5.3. Sistema y conceptos básicos del MPP**

Para un correcto mantenimiento se realizan las siguientes operaciones.

1. Servicio diario del equipo.
2. Trabajos periódicos.
3. Revisión.
4. Reparación pequeña.
5. Reparación mediana.
6. Reparación general.
7. Reparación imprevista.

**Trabajos periódicos:** existen otros trabajos que se realizan cada determinado tiempo y que realizan los ajustadores de servicio, según un plan previamente elaborado los cuales son:

1. Limpieza de la máquina y agregados que trabajan en condiciones de poca limpieza.
2. Cambio del aceite del sistema de lubricación.
3. Comprobación de las holguras y otros factores, que se realiza después de las reparaciones.

**Reparación pequeña:** la reparación pequeña debido al mínimo volumen de trabajo que durante ella se realiza, es un tipo de reparación preventiva; la reparación pequeña es una reparación para prevenir posibles defectos del equipo. Durante la reparación pequeña, mediante la sustitución o la reparación de una cantidad de piezas y con la regulación de los mecanismos se garantiza la explotación normal de la máquina hasta la reparación siguiente. En esta reparación se cambia o se reparan aquellas piezas cuyo plazo de servicio es igual o menor que el período de tiempo entre esta reparación y la próxima. Durante la reparación pequeña la máquina no funciona (Lezana, 1996).

**Reparación mediana:** la reparación mediana es la reparación durante la cual se realiza una cantidad de trabajo mayor que durante la reparación pequeña. Durante la reparación mediana el equipo se desmonta parcialmente y mediante

la reparación o sustitución de las piezas en mal estado se garantiza la precisión necesaria, así como la potencia y productividad de la máquina.

Durante la reparación mediana se sustituyen o reparan aquellas piezas cuyo plazo de servicio es igual o menor que en el periodo de tiempo que media entre esta reparación y la próxima o cuyo plazo de servicio es igual o menor que el período que media entre las reparaciones medianas.

**Reparación general:** la reparación general es la reparación planificada de máximo volumen de trabajo durante el cual se realiza el desmontaje total del equipo, la sustitución o reparación de todas las piezas y todos los mecanismos desgastados, así como la reparación de todas las piezas básicas del equipo. Mediante la reparación general se garantiza la fiabilidad, potencia, y productividad de los equipos.

#### **1.6. Conclusiones del capítulo**

- 1 La transportación de materiales, específicamente la que refiere el transporte por banda demuestra, que es un tema ampliamente tratado, pero con poca actualización.
- 2 Se establecieron las características de los reductores de velocidades y de los transportadores de banda demostrando su importancia y uso en la industria.
- 3 Quedaron definidos los principales aspectos a tener en cuenta para establecer el ciclo de mantenimiento y diseño del reductor de velocidades.

## CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Introducción

En el capítulo anterior se realizó un análisis referente a las cuestiones teóricas, en este capítulo se llevará a cabo la metodología de cálculo para la determinación de los parámetros tecnológicos del reductor de velocidades y del transportador de bandas demostrando que estos son máquinas de transporte continuo generalizadas por sus ventajas en comparación con otros tipos de transporte.

**Los objetivos del capítulo** son establecer una metodología de cálculo que garantice un adecuado diseño de los parámetros tecnológicos del transportador de banda situado en la Unidad Empresarial Planta de Secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara". También se establecen los métodos que refieren al cálculo de los reductores de velocidad.

Datos iniciales para el cálculo de un transportador de banda:

- a) Capacidad en t/h
- b) Tipo y características del material
- c) Geometría del conductor
- d) Masa volumétrica del material:  $\gamma = 1,6t / m^3$

Selección del tipo de atesador y ubicación del mismo. Esta selección se hará de acuerdo con la longitud del transportador. Los atesadores de tornillos se colocarán siempre conectados a la tambora de retorno. Los de contrapeso se colocan casi siempre a la salida de la tambora motriz, aunque pueden colocarse en otros puntos de la rama descargada o de retorno. Los atesadores de contrapeso y carrito (que se emplean para transportadores largos) se montan en cualquier punto de la rama descargada. En el transportador analizado se escoge un atesador de contrapeso y carrito, debido a que este tiene una longitud de 1500 m.

### 2.2. Propiedades del material

Es muy posible que con la tarea técnica se reflejen las propiedades del material. Si esto no fuera posible pueden tomarse como referencia las tablas 2.2 y 11, así como, la 2.3 de (Oriol y Aguilar, 1995).

Las propiedades del material son:

- a) Tamaño de los pedazos.
- b) Masa volumétrica mullida.
- d) Ángulo de reposo estático.
- e) Coeficiente de deslizamiento.
- f) Coeficiente de fricción estático entre el material y la goma.
- g) Grado de abrasividad. El mineral laterítico por sus características presenta un grado de abrasividad elevado.
- h) Peso del material granel en ton/m<sup>3</sup>. Este valor dividido por 9,81 establece la densidad en ton/m<sup>3</sup>.

### **2.3. Metodología del cálculo del transportador de banda**

Los parámetros del transportador de banda se desarrollan mediante las siguientes expresiones

Principales parámetros del transportador de bandas:

- Ancho de la banda.
- Longitud de la banda.
- Velocidad de la banda.
- Ángulo de artesa
- Capacidad a transportar.
- Potencia de los motores.
- Velocidad de los motores.
- Diámetro de la polea motriz y conducida.

El tamaño medio de las partículas

$$T_e = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad 2.1$$

Donde:

$T_e$ : tamaño medio de las partículas, mm;  $T_{\max}$  y  $T_{\min}$ : tamaño máximo y mínimo de las partículas, mm

La masa volumétrica es la relación de la masa M (medida en toneladas) con respecto a la unidad de volumen. El valor de la masa volumétrica se obtiene pesando el material. Existen variantes para determinar la masa volumétrica,

entre ellas está la masa volumétrica mullida que se mide cuando el material ha sido removido del macizo y sujeto a la preparación mecánica. La relación entre la masa volumétrica compacta (MVC) y la masa volumétrica mullida (MVM) se conoce como coeficiente de esponjamiento.

En el comportamiento de la masa volumétrica tienen gran influencia:

- La composición mineralógica del material.
- La composición granulométrica (cuando los fragmentos son mayores, el espacio entre ellos aumenta y por tanto disminuye masa volumétrica).
- La forma de los pedazos (cuando los pedazos tienen formas que definen el aumento del espacio entre ellos, entonces la masa volumétrica disminuye).
- La humedad del mineral ya que cuando aumenta esta última también aumenta la masa volumétrica

Según (Ricaurte ,2009), el ángulo de reposo puede ser medido:

- Tomando como lados la base del material y la línea que une el punto más alto de la carga (a este ángulo se le denomina ángulo de reposo maximal  $\varphi_m$ )
- Tomando como lados la base del material y la línea tangente a la superficie en la dirección del punto más alto de la carga (a este ángulo se le denomina ángulo de reposo tangencial  $\varphi_t$ ). Este se forma cuando una carga a granel se deja caer libremente formando una pila sobre una superficie horizontal. La superficie lateral se distribuye formando un ángulo ( $\varphi$ ) con la horizontal. Este depende de la movilidad entre las partículas. El ángulo de reposo estático disminuye mientras mayor sea la movilidad. Esta depende de la fuerza de cohesión y del coeficiente de fricción que a su vez depende de la humedad, temperatura, y de su granulometría. En el trabajo que se ocupa y considera todo lo anteriormente planteado y se tiene que ( $\varphi = 30^\circ$ ).

El coeficiente de deslizamiento se determina en función del ángulo de deslizamiento  $\beta$  que coincide con el ángulo de la banda con respecto a la horizontal. El valor del coeficiente de deslizamiento expresa, que parte del material no se desliza longitudinalmente en la banda en los tramos inclinados; su valor está entre  $0^\circ$  (todo el material se desliza) y  $1^\circ$  (no se desliza ninguna

parte del material). El perfil del transportador analizado no presenta tramos inclinados.

### 2.3.1. Comprobación de la posibilidad de transportación

La posibilidad de transportación se determina a partir de las expresiones siguientes en las cuales debe cumplirse que:  $\beta_{\max} > \beta_{\text{mayor}}$ ,

$$\beta_{\max} = \left[ \arctg \mu_g \right] - (7 a 10^0) \quad 2.2$$

Siendo:

$\beta_{\max}$  : mayor ángulo de inclinación a lo largo de la traza, grados

$\mu_g$  : coeficiente de fricción entre el material y la banda.

### 2.3.2. Capacidad volumétrica

Si la capacidad en  $m^3/h$  es menor que 25, se tomarán rodillos planos para la rama superior; si sobrepasa este valor se recomienda emplear artesa acanalada en dicha rama. En la rama inferior se emplearán siempre rodillos planos.

La capacidad volumétrica puede ser calculada como la capacidad en toneladas métricas por hora dividida por la densidad del material.

$$Q_v = Q_m \cdot K_{corr} \cdot V \quad 2.3$$

El valor obtenido se afecta por el porcentaje estimado por irregularidad de la carga, 98 %, luego se tiene que la capacidad de transporte es:

$$Q = Q_v \cdot \gamma \quad 2.4$$

Donde:

$V$  : velocidad de transportación,  $m/s$

$K_{corr}$  : coeficiente de reducción de la capacidad de transporte para bandas inclinada;  $Q_m$  : capacidad teórica de transporte,  $t/h$ ;  $Q, m^3/h$ ;  $K_{corr}$  : corrección del talud;  $\gamma$  : peso específico del material,  $t/m^3$ .

### 2.3.3 Determinación del ancho de banda necesario

El ancho de banda se determina a partir de la siguiente manera

Para rodillos planos tenemos que:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{576 \cdot C_1 \cdot \rho \tan g(0,35 \cdot \varphi)}} \quad 2.5$$

Para rodillos acanalados o en artesa:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{160 \cdot V \cdot \rho [3,6 \cdot C_1 \cdot tg(0,35 \cdot \varphi) + 1]}} \quad 2.6$$

En la que

$B$  : es el ancho de banda

En la tabla 5.14 del (Oriol y Aguilar, 1995), se dan recomendaciones de la velocidad para distintos materiales, para lo que hay que asumir un ancho de banda. Siempre que sea posible se debe escoger el ancho de banda más estrecho para la máxima velocidad recomendada, que será a su vez, la velocidad más económica de funcionamiento.

$C_1$ : factor de disminución de capacidad por inclinación del transportador que aparece en la tabla 5.13 del (Oriol y Aguilar, 1995).

$\varphi$  : ángulo de talud estático que fue determinado anteriormente, grados

### 2.3.5. Normalizar el valor del ancho de banda

Se toma como referencia el mayor valor de los dos que se determinaron en los pasos 4 y 5, y seleccionando el valor superior más próximo de los que aparecen en la tabla 4.14 (Oriol y Aguilar, 1995).

### 2.3.6. Recalcular la velocidad por las expresiones siguientes

Determinación de las velocidades a partir de:

$$V = \frac{Q}{576 \cdot B^2 \cdot C_1 \cdot \rho \cdot \tan(0,35\varphi)} \quad 2.7$$

Para rodillos planos.

$$V = \frac{Q}{160 B^2 \cdot \rho [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,35\varphi + 1)]} \quad 2.8$$

Para rodillos acanalados.

