



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE GRANMA  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



*UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI*  
*Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas*  
*Extensión "La Maná"*

## **Trabajo de Diploma**

***En opción al título de Ingeniero Electromecánico***

**TÍTULO:** DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE UN  
TRANSPORTADOR DE BANDA PARA LA AGROINDUSTRIA DE GRANOS

**Diplomante:** Edgar Xavier Días Guilca.

Bayamo. M.N.  
CURSO ACADÉMICO 2019-2020



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE GRANMA  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



*UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI*  
*Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas*  
*Extensión "La Maná"*

## **Trabajo de Diploma**

*En opción al título de Ingeniero Electromecánico*

**TÍTULO:** DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE UN  
TRANSPORTADOR DE BANDA PARA LA AGROINDUSTRIA DE GRANOS

**Diplomante:** Edgar Xavier Días Guilca.

**Tutor:** Dr.C. Ing. Alain Ariel de la Rosa Andino. Prof. Tit.

**Jefe Disciplina Integradora:** Dr.C. Ing. José E. Márquez Delgado. Prof. Tit.

Bayamo. M.N.  
CURSO ACADÉMICO 2019-2020

### PÁGINA DE ACEPTACIÓN

Los abajo firmantes hacemos constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Técnica de Cotopaxi, Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas, Extensión “La Maná” en la investigación realizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Granma, Cuba; certificando que el mismo ha sido realizado según lo indicado en la GUÍA METODOLÓGICA PARA LA REDACCIÓN Y PRESENTACIÓN DE INFORMES DE TRABAJOS DE DIPLOMA Y PROYECTOS DE CURSO DEL INGENIERO MECÁNICO DE LA UNIVERSIDAD DE GRANMA y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura.

Dr.C. Ing. Alain Ariel de la Rosa Andino.  
Tutor

Dr.C. Ing. José E. Márquez Delgado.  
Jefe Disciplina Integradora

Luego de estudiada la exposición del diplomante: **EDGAR XAVIER DÍAS GUILCA**, así como las opiniones del tutor y el oponente del presente trabajo de diploma, el tribunal emite la calificación de 5.

Dr.C. Rabel Francisco Jiménez Salgado  
Presidente del Tribunal  
Nombre y Apellidos. Firma.

M.Sc. Yoan Manuel Ramos Botello  
Secretario  
Nombre y Apellidos. Firma.

M.Sc. Jorge Alexander Bosch Cabrera  
Vocal  
Nombre y Apellidos. Firma.



## DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Declaro que soy autor de este Trabajo de Diploma y que autorizo a la Universidad de Granma, a hacer uso del mismo, con la finalidad que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma:



**EDGAR XAVIER DÍAS GUILCA**

**EDGAR XAVIER DÍAS GUILCA** autoriza la divulgación del presente trabajo de diploma bajo licencia Creative Commons de tipo Reconocimiento No Comercial Sin Obra Derivada, se permite su copia y distribución por cualquier medio siempre que mantenga el reconocimiento de sus autores, no haga uso comercial de las obras y no realice ninguna modificación de ellas. La licencia completa puede consultarse en: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/es/legalcode.es>

**EDGAR XAVIER DÍAS GUILCA** autoriza al Departamento de Ingeniería Mecánica adscrito a la Universidad de Granma a distribuir el presente trabajo de diploma en formato digital bajo la licencia Creative Commons descrita anteriormente y a conservarlo por tiempo indefinido, según los requerimientos de la institución, en el repositorio de materiales didácticos disponible en:

<ftp://fct.udg.co.cu/Documentos/0-INGENIERIA%20MECANICA/TESIS/>

## AGRADECIMIENTOS

Dicen que la mejor herencia que nos pueden dejar los padres son los estudios, sin embargo no creo que sea el único legado del cual yo particularmente me siento muy agradecido, mis padres me han permitido trazar mi camino y caminar con mis propios pies.

Agradezco a Dios por guiarme en mi camino y por permitirme concluir con mi objetivo.

A mis padres quienes son mi motor y mi mayor inspiración, que a través de su amor, paciencia, buenos valores, ayudan a trazar mi camino.

Y por supuesto a mi querida Universidad y a todas las autoridades, por permitirme concluir con una etapa de mi vida, gracias por la paciencia, orientación y guiarme en el desarrollo de esta investigación.

Gracias a todos los tutores, que colaboraron con la elaboración de este trabajo de investigación, mi agradecimiento a ellos ya que sin su ayuda esto no sería posible.

Agradezco a los todos docentes que con su sabiduría, conocimiento y apoyo, motivaron a desarrollar este proyecto de Diplomado en la Universidad de Granma (Cuba).