### 2.3.7 Preselección de la banda

En la preselección pueden tomarse como base las bandas que existen en almacén o por catálogo. En las bandas transportadoras se consideran coeficientes de seguridad elevados, ya que deben tener en cuenta los esfuerzos

adicionales en servicio tales como, la flexión en los tambores, las irregularidades de reparto de las tensiones sobre la carcasa, las irregularidades en la carga, sobretensiones de arranque, pérdida de resistencia en empalmes, impactos en la carga, envejecimiento de la banda, entre otros. Lo normal es que el número de capas no sea superior a 5, por lo que en general se toman coeficientes del orden de 11 o 12. Es preferible además, que el número de capas sea el menor posible ya que con ello se consigue mayor flexibilidad de la banda; y mejor acoplamiento de las capas durante el trabajo. El coeficiente de seguridad depende también del tiempo en que la banda completa su recorrido, del número de flexiones en los tambores, y los impactos de carga. En general, si no hay otros factores que puedan influir puede disminuirse hasta en 2 unidades, esto si el tiempo de recorrido es superior a 5 minutos. Para las bandas de carcasa metálica el coeficiente de seguridad que se recomienda debe ser igual o superior a 8. También en este caso, si el tiempo de recorrido es superior a 10 minutos, este coeficiente puede disminuirse en una unidad.

Cuando se tiene una banda físicamente los valores pueden ser sustituidos por la tensión de rotura en N.

$$S_{rot} = \frac{(K_t \cdot i \cdot B)}{K} \quad 2.9$$

Por lo que:

$S_{rot}$ : tensión de rotura de la banda, N;  $B$ : ancho de banda, cm

$i$ : número de hilos o capas

En algunos catálogos se brinda la resistencia a la rotura pero en kg/cm de ancho de banda y en ese caso se refiere a una banda con número de hilos o capas determinados, en este caso no se emplea el valor del número de capas ( $i$ ) en los cálculos.

### 2.3.8. Determinación de los pesos lineales

El peso lineal de la carga está determinado por la capacidad y la velocidad real de la misma.

$$q_c = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot V} \quad 2.10$$

Siendo:

$q$ : peso lineal de la carga, N/m;  $Q$ : capacidad, t/h;  $V$ : velocidad real, m/s

De la banda:  $q_b$  peso lineal de la banda en N/m, si el catálogo brinda el peso por metro cuadrado de banda se multiplicará el valor del catálogo por el ancho de banda en metros.

De los rodillos superiores.

$$q_{rs} = \frac{G_{rs}}{L_{rs}}; \text{ N/m} \quad 2.11$$

Donde:

$q_{rs}$ : peso de los rodillos superiores, N/m;  $G_{rs}$ : peso de una estación de rodillos en N, tabla 5.3 (Oriol y Aguilar, 1995), para ello se necesita la clasificación del material en ligero, medio o pesado de acuerdo con su peso específico;  $L_{rs}$ : distancia entre dos estaciones de rodillos contiguas en metros, que puede buscarse por la tabla 5.4 pág. 108 del (Oriol y Aguilar, 1995).

De los rodillos inferiores.

$$q_{ri} = \frac{G_{ri}}{L_{ri}} \quad 2.12$$

Por lo que:

$q_{ri}$ : peso de los rodillos inferiores, (N/m);  $L_{ri}$ : distancia entre dos estaciones de rodillos de apoyo en la rama inferior; (m) Puede tomarse el doble de  $L_{rs}$ ;  $G_{ri}$ : peso de una estación de rodillos en la rama inferior cuya referencia puede localizarse por la tabla 5.3 (Oriol y Aguilar, 1995).

### 2.3.9. Determinación de las resistencias

Determinar la resistencia o la marcha del transportador se tiene que:

Resistencias distribuidas

$$W_{i \text{ a } i+1} = (\sum q_{desc} + q_f) L \cdot W' \cdot \cos \beta \pm q_{desc} \cdot L \cdot \text{sen } \beta \quad 2.13$$

Donde:

$W$ : resistencia entre los puntos inicial y final de un tramo recto, N

$\sum q_{desc}$  : sumatoria de los pesos por unidad de longitud de los elementos que se desplazan a lo largo del tramo. En la rama inferior será la banda y en la rama superior será la banda más la carga.

$q_f$  : peso de las partes fijas en el transportador y que influyen en el aumento de las tensiones. Este será el peso por unidad de longitud de los rodillos en cada rama.

$L$  : longitud del tramo, m

$\beta$  : ángulo de inclinación del tramo en grados

$W'$  : factor de resistencia al movimiento, el cual aparece en la tabla 5.15 del (Oriol y Aguilar, 1995), depende de las condiciones ambientales y del tipo de rodillo de apoyo.

El signo " (+) " se utiliza cuando el movimiento es ascendente y el signo " (-) " cuando el movimiento es descendente.

Resistencia en la tolva de carga

$$\Delta S_c = \frac{C_c \cdot Q (V - V_0)}{3,6} \quad 2.14$$

Por lo que:

$C_c$  : coeficiente que toma en cuenta la fricción de la banda con el sello de la tolva. Puede tomarse  $C_c = 1,4$

$v$  : velocidad real del transportador, m/s

$V_0$  : componente de la velocidad del material sobre la línea de transportación, m/s

### 2.3.10. Distribución de tensiones

Para el cálculo de las tensiones se emplea el método de tensiones por puntos. Este método establece, que la tensión en un punto ( $S_i$ ) determinado es igual a la tensión en el punto anterior ( $S_{i-1}$ ) más la resistencia ( $W$ ) entre los dos puntos. Para realizar la distribución se desarrollan los siguientes pasos:

a) Se numeran los puntos desde 1 hasta n (1 a la salida, y n a la entrada de la tambora motriz).

b) Se expresa  $S_1$  como un valor desconocido.

c) Se establece un sistema de ecuaciones que relaciona a  $S_2$  con  $S_1$  a través de las resistencias distribuidas o concentradas que existan entre ellos y así para todos los puntos hasta llegar a  $S_n$ . Este paso arrojará un total de n-1 ecuaciones.

d) Se obtiene la enésima ecuación aplicando la relación de Euler a las tensiones a la entrada y a la salida de la tambora motriz:

$$S_n = S_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \quad 2.16$$

Siendo:

$S_n$  : tensión a la entrada de la tambora motriz, N

$S_1$  : tensión a la salida de la tambora motriz, N

$\mu$  : coeficiente de fricción entre la tambora y la banda

$\alpha$  : ángulo de contacto entre la banda y la tambora; radianes

El valor de  $e^{\mu \cdot \alpha}$  puede ser encontrado en la tabla 5.12 pág. 129 del (Oriol y Aguilar, 1995), y se denomina coeficiente de tracción.

e) Se comparan todos los valores de tensiones en la traza con el valor de 500 N, y si varios de ellos son menores, se tomará el menor de todos y se le asignará el valor de 500 N. A partir de allí se despejarán todos los demás valores recalculándolos en el sistema de ecuaciones establecido en el paso.

Comprobación del valor de tensión mínima en la rama cargada:

$$S_{\min.car} \geq 5 \cdot (q_c + q_b) \cdot L_{rs} \quad 2.17$$

Donde:

$S_{\min.car}$  : tensión mínima en la rama cargada, N

Si no se cumple esta expresión se le asignará a la tensión mínima en la rama cargada el valor calculado a la derecha de la desigualdad y se recalcularán todos los demás valores de tensiones despejándolos del sistema de ecuaciones establecido anteriormente.

Determinación de la capacidad de tiraje:

Debe cumplirse que:

$$\frac{S_n}{S_i} \geq e^{\mu \cdot \alpha} \quad 2.18$$

Si esta ecuación no se cumple significa, que el contacto entre la banda y la tambora no es capaz de transmitir el torque necesario. En este caso se recomienda aumentar el coeficiente de fricción lo cual puede lograrse recubriendo la tambora con goma, o bien aumentando el ángulo de contacto mediante la colocación de tensores a la salida de la tambora motriz. En caso de transportadores muy largos a veces es necesario colocar dos tamboras motrices y dos motores.

### 2.3.11 Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador

Para atesadores de tornillo:

Como estos atesadores se montan siempre acoplados a la tambora de retorno, se aplicará la siguiente expresión:

$$W_{\text{atesador}} = \frac{S_i + S_{i+1}}{2} \quad 2.19$$

Donde:

$W_{\text{atesador}}$ : fuerza axial que debe vencer el tornillo del atesador, N

$S_i + S_{i+1}$ : tensiones respectivas a la entrada y a la salida de la tambora de retorno, N

i: numero de iteraciones

Esta ecuación se ha dividido por 2, porque se coloca un tornillo a cada lado de la tambora.

Para atesadores de contrapeso y de contrapeso y carrito la ecuación es prácticamente similar a la anterior, pero no se divide por 2;  $W_i$  significa en este caso, el peso que hay que colocar en el contrapeso y las tensiones se miden a la entrada y a la salida de la tambora donde va acoplado el contrapeso.

### 2.3.12 Determinación de la potencia del accionamiento y el motor

a) Tiraje efectivo. Se aplica la expresión

$$W_o = S_n - S_1 \quad 2.20$$

Por lo que:

$W_o$  es el tiraje efectivo en N;  $S_n$  y  $S_1$  son las tensiones respectivas a la entrada y a la salida de la tambora motriz que al igual que el tiraje efectivo se expresan en N.

Potencia. Se determina por la siguiente expresión:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot k_s}{1000 \eta_t} \quad 2.21$$

Siendo:

N - Potencia a seleccionar en el motor en kW.

W<sub>0</sub> - Tiraje efectivo en N.

k<sub>s</sub> - Factor de sobrecarga del motor. Este factor se recomienda tomar entre 1,2 y 2.

η<sub>t</sub> - Eficiencia general de la transmisión.

### **2.3.13 Selección del motor**

El motor puede ser elegido entre los que se posee en el almacén o solicitarse por catálogo, pero siempre debe cumplir que su potencia sea igual o algo mayor que la calculada en el paso anterior. En cualquier caso se obtendrán los valores de  $N_s$ ,  $n_m$  y  $k_a$  que significan respectivamente el valor de la potencia de la chapa del motor, su velocidad angular en rev/min y el factor de arranque, que es la relación entre el torque de arranque y el torque nominal. Es recomendable seleccionar dos o tres motores que cumplan la condición de potencia necesaria, pero que tengan velocidades angulares distintas. Si en el transportador se utiliza un accionamiento de dos tambores, es necesario distribuir la potencia del accionamiento entre dichos tambores. Frecuentemente la potencia que corresponde al segundo tambor es dos veces menor que la que corresponde al primero. La potencia del motor seleccionada de un catálogo debe ser mayor que la potencia de cálculo. En un accionamiento de uno o dos tambores pueden ser utilizados unos cuantos motores. Es conveniente seleccionarlos a todos ellos de un mismo tipo con el objetivo de unificarlos y facilitar su reparación de acuerdo a sus características de explotación se hace la correcta selección del motor; si la potencia no es suficiente para accionar el transportador, se hace otro cálculo comprobatorio igual.

### 2.3.14 Dimensiones de las tamboras

Deben elegirse los diámetros adecuados de las tamboras motrices, de retorno y de desvío, si fuera necesario utilizar esta última. Como primera aproximación puede tomarse la siguiente recomendación:

$$D_i = k \cdot i \quad 2.22$$

Donde:

$i$ : número de capas de la banda

$k$ : factor que depende del tipo de tambora y que aparece en la tabla 5.8. Otras dimensiones para los distintos tipos de tamboras aparecen en la tabla 5.6 (Oriol y Aguilar, 1995).

### 2.3.15. Selección de la transmisión

La selección de la transmisión consiste en determinar la relación total de transmisión con vistas a su distribución en los distintos pasos de la misma para los futuros cálculos de diseño.

Determinación de la velocidad angular de la tambora motriz. Se determina por la expresión:

$$n_m = \frac{60000 \cdot V}{\Pi \cdot d_m} \quad 2.23$$

Donde:

$n_m$ : velocidad angular de la tambora motriz, rad/s

$V$ : velocidad de transportación, m/s

$d_m$ : diámetro de la tambora motriz, mm

a) Determinación de la relación total de transmisión ( $U_t$ )

La relación total de transmisión como ya se ha expresado, sirve como elemento primario en el cálculo de proyección de la transmisión este parámetro puede ser calculada por la expresión:

$$U_t = \frac{n_m}{n_m} \quad 2.24$$

Donde:

$n_m$ : velocidad del motor, rev/min

### 2.3.16. Comprobación de la resistencia de la banda

La comprobación de resistencia de la banda se desarrolla teniendo en cuenta el factor de seguridad, el ancho de la banda y la resistencia de la banda a la tracción utilizando la siguiente expresión:

$$i \geq \frac{k \cdot S_{\max}}{B \cdot S_{rot} \cdot k_u} \quad 2.25$$

Por lo que:

$B$  : ancho de la banda, cm

$S_{rot}$  : resistencia de la banda a la tracción en N/cm este valor aparece en los catálogos de las bandas. En algunos catálogos aparece la resistencia a la rotura en N/cm, en este caso tenemos que:

$k_u$  : factor de resistencia de la unión que aparece en la tabla 4.13, pág. 78 del (Oriol y Aguilar, 1995).

En funcionamiento debe cumplirse que:

$$B \cdot S_{rot} \cdot k_u \geq k \cdot S_{\max} \quad 2.26$$

En el arranque debe cumplirse que:

$$\frac{B \cdot S_{rot} \cdot k_u}{S_{\max} + S_{din}} \geq 1,5 \quad 2.27$$

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \quad 2.28$$

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N_s \cdot k_m \cdot \eta_t}{V} \quad 2.29$$

### 2.3.17. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda

Como se produce una alta presión entre la banda y la tambora motriz para que el movimiento pueda ser transmitido es necesario, comprobar que la tambora resiste esta presión. Debe cumplirse que:

$$D_{tm} \geq \frac{2 W_0}{\mu \cdot p_{adm} \cdot B \cdot \alpha} \quad 2.30$$

Siendo:

$D_{tm}$  : diámetro de la tambora motriz, m

$W_0$  : tiraje efectivo, N

$P_{adm}$  : presión admisible entre la banda y la tambora, Mpa

$B$  : ancho de la banda, m

### 2.3.18. Radios de curvatura en los cambios de dirección de la banda

Para que la banda no sufra con cambios bruscos en su dirección se establecen radios de curvaturas en estos puntos. Estos radios de curvatura dependen de si los cambios de dirección son cóncavos o convexos, y se toma siempre como referencia la rama cargada.

Cambios de dirección convexos en la rama cargada. En este caso debe colocarse un banco de rodillos y se establece el radio de curvatura por la expresión:

$$R_{cx} \geq \frac{5 \cdot B}{1 - \frac{S_s}{S_{adm}}} \quad 2.31$$

Donde:

$R_{cx}$  : radio de curvatura en un cambio de dirección convexo, m

$B$  : ancho de la banda, m

$S_s$  : tensión a la salida del banco de rodillos, N

$S_{adm}$  : tensión admisible en la banda, N

La tensión admisible puede ser calculada por la expresión:

$$S_{adm} = \frac{S_{rot} \cdot B}{k} \quad 2.32$$

$S_{rot}$  : resistencia a la rotura de la banda, N / cm

$B$  : ancho de la banda, cm

a) Cambios de dirección cóncavos. En este caso el radio de curvatura puede ser calculado por la expresión:

$$R_{cv} = \frac{S_i \cdot k_a}{2 \cdot q_b} \quad 2.33$$

Donde:

$R_{cv}$  : radio de curvatura en el cambio de dirección cóncavo en metros.

$S_i$  : tensión que está actuando en ese punto, N

$K_a$  : factor que depende del cambio de pendiente

Características del material utilizado para el diseño de la rueda dentada

**Material de la pieza:** la pieza es de acero AISI 3140

Tabla 2.1. Composición química del acero AISI 3140

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
0.40	0.26	1.3	0.04	0.05	0.95	0.01	0.40

#### 2.4. Metodología de cálculo del engranaje

Mediante la metodología del cálculo de los engranajes del reductor de velocidades se determinan los parámetros para su posterior cálculo.

##### 2.4.1. Tipo de engranaje a emplear

Para la selección del tipo de engranaje a emplear es necesario tener en cuenta el factor de servicio, tipo de carga y motor y la relación de transmisión por lo que se utiliza la siguiente expresión

$$\text{Si: } \frac{n_1^2 \cdot N}{i} \geq 2,8 \times 10^6 \quad 2.34$$

El cálculo se reduce a satisfacer la condición, según la cual las tensiones de contacto no deben superar las admisibles:  $\sigma \leq [\sigma]$ .

Se representa la fórmula en la forma más cómoda para su uso en la práctica:

$$\sigma_T = \frac{1085 \cdot Z_\varepsilon}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot K \cdot M_{tor2}}{b}} \leq [\sigma]_T \quad 2.35$$

Las tensiones y la resistencia de contacto de las ruedas de un engranaje no corregido se determinan por los siguientes parámetros geométricos distancia interaxial ( $a_w$ ), y la relación de transmisión ( $i$ ) y anchura ( $b$ ). Pero no depende del módulo.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad 2.36$$

##### 2.4.2. Coeficiente de extremo (recubrimiento)

El coeficiente de extremo recubrimiento se calcula atendiendo al número de dientes del piñón y el ángulo de inclinación de los dientes.

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \quad 2.37$$

Donde:

$z_1$  y  $z_2$  son los números de dientes del piñón y la rueda respectivamente;  $\beta$  es ángulo de inclinación de los dientes para un engranaje oblicuo  $\beta \leq 40^\circ$  y para un engranaje recto  $\beta = 0$ .

Al diseñar un engranaje nuevo suele fijarse la relación entre la anchura de las ruedas y la distancia interaxial:

$$\Psi_a = \frac{b}{a_w}$$

Los valores de  $\Psi_a$  de los engranajes reductores fabricados de acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar de 0,315 a 0,4. Cuando el reductor es fabricado de acero templado entre 0,25 y 0,315; si su disposición es simétrica respecto a los apoyos  $\Psi_a = 0,4 - 0,5$ . Los valores normalizados de  $\Psi_a$  para los reductores: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25.

$$a_w \geq (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{1085 \cdot Z_{\varepsilon}}{[\sigma]_T \cdot i} \right)^2 \frac{K \cdot M_{tor2}}{\Psi_a}} \text{ (mm)} \quad 2.38$$

El producto de  $1085 Z_{\varepsilon}$  puede tomarse aproximadamente igual a 1000.

### 2.4.3. Cálculo del momento torsor

El momento torsor de la rueda dentada depende de la potencia del motor y la distancia interaxial.

Si se desconocen los diámetros entonces se puede calcular por la potencia y velocidades angulares:

$$M_{tor2} = \frac{N_2}{\omega_2} \quad 2.39$$

Siendo:

$F_{t2}$ : es el esfuerzo tangencial correspondiente a la rueda; N.

$d$ : es el diámetro primitivo de la rueda; mm.

El coeficiente de carga  $K$  es cómodo representarlo como el producto de dos coeficientes:

$$K = K_{\alpha} K_v$$

Por lo que:

$K_{\alpha}$ : es el coeficiente de concentración de la carga.

$K_v$ : es el coeficiente de carga dinámica.

Para los cálculos preliminares es admisible tomar  $K = 1,3 - 1,5$ ; los valores menores conviene elegirlo si, la disposición de las ruedas en los árboles es próxima a la simétrica; los valores mayores se seleccionan si está en disposición asimétrica.

#### 2.4.4. Cálculo de la tensión admisible por contacto

La tensión admisible a contacto se calcula atendiendo al límite de fatiga, el coeficiente de aspereza y el coeficiente de seguridad.

$$[\sigma]_T = \frac{\sigma_{ot} \cdot Z_R}{n}; \text{MPa} \quad 2.40$$

Siendo:

$\sigma_{ot}$ : límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto que se determina por la dureza media;  $n$ : es el coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos entre 1,2 - 1,35;  $Z_R$ : coeficiente que considera la aspereza de las superficies y que se selecciona en función del grado de aspereza de las superficies. Una vez calculada la distancia entre centros  $a_w$  se redondea por exceso según serie de números preferibles:

**1<sup>ra</sup> Serie preferible 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500.**

Se fija preliminarmente el  $m_n$

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w$$

Se estandariza el módulo según serie de módulos: **1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14**

Los módulos podrían ser infinitos y quedar librado al diseñador del engranaje, pero debido al alto costo del herramental por un lado, y a la posibilidad de intercambiarse en todos los países, estos se han normalizados de la siguiente manera:

Es decir que se tienen 45 módulos normalizados, pero como el mercado marca la cantidad mayoritaria de los utilizados los costos están en función de la cantidad de herramienta que se consuman en dicho mercado.

#### 2.4.5. Cálculo del número sumario de dientes $Z_{\Sigma}$ :

El número sumario de dientes está dado por la relación entre la distancia interaxial y el modulo.

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m} \geq 36 \quad 2.41$$

Número de dientes del piñón.

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq Z_{\min} = 17 \quad 2.42$$

Número de diente de la rueda:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 \quad 2.43$$

La forma más racional de cálculo, que permite asegurar o aproximarse a la resistencia equivalente de los dientes a la picadura y a la flexión, es la determinación del módulo por la distancia entre centros conocida  $a_w$  y por la anchura  $b$ , obtenidas de los cálculos de la resistencia de contacto.

#### 2.4.6. Cálculo de resistencia a la flexión

La tensión a flexión depende del coeficiente resistencia, la relación de transmisión, el momento torsor, el módulo, la distancia interaxial y el ancho además del coeficiente K.

$$\sigma_F = \frac{(i+1) \cdot Y_F \cdot K \cdot M_{tor2}}{i \cdot m \cdot b \cdot a_w} \leq [\sigma]_F ; \text{MPa} \quad 2.44$$

De aquí el valor mínimo del módulo:

$$m \geq \frac{(i+1) \cdot Y_F \cdot K \cdot M_{tor2}}{i \cdot b \cdot a_w \cdot [\sigma]_F} ; \text{mm} \quad 2.45$$

Donde:

$Y_F$ : es el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente; los valores se dan en tabla tomando como base de la resolución al problema de la teoría de elasticidad para el diente.

#### 2.4.7. Cálculo de la tensión admisible a la flexión

La tensión admisible a contacto depende del límite de fluencia y los diferentes coeficientes según la ecuación:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0 \cdot Y_R \cdot Y_{e.m} \cdot Y_e}{n}; \text{ kgf/cm}^2 \quad 2.46$$

Por lo que:

$n$ : coeficiente de seguridad:  $n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$ ; el coeficiente  $n_1$  se selecciona en función de la probabilidad de trabajo sin fallo en la tabla 2.5; el coeficiente  $n_2 = 1,3$  si se trabaja para piezas fundidas;  $n_3 > 1$  se introduce al trabajar los dientes en condiciones de corrosión o de alta temperatura.

$\sigma_0$ : límite de resistencia a la fatiga, expresado en las tensiones locales

$Y_R$ : coeficiente que considera la aspereza de la superficie y el rectificado de redondeo.