Mi agradecimiento a todos, mi familia, mis amigos que de una u otra manera me brindaron su colaboración y se involucraron en este proyecto.

## DEDICATORIA

Este Diplomado, si bien ha requerido de esfuerzo y mucha dedicación, no hubiese sido posible su finalización sin la cooperación desinteresada de todas y cada una de las personas que me acompañaron en el recorrido laborioso de este trabajo y muchas de las cuales han sido un soporte muy fuerte en momentos de angustia y desesperación, primero y antes que todo, dar gracias a Dios, por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio, a mi tutor Dr. Alain Ariel de la Rosa Andino que con su amplia experiencia y conocimientos me orientaron al correcto desarrollo y culminación con éxito este trabajo para la obtención de la Ingeniería en Electromecánica, a través de ellos a la Universidad de Granma Cuba autoridades y docentes.

Mil veces gracias.

## RESUMEN

El presente trabajo se realizó para la línea de recepción y ensilaje de la Empresa Agroindustrial de Granos Fernando Echenique UEB Combate del Cerro, en el municipio de Bartolomé Masó de la provincia de Granma. Dicha Empresa pertenece al Complejo Agroindustrial Arrocero (CAI) Fernando Echenique. El mismo tuvo como objetivo determinar los parámetros para el diseño de un transportador de banda que permita garantizar el transporte de arroz hacia los silos de almacenaje. Para ello se desarrolló una metodología basada en los fundamentos básicos del diseño de Elementos de Máquinas específicamente en las de transporte continuo, la cual se encuentra reportada en la bibliografía especializada. Dentro de los principales resultados destacan: el ancho de la banda igual a 400 mm, la velocidad real igual a  $1,03 \text{ m s}^{-1}$ , tiraje efectivo igual a 4 811,45kg, potencia necesaria igual a 53,99 kW y el número de capas igual a 3. Como conclusión se puede afirmar que con el transportador de banda propuesto, se obtendrán beneficios en el orden tecnológico y económico debido a que se eliminarán las paradas del proceso productivo por falta de materia prima en los silos.

## ABSTRACT

The present work was carried out for the reception and silage line of the Agroindustrial Grain Company “Fernando Echenique”, Combate del Cerro Enterprise Basic Unit (UEB), from Bartolomé Masó, Granma province. This enterprise belongs to the Agroindustrial Rice Complex (CAI) Fernando Echenique. The objective of the investigation was directed to determine the designing parameters for the belt conveyor to guarantee the transportation of rice to the storage silos. For this purpose, a methodology based on the basic foundations of the design of Machine Elements, specifically in the continuous transport, was developed, which is reported within the specialized literature. Among the main results, there are some relevant data concerning the width of the belt equal to 400 mm, the actual speed equal to  $1.03 \text{ m s}^{-1}$ , effective draft equal to 4 811.45 kg, required power equal to 53.99 kW and the number of layers equal to 3. As a conclusion, it is obtained that with the proposed belt conveyor, benefits in the technological and economic order will be obtained, due to the fact that the interruptions during the productive process will be eliminated as a consequence of the lack of raw material in the silos.

## INDICE

I - INTRODUCCIÓN.....	1
II - DESARROLLO .....	6
CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL DE LAS MÁQUINAS DE TRANSPORTE CONTINUO .....	6
1.1. Máquinas de transporte industrial.....	6
1.2. Principio de funcionamiento de los transportadores de banda .....	7
1.2.1. Clasificación de los transportadores de banda.....	8
1.3. Partes principales de una banda transportadora .....	9
1.4. Generalidades y funciones de las bandas transportadoras .....	12
1.5. Clasificación, tipos y función de las bandas.....	13
1.6. Constitución de la banda .....	16
1.6.1. Carcasa y recubrimientos .....	16
1.6.2. Tejidos .....	17
1.6.3. Uniones de las bandas.....	18
1.7. Grupos motrices .....	19
1.7.1. Tipos de motores .....	20
1.8. Equipos de limpieza, generalidades e importancia .....	21
1.8.1. Tipos de rascadores.....	21
1.9. Análisis de las investigaciones realizadas en los transportadores de banda ..	22
1.10. Conclusiones.....	26
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS .....	28
2.1. Localización y caracterización de la Empresa .....	28
2.2. Metodología de cálculo para un transportador de banda .....	29
2.2.1 Cálculo de una banda .....	30
2.3. Cálculo de la banda transportadora.....	30
2.3.1. Velocidad trabajo de la banda.....	32
2.3.2. Selección del tipo de rodillo a utilizar .....	33
2.3.3. Ancho de la banda .....	34
2.3.4. Peso inicial de la carga, la banda y de los rodillos superiores e inferiores en $\text{kg m}^{-1}$ .....	37
2.3.5. Resistencia en el transportador.....	40
2.3.6. Tiraje efectivo.....	47
2.3.7. Potencia necesaria .....	48
2.3.8. Comprobar $S_{\min}$ en la rama cargada .....	48
2.3.9. Número de capas requeridas, para una determinada marca de banda de goma .....	48
2.3.10.-Diámetro de las tamboras en (mm).....	51
2.3.11. Comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz.....	52
2.4. Conclusiones:.....	54
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE BANDA .....	57
3.1. Selección de la velocidad de trabajo de la banda .....	57
3.2. Selección del tipo de rodillo a utilizar .....	57