Para 4<sup>to</sup> y 5<sup>to</sup> grado:

$$Y_R = 0,85 - 0,95;$$

$$Y_R = 1,1 - 1,2 \text{ (en caso de rectificado fino o pulido de los dientes).}$$

$$Y_R = 0,65 - 0,7 \text{ (en el caso de rectificado de desbaste).}$$

$$Y_R = 0,8 \text{ (para rectificado de acabado).}$$

$Y_{e.m}$ : coeficiente que considera el endurecimiento por deformación en frío.

$$Y_{e.m} = 1,1 - 1,3 \text{ (después del tratamiento térmico de la cementación y el temple).}$$

$$Y_{e.m} = 1,5 \text{ (para el temple con CAF).}$$

$Y_e$ : factor de escala; con el diámetro exterior del engrane  $d_a \leq 400$  mm y  $m \leq 10$  mm, se adopta  $Y_e = 1$ .

$$Y_e = 1,05 - 0,000125d_a \text{ (para } 400 < d_a < 2000 \text{).}$$

El módulo de las ruedas es necesario elegirlo mínimo, ya que con su incremento se afectan (aumentan) los diámetros exteriores de las piezas brutas y su masa, la cantidad de trabajo necesario para el tratamiento térmico, las

pérdidas por rozamiento. Por otro lado no se recomienda adoptar el valor del módulo menor que 1,5-2 mm.

## 2.5. Parámetros geométricos de la transmisión

Los parámetros geométricos nos dan la información necesaria para poder desarrollar posteriormente la simulación de la pieza en cuestión por lo que es de vital importancia el cálculo de los mismos.

Altura del diente:

$$h = 2,25 \cdot m_n \quad 2.47$$

Altura de la cabeza del diente:

$$h_a = m_n \quad 2.48$$

Diámetros de las circunferencias primitivas:

$$d_{w1} = m \cdot Z_1 \quad 2.49$$

$$d_{w2} = m \cdot Z_2 \quad 2.50$$

Diámetros de las circunferencias exteriores:

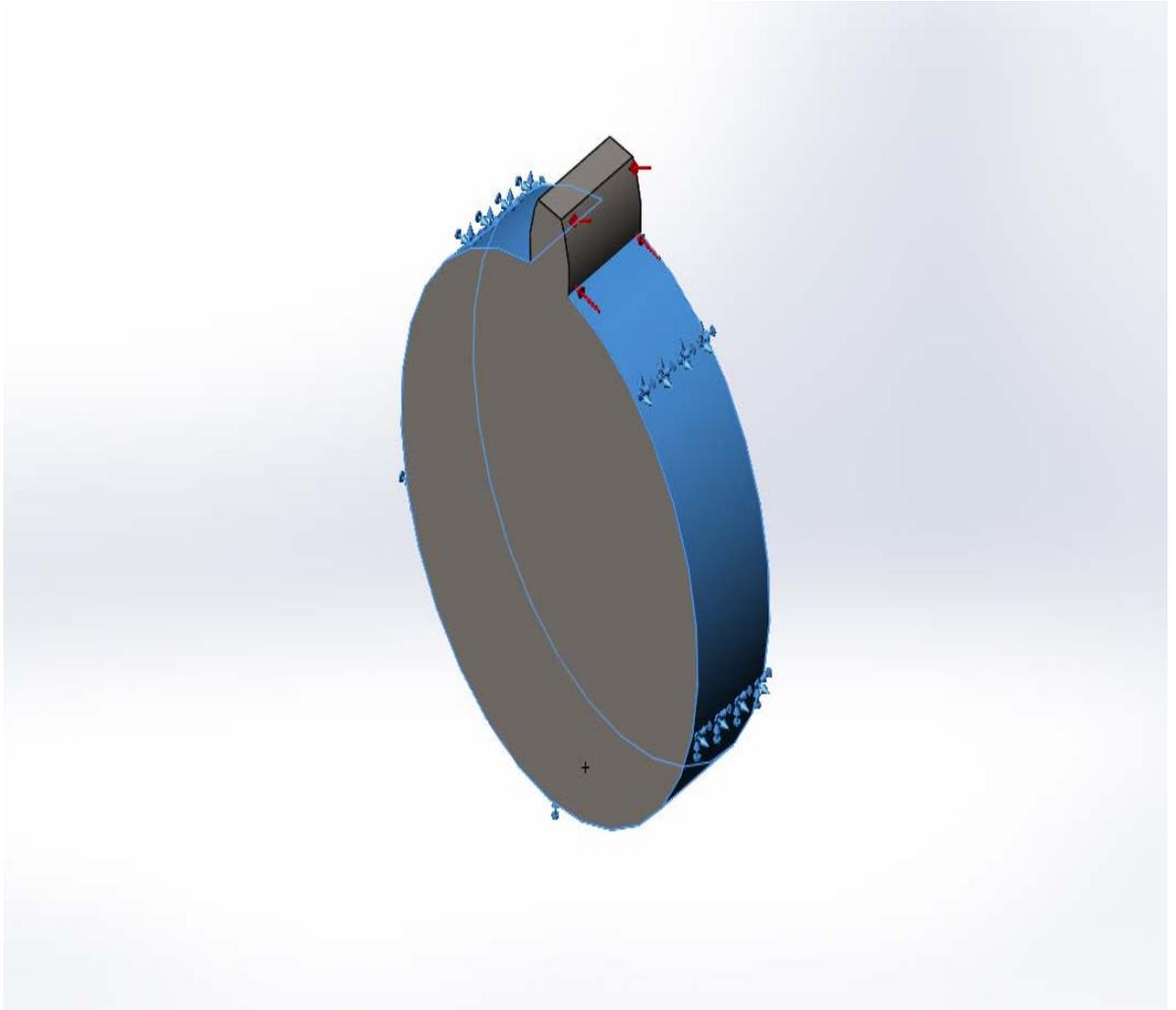
$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m_n \quad 2.51$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_n \quad 2.52$$

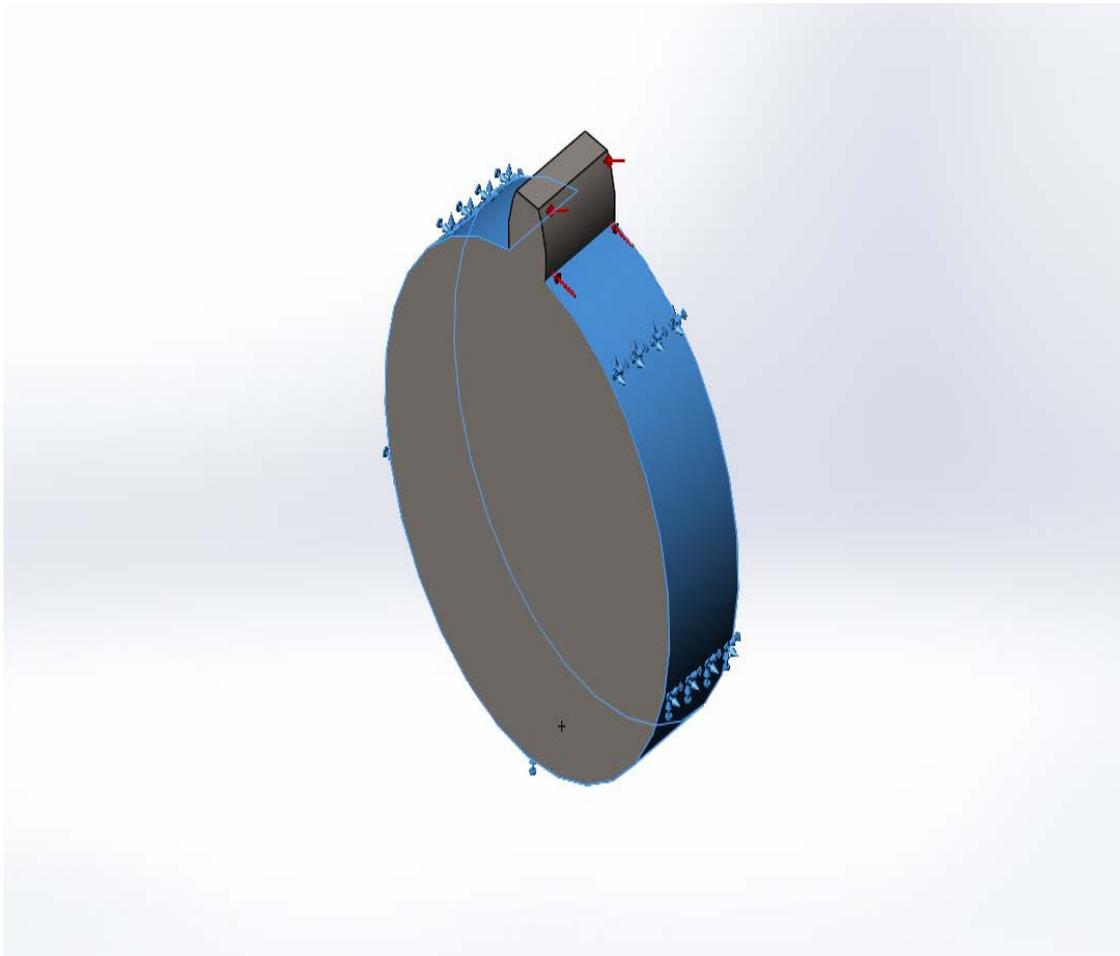
## 2.6 Simulación del engranaje del reductor

En los siguientes esquemas se muestran las cargas y sujeciones.

Cargas y sujeciones para el AISI 3140.



Carga y sujeciones para el AISI 1045.



## 2.7. Metodología de cálculo del árbol

Para el desarrollo de la metodología de cálculo de resistencia mecánica aplicada al árbol del reductor diferencial se tendrán en cuenta, solo las cargas situadas sobre el elemento, lo que considera, el cálculo preliminar y la determinación del diámetro de salida para la sección más crítica, cálculo del momento torsor, el momento flector resultante, la determinación del momento equivalente y el cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa.

### 2.7.1. Diseño preliminar

Para la determinación de los diámetros de salida ( $d_k$ ) de los árboles o sección crítica, se parte de la condición de resistencia donde se tiene en cuenta el momento torsor actuante:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2[\tau]}}; mm \quad 2.53$$

El momento torsor depende de la potencia mecánica y de la frecuencia de rotación o velocidad angular tal como se muestra en la siguiente ecuación:

El valor de  $d_k$  se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él. El objetivo de este cálculo es obtener el diámetro de salida del árbol teniendo en cuenta que este no debe diferenciarse con el del motor en más del 2%.

### **2.7.2. Cálculo de los momentos (flexión y torsión)**

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas. En el esquema de cálculo se debe tener en cuenta que las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas; el árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada; las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares. Para determinar los cálculos de resistencia del árbol de salida en el reductor diferencial se tendrá en cuenta el orden siguiente:

- 1- Determinación de las reacciones de apoyo en el plano vertical.
- 2- Determinación de las reacciones de apoyo en el plano horizontal.
- 3- Elaborar los gráficos de momentos de flexión y torsión.
- 4- Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante.

### **2.7.3. Cálculo aproximado o de proyecto**

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas (Rodríguez, 2009):

Para obtener el esquema de cálculo se establecen las siguientes condiciones:

- 1-Las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas.
- 2-El árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada.
- 3-Las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares.

Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante:

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}; N .mm \quad 2.55$$

Por la tercera teoría de resistencia se determina el momento equivalente para la combinación de esfuerzos:

$$M_{eq} = \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_t^2}; N .mm \quad 2.56$$

$M_{f_{\max}}$  : momento flector máximo

- Tensión normal a flexión

$$[\sigma_{flex}]_{III} = \frac{0.33 * \sigma_{res}}{3.8} \quad 2.57$$

$\sigma_{res}$  : Tensión de resistencia

#### 2.7.4. Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa

El diámetro de salida depende del momento equivalente, la relación del diámetro interior y diámetro exterior y la tensión admisible a la tracción compresión del material.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{eq}}{0,1(1 - \beta^4)[\sigma_{flex}]_{III}}}; mm \quad 2.58$$

Para lo que:

$[\sigma_{flex}]$  : tensión admisible a la tracción compresión del material; MPa.

$\beta$  : relación diámetro interior/diámetro exterior (para árboles macizos  $\beta = 0$ ).

### 2.8. Mantenimiento del transportador de banda

Los mecanismos son de fácil mantenimiento porque, solo requieren de una periódica inspección de unos cuantos rodillos para determinar la necesidad de reemplazo. La extracción y reemplazo del mecanismo son también tareas simples. Las siguientes instrucciones lo asistirán en ambos casos.

#### 2.8.1. Extracción de mecanismos de estructura fija

Precaución: el circuito deberá ser abierto en la caja del interruptor, y esto último deberá ser colocada en la posición apagada.

Remover los pernos de montaje, inclinar el mecanismo hacia adelante o hacia atrás, del modo que sea más conveniente hasta que descanse en la plataforma.

Sí la instalación no incluye plataforma precauciones adicionales deben ser

tomadas en consideración para prevenir al mecanismo de caer a través del retorno y causar daño o heridas. Una plancha ajustable puede ser usada para soportar el mecanismo cuando se encuentre en estado de descanso.

Nota: cuando el mecanismo es reinstalado, asegúrese de que está alineado de forma exacta y empernada de manera segura.

### **2.8.2. Determinación del estado técnico en mantenimiento preventivo planificado**

El mantenimiento preventivo planificado es un procedimiento que se sigue para la determinación del estado técnico es muy sencillo y útil. Teniendo en cuenta las características del reductor objeto de estudio establece el MPP este tipo de mantenimiento establece la revisión previa, luego se hace una valoración del equipo que puede ser de buena, regular, mala o muy mala. Para esto es necesario determinar el proceso de eficiencia del equipo donde existen pasos intermedios de obligatorio cálculo.

$$Z_i = e \cdot c \quad 2.59$$

Donde:

$Z_i$ : clasificación de los elementos con igual evaluación.

$e$ : números de elementos con igual evaluación.

$c$ : coeficiente que contempla estado actual del elemento.

$c=1$  si el elemento evaluado es bueno.

$c=0,8$  si el elemento evaluado es regular.

$c=0,6$  si el elemento evaluado es malo.

$c=0,4$  si el elemento evaluado es muy malo.

Donde:

$Z$ : calificación total de los elementos evaluados.

Se fracciona este resultado entre la cantidad de elementos evaluados y afectándolo por 100, se obtiene el grado de eficiencia del equipo respecto a su condición inicial.

$$\eta = \frac{Z}{n} \cdot 100 \quad 2.60$$

$\eta$ : eficiencia obtenida al efectuar la defectación, (%)

### 2.8.3. Determinación del ciclo de mantenimiento

Revisiones: 12, reparaciones pequeñas: 4, reparaciones medianas: 1

G-RR-P-RR-P-RR-M-RR-P-RR-P-RR-G

Para establecer el ciclo de reparación a equipos que se encuentran en funcionamiento es necesario tener en cuenta por donde comenzar. Para determinar o elegir la duración del ciclo de mantenimiento, podemos usar la siguiente recomendación.

Horas entre reparaciones generales

32 400-----36 000 (horas- máquinas)

### 2.8.4. Período del ciclo de reparación

Para el cálculo de los períodos del ciclo de reparaciones se utiliza la cantidad de revisiones, cantidad de reparaciones pequeñas y la de reparaciones medianas.

-Período entre dos reparaciones (horas- máquinas)

$$tr = \frac{T}{NP + NM + 1} \quad 2.61$$

Período entre intervenciones o servicios de mantenimiento (horas-máquinas)

$$t_0 = \frac{T}{NR + NP + NM + 1} \quad 2.62$$

T: duración del ciclo en horas-máquinas

NR: cantidad de revisiones

NP: cantidad de reparaciones pequeñas

NM: cantidad de reparaciones medianas

## 2.9. Conclusiones del capítulo

- Las ecuaciones desarrolladas caracterizan los parámetros del transportador de bandas, el reductor de velocidades y el árbol.
- Quedó establecida la metodología de cálculo que considera las características del material que se utiliza para el cálculo de los parámetros tecnológicos del reductor de velocidades
- Quedó establecida la metodología del cálculo del mantenimiento para el transportador de bandas.

## **CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS**

### **3.1. Introducción**

En este capítulo se mostrarán los resultados obtenidos de los cálculos del diseño y del tipo de mantenimiento escogido tanto como los parámetros del transportador de bandas ubicado en la planta de secaderos de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, además de realizar una comparación entre el transportador instalado y el calculado.

El **objetivo** de este capítulo es evaluar los resultados que refieren los parámetros del transportador de bandas, tanto como del reductor de velocidades; además de exponer las particularidades del mantenimiento propuesto al equipo.

### **3.2. Parámetros del transportador de bandas**

Los parámetros del transportador se determinan atendiendo principalmente al tipo de material que se va a transportar así como el ancho de la banda, el tipo de motor a utilizar, además de otros parámetros necesarios para su funcionamiento.

#### **3.2.1. Tamaño medio de la partícula**

El tamaño medio de la partícula se calcula mediante la expresión 2.1 y teniendo en cuenta el tamaño máximo y mínimo de la partícula, esto puede variar atendiendo al tipo de material a transportar en este caso se toma una granulometría de (0-100 mm).

#### **3.2.2. Capacidad volumétrica**

Atendiendo a la expresión 2.3 se obtiene que la capacidad volumétrica se calcula atendiendo a la velocidad de transportación ( $V = 1.82$  m/s), la capacidad teórica de transporte y la corrección de talud, lo que arrojó como resultado una capacidad de ( $Q_v = 468,75$  t/h).

#### **3.2.3. Capacidad de transportación**

Mediante la locución 2.4 obtenemos la capacidad de transportación la cual depende de la capacidad volumétrica ( $Q_v = 468,75$  t/h) y el peso específico del material ( $\gamma = 1.6$  t/m<sup>3</sup>) obteniendo como resultado ( $Q = 750$  t/h).

#### **3.2.4. Cálculo del ancho de la banda**

La expresión 2.6 da la posibilidad de calcular el ancho de banda. Esta expresión relaciona la capacidad de transportación ( $Q = 750$  t/h) y la velocidad de transportación ( $V = 1.82$  m/s). Considerando estos factores se tiene un ancho de banda de ( $B = 916$  mm) el cual es estandarizado a ( $B = 1000$  mm).

#### **3.2.5. Peso lineal**

Para el cálculo de del peso lineal se tiene en cuenta el peso lineal de la carga, la capacidad volumétrica y la velocidad real, apoyado en estos elemento se obtuvo como resultado un peso lineal de ( $q_c = 260$  Nm).

##### **3.2.5.1. Peso de los rodillos superiores**

Atendiendo la ecuación 2.11 se determina el peso de los rodillos superiores. Esta expresión relaciona el peso de la estación de rodillo y la distancia entre dos estaciones de rodillos con estos parámetros se obtiene como resultado ( $q_{rs} = 260$  Nmm).

##### **3.2.5.2. Peso de los rodillos inferiores**

La expresión 2.12 relaciona la distancia entre dos estaciones de rodillos en la rama inferior y el peso de una estación de rodillo con los que se obtuvo ( $q_{rs} = 245$  Nm).

#### **3.2.6. Determinación de la potencia del motor**

Según la ecuación 2.21 se relaciona la velocidad de transportación, el tiraje efectivo, el factor de sobrecarga y la eficiencia general de la transmisión se obtuvo que la potencia del motor es de ( $N = 87$  kW) normalizado a ( $N = 90$  kW).

#### **3.2.7. Diámetro de la tambora motriz**

La expresión 2.30 establece la relación entre el tiraje efectivo, el coeficiente de fricción entre la tambora y la banda, la presión entre la tambora y la banda, el ancho de la banda y el ángulo de contacto entre la banda y la tambora, obteniendo como resultado ( $D_{tm} = 1290$  mm).

### **3.3. Parámetros del transportador de bandas**

En la siguiente tabla se muestran los valores de los parámetros del transportador de bandas obtenidas de la Unidad Empresarial Planta de

Secaderos de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" en comparación con los resultados obtenidos en la investigación.

Tabla 3.1 Comparación de los parámetros del transportador

Parámetros	u /m	Instalado	Calculado
Ancho de la banda	mm	1400	1000
Longitud de la banda ( una )	m	315	315
Distancia entre las poleas extremas	m	146,1	146,1
Velocidad de la banda	m/s	1,82	1,82
Ángulo de artesa	°	20	20
Distancia entre estaciones	mm	3000	3000
Material a transportar		M. Laterítico Serpentínico	M. Laterítico Serpentínico
Capacidad a transportar	t/h	750	750
Peso específico	t/m <sup>3</sup>	1,7	1,7
Potencia de los motores	kW	110	90
Velocidad de los motores	r/min	1200	985
Diámetro de la polea motriz	mm	1290	1290
Diámetro de la polea conducida	mm	1000	1000
Tipo de banda actualmente instalada, según especificaciones de la firma FIRESTONE		<b>1400 EP800/4 6+3 AA</b>	<b>1000 EP800/4 6+3 AA</b>

### 3.4. Cálculo de los parámetros de la rueda dentada.

Mediante el cálculo de los parámetros geométricos se determina los mecanismos necesarios para el correcto diseño del engranaje.

#### 3.4.1. Transmisión del reductor de velocidades

El accionamiento del transportador está compuesto por un motor eléctrico de 125 kW de potencia ( $N=125$  kW) una velocidad de rotación de 1 170 rev/min ( $n=1$  170rev/min), y además tiene un reductor de velocidades de una sola etapa acoplado a un motor eléctrico trifásico.

Datos del reductor de velocidades del transportador.

El número de vueltas ( $Z_1$ ) es escogido según la relación de transmisión del reductor ( $i$ ) la cual es de 6.3; con este dato se entra a la tabla 4.1 (González, 2015).

### 3.5. Tensión a contacto del engranaje

La comprobación de la resistencia a contacto viene dada por la ecuación 2.34 la cual muestra la condición de resistencia que debe cumplirse para que no ocurra la rotura de los dientes del engranaje. Los parámetros necesarios para realizar el cálculo son los siguientes, el número de dientes de la rueda ( $Z_2=83$ ), y la anchura ( $b=50$ ), el coeficiente de carga referente al engranaje ( $K=1.4$ ), el momento torsor que actúa sobre la rueda expresado en N·mm ( $M_{tor}=81\ 630$  N.mm) y por último la distancia interaxial ( $a_w=125$  mm). Dando como resultado el cálculo una tensión a contacto de ( $\sigma_t = 530.8$  Mpa).

#### 3.5.1. Distancia entre centros

La expresión 2.37 es la referente al cálculo de la distancia entre los centros. Esta expresión relaciona la tensión admisible a contacto del engranaje ( $\sigma_t = 727$  Mpa ), los coeficientes de carga del engranaje y la anchura ( $b$ ) respectivamente ( $K=1.4$ ) y ( $b=50$ ). Considerando estos factores se obtiene una distancia entre centros de 125 mm ( $a_w= 125$  mm) lo cual no implica que haya que cambiar el diseño de la transmisión puesto el error relativo es muy pequeño ( $E_r= 1.3$  %).

#### 3.5.2. Tensión a contacto

La expresión 2.39 da la posibilidad de calcular la tensión admisible del material a contacto, la cual depende del límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto ( $\sigma_{ot}=945,7$  MPa). En los cálculos se obtiene una tensión admisible de 727,4 MPa ( $[\sigma]_t = 727.4$  MPa). Con este resultado concluimos que la transmisión resiste los esfuerzos generados en la zona de contacto de los dientes del engranaje puesto que  $\sigma_t < [\sigma]$ , es decir la tensión a contacto es menor que la admisible.

### 3.6. Número de dientes de la rueda dentada del reductor

La expresión 2.41 muestra el cálculo del número de dientes de la rueda dentada, el cual relaciona el número sumario de dientes ( $Z_\Sigma = 100$ ) y la relación de transmisión del reductor ( $i=6.3$ ), dando como resultado un número de dientes ( $Z_1=17$ ) y ( $Z_2=83$ ) dientes.

### **3.7. Comprobación a flexión del engranaje**

El cálculo a la flexión se lleva a cabo a partir de considerar lo establecido en la expresión 2.43 por la rueda, y por las tensiones nominales y considerando la relación de transmisión ( $i=6.3$ ) El coeficiente de carga ( $K=1.4$ ), el coeficiente de resistencia de los dientes ( $Y_F=4,3$ ) el momento torsor ( $M_{tor}=81\ 630\ N.mm$ ), el valor mínimo del módulo ( $m=017\ mm$ ), la anchura ( $b=50\ mm$ ) y distancia interaxial ( $a_w=125\ mm$ ). Obteniendo como resultado una tensión a flexión de  $33,83\ MPa$  ( $\sigma_f = 33.83\ MPa$ ).

El resultado del cálculo de la tensión admisible a flexión de la rueda viene dada por la ecuación 2.45 la cual arrojó como resultado una tensión de  $529\ MPa$  ( $[\sigma]_f = 529\ MPa$ ). El resultado de la tensión admisible a flexión permite concluir que la transmisión resiste los esfuerzos a los que está sometida, puesto que  $\sigma_f < [\sigma]_f$ . Es decir, la tensión a flexión es menor que la admisible para este caso.

### **3.8. Parámetros geométricos**

Mediante el cálculo de los parámetros geométricos se obtiene las dimensiones con las cuales realizar el diseño atendiendo a la altura del diente, la altura de la cabeza del diente, el diámetro de la circunferencia primitiva y el diámetro de circunferencia exterior.

#### **3.8.1. Altura del diente**

Para el cálculo de la altura del diente se empleó la ecuación 2.46, se tuvieron en cuenta los datos siguientes tales como el modulo el cual fue expresado en (mm) obteniendo como resultado ( $h= 12.3\ mm$ ).

#### **3.8.2. Altura de la cabeza del diente**

Para la realización del cálculo de la altura de la cabeza del diente se empleó la ecuación 2.47, teniendo en cuenta que la altura de la cabeza del diente va a ser igual que el modulo normal podemos decir que el resultado obtenido es de ( $h_a= 5.6\ mm$ ).

#### **3.8.3. Diámetro de la circunferencia primitiva**

En la realización del cálculo de los diámetros primitivos se puso en práctica a partir de lo establecido en las ecuaciones 2.48 y 2.49, en esta oportunidad se

utilizó el modulo, el mismo fue expresado en mm y los números de dientes de las ruedas, obteniendo como resultado 42,5 mm y 207,5 mm respectivamente.

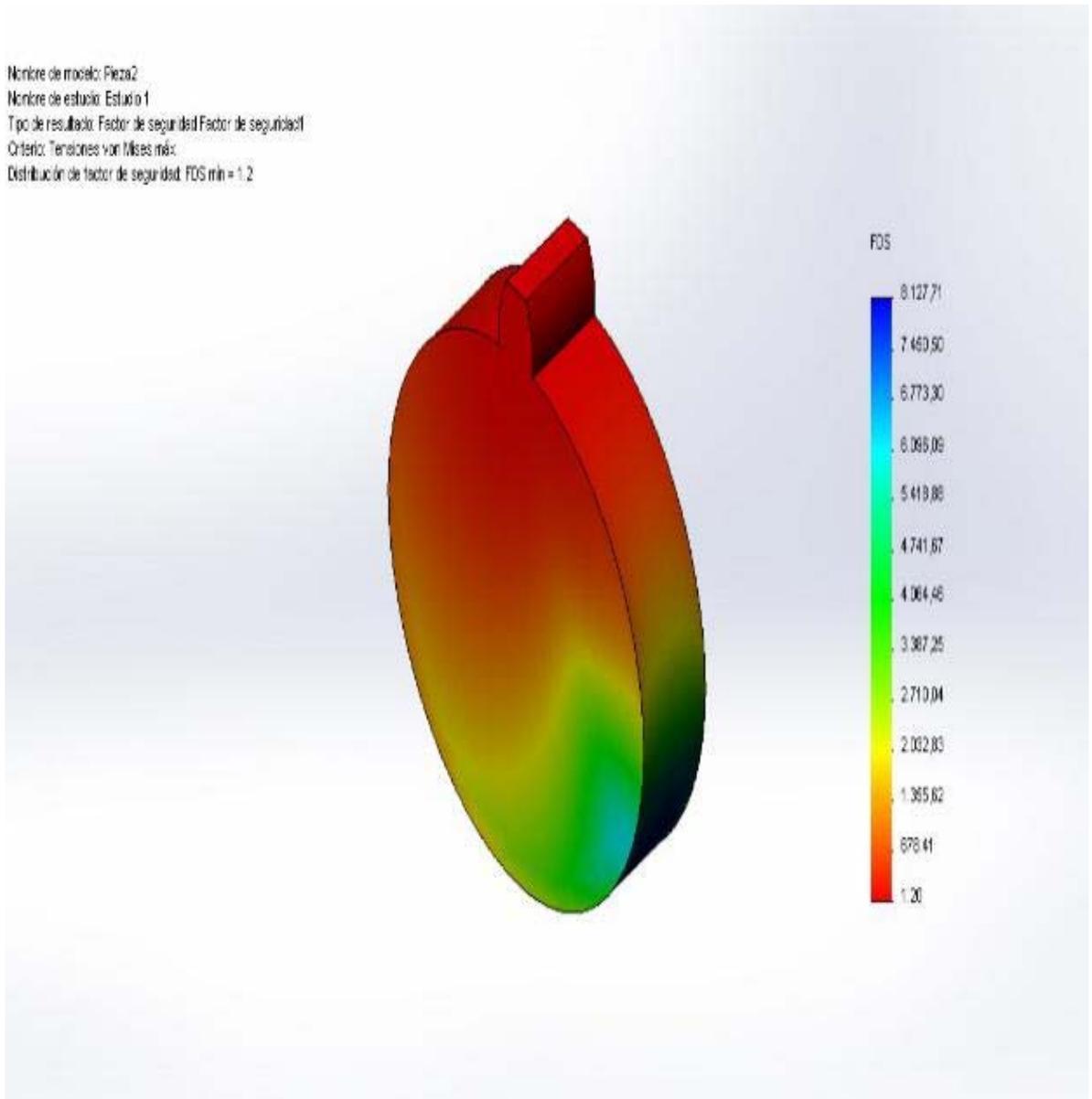
#### **3.8.4. Diámetro de la circunferencia exterior**

En la elaboración de este cálculo se utilizó la ecuación 2.50 y 2.51, en este sentido se emplearon los diámetros primitivos y el modulo normal expresado en mm, obteniendo como resultado 47,5 mm y 212 mm respectivamente.

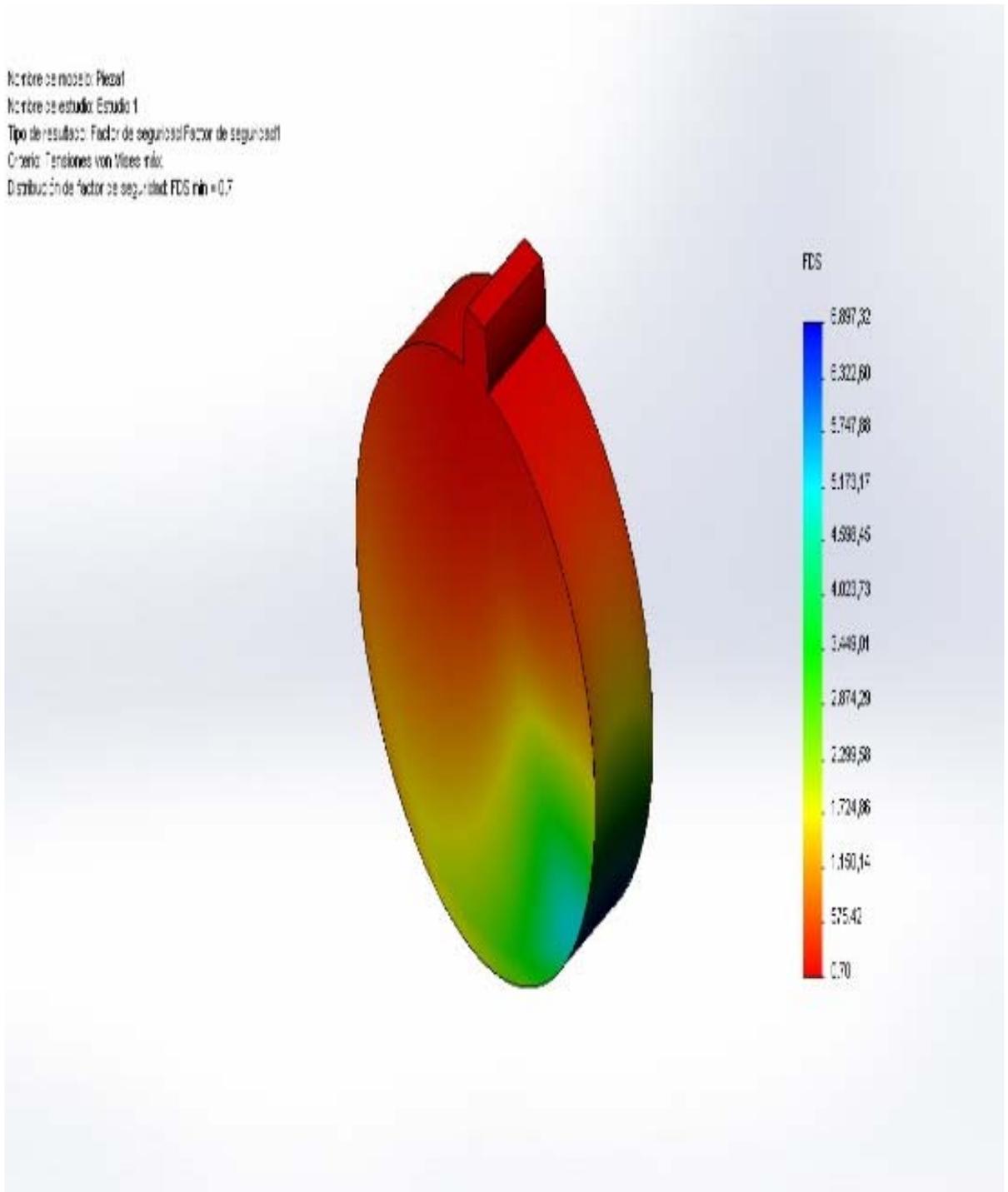
Al realizar los cálculos de verificación del engranaje de la transmisión podemos concluir que la transmisión resiste todos los esfuerzos a la que está sometida, lo que nos da la garantía de que está bien seleccionada y podrá trabajar sin sufrir roturas bajo condiciones normales de trabajo.

## Factor de seguridad de la pieza simulada de material AISI 3140

Nombre de modelo: Pieza2  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Distribución de factor de seguridad: FOS mín = 1.2



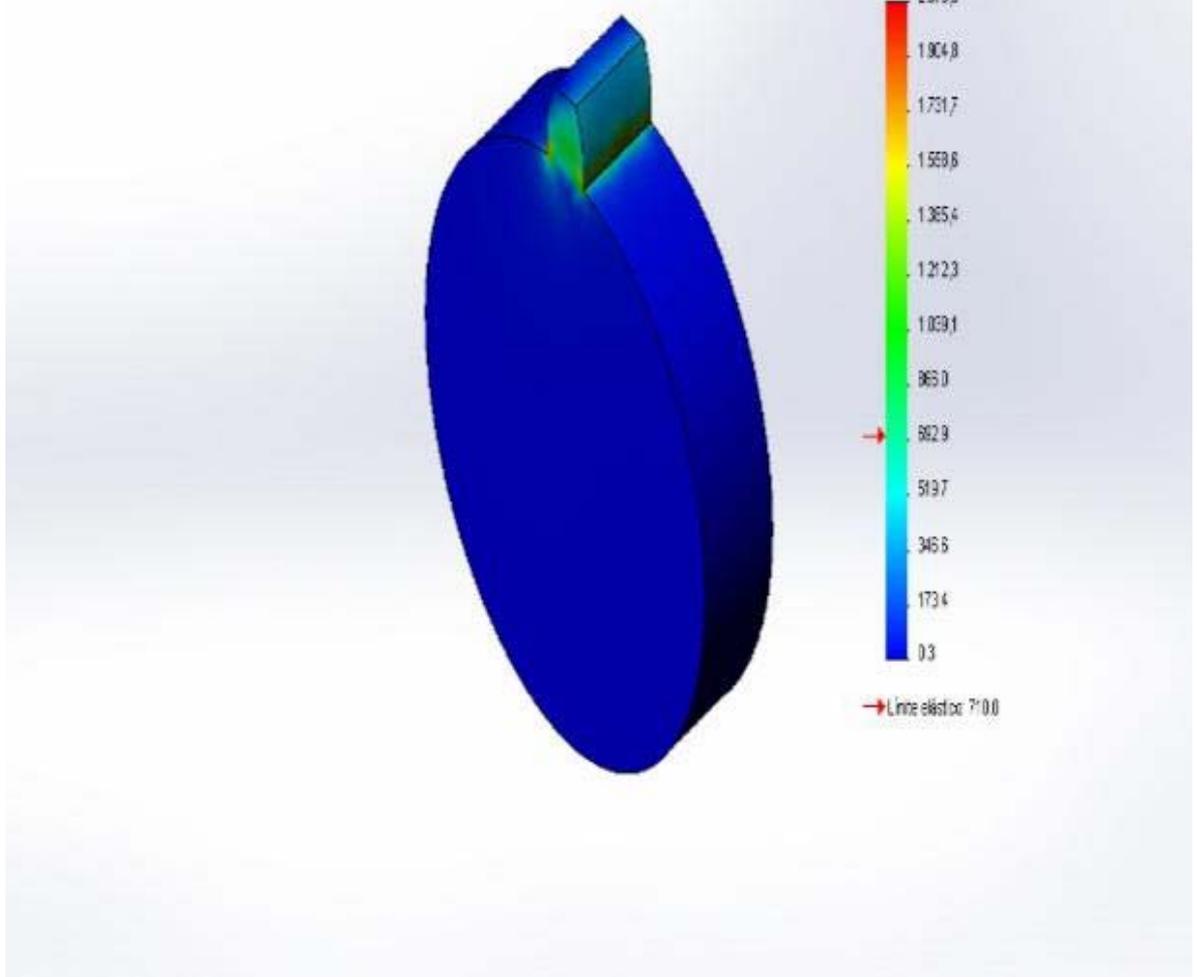
## Factor de seguridad de la pieza simulada de material AISI 1045



Mediante este análisis del factor de seguridad vemos que el factor de seguridad que se obtiene del AISI 3140 es mayor que el de AISI 1045 por lo que el material utilizado es correcto.

## Tensiones de von mises para AISI 3140

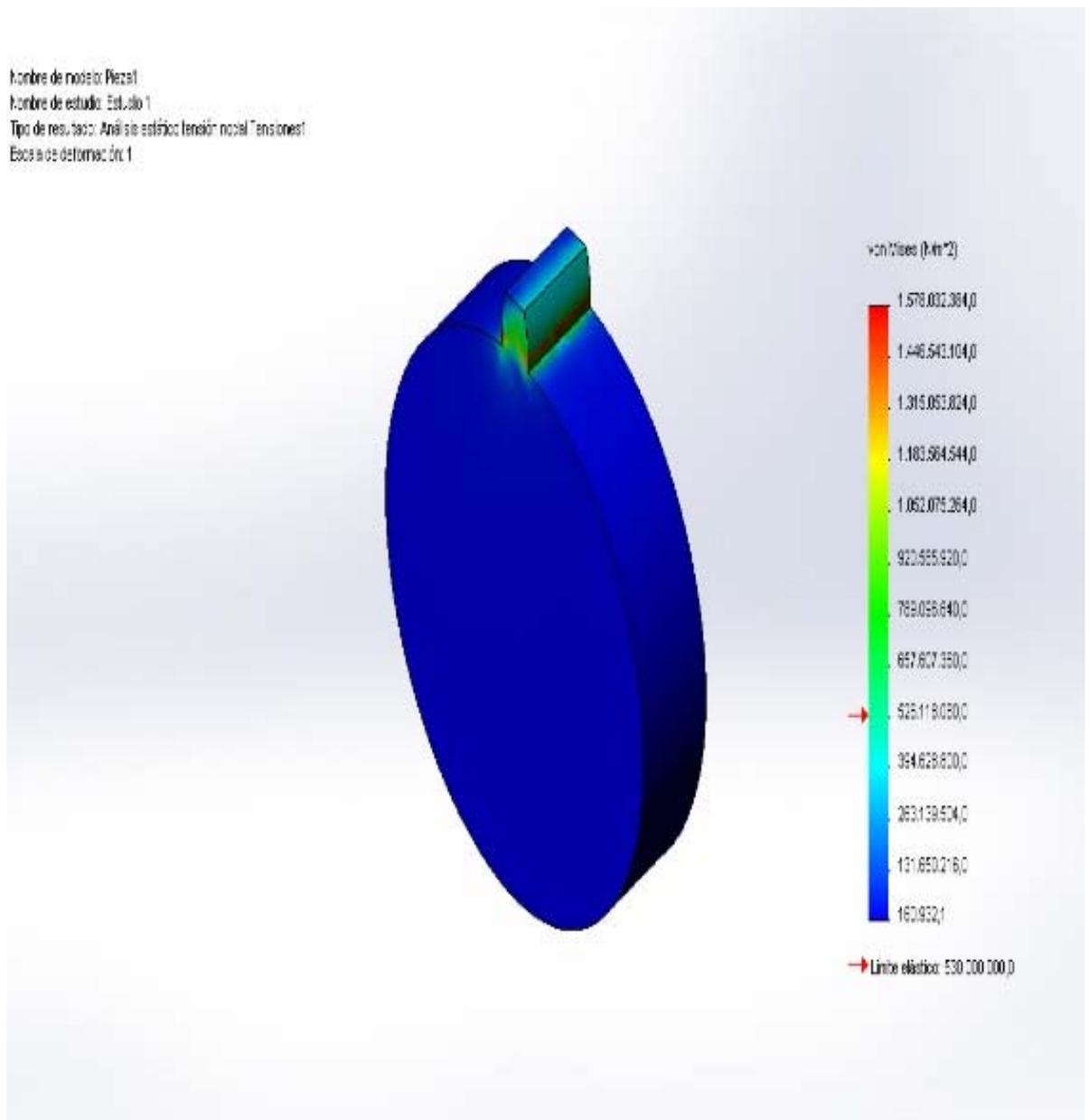
Nombre de modelo: Pieza2  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión/modal Tensiones1  
Escala de deformación: 1



Después de realizada la simulación y comparar con la que anteriormente se tenía vemos que las tensiones de von mises están dentro de lo admisible por lo que el material está bien seleccionado.

## Tensiones de von mises para AISI 10.45

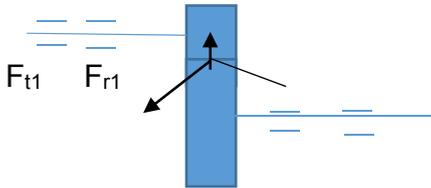
Nombre de modelo: Piezas1  
 Nombre de estudio: Estudio 1  
 Tipo de resultado: Análisis estático (tensión normal Tensiones)  
 Escala de deformación: 1



### 3.9. Diámetros de salida de los árboles

El cálculo de los diámetros de salida de los árboles o sección crítica viene dada por la expresión 2.16. El cálculo de los diámetros de salida de los árboles se lleva a cabo teniendo en cuenta el momento torsor ( $M_t = 81\ 630\ \text{N}\cdot\text{mm}$ ) y la tensión admisible a cortante ( $[\tau] = 12$ ) obteniendo como resultado  $d_k = 28\ \text{mm}$  ( $d_k = 28\ \text{mm}$ ).

### 3.10. Momento flector máximo



El cálculo del momento flector máximo está dado por la expresión 2.55, la determinación de este parámetro se lleva a cabo teniendo en cuenta el momento en y ( $M_y$ ) y el momento en x ( $M_x$ ) dando como resultado  $M_{f_{máx}} = 52\ 800\ \text{N mm}$  ( $M_{f_{máx}} = 52\ 800\ \text{N mm}$ ).

### 3.11. Momento equivalente

El cálculo del momento equivalente está dado por la expresión 2.56, el mismo se calcula considerando el momento flector máximo ( $M_{f_{máx}} = 52\ 800\ \text{N mm}$ ) y el momento torsor ( $M_t = 81\ 630\ \text{N mm}$ ) dando como resultado  $M_{eq} = 534\ 260\ \text{N mm}$  ( $M_{eq} = 534\ 260\ \text{N mm}$ ).

### 3.12. Diámetro de la sección peligrosa

El diámetro de la sección peligrosa está dado por la expresión 2.58, el cual se calcula teniendo en cuenta el momento equivalente ( $M_{eq} = 534\ 260\ \text{N mm}$ ) la relación del diámetro exterior con el diámetro interior ( $\beta = 0$ ) y la tensión admisible a la tracción compresión del reductor ( $[\sigma_{-1,flex}] = 67\ \text{MPa}$ ) finalmente se obtiene como resultado  $d = 32,23\ \text{mm}$ .

### 3.13. Mantenimiento preventivo planificado

El cálculo de los elementos con igual evaluación está dado por la expresión 2.59 se tuvo en cuenta el número de elementos con igual evaluación (e) y el coeficiente que contempla estado actual del elemento (c) obteniendo como resultado  $Z_i = 4$



entidad debido a que este tiene un papel muy importante, porque gran parte del material transportado en esta entidad pasa por este transportador, por lo que su estado técnico debe estar en óptimas condiciones. En el año 2016 el transportador de banda salió de uso por problemas asociados al desgaste en la transmisión, quedando este inhabilitado por 360 horas. Lo que dio una pérdida para la empresa de 2415 CUC. El transporte del material desde las minas a la planta de secaderos se realiza en gran parte por los transportadores de enlace 14 o 15 lo que trae consigo un gasto de energía. Se está utilizando una banda de 1400 (mm) la cual tiene un gasto de 1 947 185,77 USD/año y la que se recomienda utilizar de 1000 (mm) tiene un gasto de 1 762 800,86 USD/año teniendo un ahorro de 184 384,91 USD/año. Después de determinar el costo por compra de banda vemos que utilizando una banda de 1400 (mm) tenemos un costo de 38 745 CUC y para una de 1000 (mm) tenemos un costo de 23 310 CUC lo que demuestra que al utilizar una de 1000 (mm) que es la que se propone se ahorra 15435 CUC a la entidad.

### **3.18. Impacto medio ambiental y riesgos**

En esta instalación de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" existen una serie de equipos de extracción minera y agregados industriales que de una forma u otra contaminan el medio en que vivimos, el desprendimiento de calor, polvo, ruidos, aceites, combustibles y otros agentes son perjudiciales para la naturaleza.

Todos los métodos de extracción minera producen algún grado de alteración de la superficie y los estratos subyacentes, así como los acuíferos. Los impactos de la exploración y pre desarrollo, usualmente, son de corta duración e incluyen:

- Alteración superficial causada por los caminos de acceso, hoyos y fosas de prueba, y preparación del sitio.
- Polvo atmosférico proveniente del tráfico, perforación, excavación, y desbroce del sitio.
- Ruido y emisiones de la operación de los equipos diesel.

- Alteración del suelo y la vegetación, ríos, drenajes, recursos culturales o históricos, y acuíferos de agua freática.

Las preocupaciones ambientales incluyen la alteración del suelo, vegetación y ríos locales durante la preparación del sitio; contaminación atmosférica proveniente de la separación, concentración y procesamiento (polvo fugitivo y emisiones de la chimenea); ruido del transporte, transferencia, trituración y molienda del mineral; contaminación de las aguas superficiales por los derrames de los molinos y plantas de lavado; contaminación de las aguas freáticas debido a las fugas de las pilas de relaves y piscinas de lama; contaminación de los suelos, vegetación y aguas superficiales locales debido a la erosión eólica e hídrica de las pilas de desechos; eliminación de los desechos; impactos visuales; y conflictos en cuanto al uso de la tierra.

A menudo, las plantas de procesamiento de las regiones montañosas tienen dificultades para encontrar las áreas adecuadas para represar los relaves del concentrador, y por consiguiente, descargan estos finos inertes a los ríos torrentosos. Aguas abajo, se asientan estos materiales en las curvas del río, canales anchos, planicies de inundación y aguas costaneras de poca profundidad. Perjudicando a los organismos acuáticos, y pueden causar además represamientos e inundaciones en las comunidades que se encuentran aguas abajo.

Inhalación de polvo

En ocasiones los materiales transportados tienen un alto contenido de polvo, por lo que, tanto en la zona de recepción como en la de vertido, esto es, cuando el material “está en el aire”, se producen fuertes emisiones de polvo que pasan al ambiente, igualmente ocurre durante el recorrido de la cinta, si está expuesta a la acción del viento.

## **2.19. Conclusiones del capítulo**

- Se reflejó que disminuyendo el ancho de banda del transportador se transporta la misma cantidad de material, por lo que se ahorran anualmente a la instalación una suma de 184 384,91 USD/año.

- Se reflejó que es necesario realizar un cambio de material para el diseño del reductor sustituyendo el AISI 1045 por el AISI 1045.
- Se estableció el mantenimiento para el transportador mejorando así sus condiciones de trabajo.

## CONCLUSIONES GENERALES

- Quedó establecida una metodología de cálculo que, considerando las características del mineral laterítico serpentínico permite establecer los parámetros del transportador de bandas y del reductor de velocidades.
- La simulación por el MEF muestra que utilizando un AISI 3140 se incrementa el factor de seguridad consecuentemente y disminuyendo con ello el riesgo de desgaste o rotura.
- El análisis económico de la variante destaca que se debe emplear una banda de 1000 (mm) trayendo consigo un ahorro de 184 384 USD/año a la empresa.
- Al considerar la particularidades del transportador de bandas se establece que, la aplicación de un MPP permitirá mejorar la calidad del equipo y disminuir las averías y con ello el número de detenciones del equipo.

## REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

1. FIRESTONE HISPANIA S.A (España).  
Catálogo de bandas transportadoras.1999.
2. FIRESTONE HISPANIA S.A (España).  
Catálogo de bandas transportadoras.2000.
3. *Transportadores de bandas*. [2004-04.22].  
<http://www.esbelt.com/imatges/quadre4.gif>.
4. *Transportadores de bandas*. Zaragoza. [2004-05.10].  
<http://www.iaf.es/enciclopedia/tusa/banda.htm>.
5. Catálogo de reductores. [2004-06-02].  
<http://www.Siemensandina.com>.
6. KAUMAN S.A (España).  
Catálogo de productos para bandas transportadoras. 2000.
7. L.G Matushev, V.N Sumin. *Dispositivos de transporte y depósitos de las fábricas de enriquecimiento*. La URSS: Editorial pueblo y educación. 1985.
8. Loher (Germania). Three-phase low-voltage motors with squirrel cage.1995.
9. Loyola Fernández, Roberto. *Estandarización del sistema de transporte por transportadores de bandas en el taller 01 y en la planta de recuperación de mineral de la empresa Ernesto Che Guevara*. Roberto Sierra (tutor). Trabajo de diploma. Instituto superior minero metalúrgico, 2002. 73 h.
10. Mecánica FALK S.A (México). Reductores de velocidad. 1990.
11. Oriol Guerra, José M. Aguilar Pérez, Francisco. *Conferencia de máquinas transportadoras*. ESPAJAE. La Habana: Editorial pueblo y educación. 1986.
12. Oriol Guerra, José M. Aguilar Pérez, Francisco. *Máquina de transporte continuo*. Tomo 1. La Habana: Editorial pueblo y educación. 1985. 236 P.
13. P.H Segundo, P.A Ramón. *Transporte minero*. La habana: Editorial "Félix Varela". 1999.
14. Metodología de Cálculo para transportadores de banda, Pérez e Hidalgo.
15. Echesa S.A, reductores de velocidad

## RECOMENDACIONES

- Generalizar la metodología de diseño, mantenimiento y los cálculos expuestos en el presente trabajo para el posterior diseño o de otros reductores.
- A partir del cálculo realizado en el capítulo II del engranaje diseñar teniendo en cuenta las modificaciones de la potencia con vista a disminuir el costo por concepto de compra del equipamiento y consumo energético.
- Seleccionar el acero AISI 3140 como sustituto para lograr un par de engranajes con mayor eficiencia y que garantice la durabilidad de la transmisión y se mejoren las condiciones de operación de la planta.

## ANEXOS

### Anexo 1

Tabla No 2.1 Grados de precisión en dependencia de las velocidades circunferenciales de los engranajes

Grado de precisión	Veloc. Circunferencial m/s		Campos de aplicación
	Dientes rectos	dientes oblicuos	
6 <sup>to</sup> (precisión elevada)	20	31,5	Transmisiones rápidas.
<b>7<sup>mo</sup> (precisión normal)</b>	<b>12,5</b>	<b>20</b>	<b>Transm. de velocidades elevadas y carga moderada</b>
8 <sup>vo</sup> (precisión reducida)	8	12,5	Transm. para el empleo general en la construcción de maquinaria

### Anexo 2

Tabla 2.2. Coeficiente de aspereza según el grado de precisión

Grado de precisión	Z <sub>R</sub>
Hasta 5 <sup>o</sup>	0,9
6 <sup>o</sup>	0,95
7 <sup>o</sup> o mayor	1

### Anexo 3

Tabla 2.3. Límites de fatiga de las capas superficiales de los dientes

### Anexo 4

Tabla 2.4. Coeficientes de resistencia de los dientes para el cálculo de tensiones locales

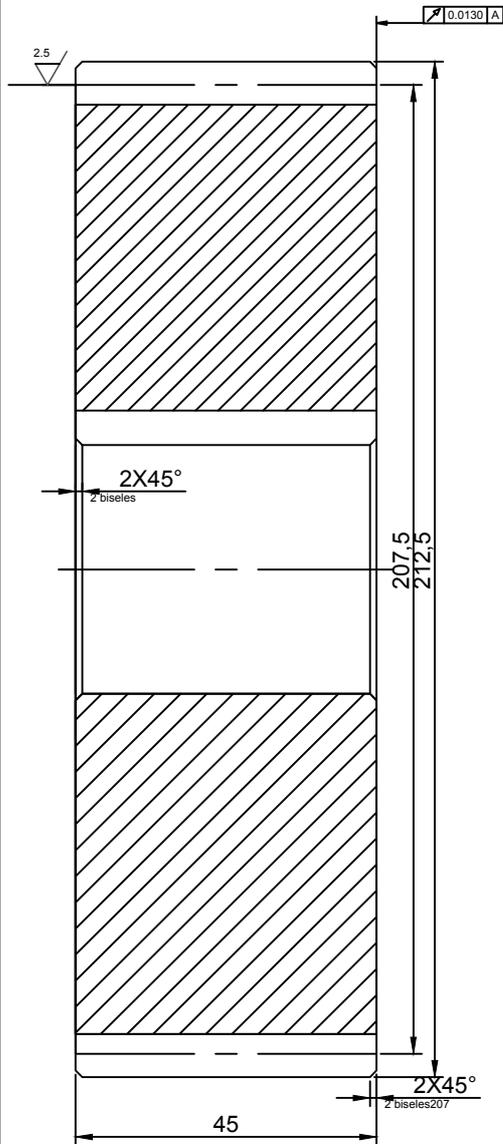
Z	Y <sub>F</sub>	Z	Y <sub>F</sub>
17	4,30	50	3,73
20	4,12	60	3,73
25	3,96	80	3,74
30	3,85	100	3,75
40	3,75	&	3,80

Anexo 5

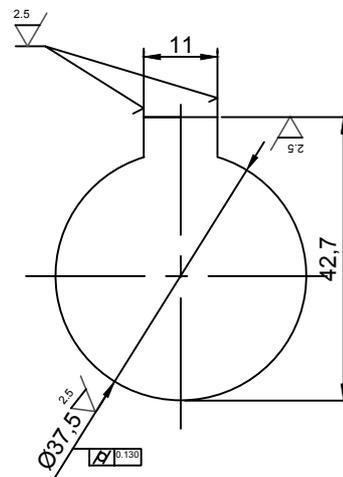
Tabla No 2.5. Límite de resistencia a la fatiga para diferentes materiales

Tratamiento térmico	Dureza del diente	Marca del acero	$\sigma_0$ ; kgf/cm <sup>2</sup>	Valores de $n_1$ ; con probab. de destrucción del 98% con no
Normalización, mejoramiento	HB(200÷350)	AISI 1040; 45; 3140; 5052-H32	18. (dureza HB)	1,75
Temple a corazón	HRC(45÷55)	5052-H32; 3140; 8742	5000-6000	1,75-1,85
Temple superficial	HRC(45÷55)	40, 45	6500	1,75
Temple por CAF	HRC(45÷55)	5052; 3140	5500	1,75
Cementación	HRC(55÷65)	1015; 1020; 3120	7500-8000	1,55
Nitruración	HRC $\geq$ 60	3135; 4140; 3140	7000	1,65-1,75

Rz.20



MÓDULO	m	4
NÚMERO DE DIENTES	Z1	
ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA HÉLICE	$\beta$	0°
SENTIDO DE LA DIRECCIÓN DE LA HÉLICE		
COEFICIENTE DE CORRECCIÓN	X	0.3
CLASE DE PRECISIÓN		
CREMALLERA BÁSICA NORMALIZADA		NC 16 10 78
DATOS PARA EL CONTROL DE LA POSICIÓN DE LOS FLANCOS OPUESTOS		
DIÁMETRO DE REFERENCIA	Dd	212,5
RUEDA CONJUGADA	NÚMERO DE DIENTES	Z2 83
	CÓDIGO DEL PLANO	HS-03-00



Mod	Cant	No. Notif	Firma	Fecha
Dib		L. V.M		
Proy		L. V.M		
Rev		M.UTRIA		
Cont.nor				
Cont.téc				
Aprob				

## RUEDA CONDUCTIDA

Plano de piezaL

Acero 40X

## ISMM

### Etapas de Elaboración

Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
8.56Kg	2:1	1	1

HS-03-00