3.3. Determinación del ancho de la banda .....	57
3.4. Determinación del peso inicial de la carga, la banda y de los rodillos superiores e inferiores .....	58
3.5. Determinación de la resistencia en el transportador .....	60
3.6. Tiraje efectivo .....	62
3.7. Potencia necesaria .....	63
3.8. Tensión mínima $S_{min}$ en la rama cargada .....	63
3.9. Número de capas requeridas .....	64
3.10. Diámetro de las tamboras.....	64
3.11. Comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz .....	65
III –CONCLUSIONES .....	67
IV - RECOMENDACIONES .....	69
V – BIBLIOGRAFÍA.....	71

## I - INTRODUCCIÓN

Los equipos de transporte continuos llamados transportadores son de gran utilidad para las industrias, ya que brindan la facilidad de poder mover la mercancía en determinado tramo sin la necesidad de ser manipulada por la mano del hombre (González *et al.*, 2017).

Los transportadores de banda son los equipos de transporte continuo más universales, pues tienen una alta eficiencia y gran capacidad de transporte, lográndose mover diferentes materiales a distancias variables (Sangolkar y Kshirsagar, 2015). Por su versatilidad son utilizados en diferentes procesos de producción en múltiples industrias, almacenes, puertos y aeropuertos (Ramírez, 2011; Sangolkar y Kshirsagar, 2015). Debido a pueden emplearse para facilitar el manejo de materiales más allá de la capacidad humana en términos de peso y altura (Daniyan *et al.*, 2014).

Ellos son seleccionados para utilizarlos en servicios de transportación de carga tales como: transportación en bultos (sacos, paquetes, maletas, cajas, etc.) y hasta objetos cuya manipulación es delicada ya que la transportación se efectúa de una forma suave y uniforme, o en la transportación a granel de una gran variedad de materiales, los cuales pueden ser livianos o pesados, secos o polvorientos o en grandes terrones (Paneque, 1985; Oriol y Aguilar, 1998; He *et al.*, 2016).

Dentro de sus principales ventajas destacan que puede manipular una variada gama de materiales, un amplio rango de longitud de transportación (desde algunos metros hasta kilómetros) con la posibilidad de disponer de dos transportadores, uno a continuación del otro para lograr un mayor alcance, además de que la descarga del material sea fácil, tenga poco peso de su estructura o bastidor así como, poco desgaste de sus elementos y fácil mantenimiento de los mismos (Ramírez, 2011; Ananth *et al.*, 2013).

Y aunque presentan algunas desventajas, su amplia aplicación ha permitido que se hayan llevado a término varias investigaciones en el ámbito nacional e internacional. Las cuales han tenido como centro el diseño, rediseño, construcción y selección de estas máquinas de transporte continuo (Salinas, 2010; Mallikarjuna *et al.*, 2012;

Vanamane y Mane, 2012; Ananth *et al.*, 2013; Sierra y Legrá, 2014; Jagtap *et al.*, 2015; Todkar y Ramgir, 2018) así como, en la determinación de las fuerzas que actúan sobre los rodillos de apoyo del transportador (Pérez y Pfeiffer, 2010) y en el análisis e implementación de sistemas de bandas transportadoras con simulación discreta y diseño de experimentos (Gomez y Correa, 2011). Además demodelar, simulary validar mediante el método numéricos el flujo del material sobre la cinta transportadora en dos escalas (Göttlich *et al.*, 2014). Optimizar las partes críticas de algunos elementos estructurales de estas máquinas transportadoras tales como, rodillos, soporte, eje del rodillo y base para minimizar el peso del montaje (Jyotsna *et al.*, 2015). Analizar el comportamiento de la estructura de este tipo de transportador bajo condiciones de trabajo específicas (Moroliya y Padole, 2016) y en la modelación del área de la sección transversal y el ancho de banda para el transporte áridos (Sierra *et al.*, 2017).

Una de las empresas que juega un papel importante en el desarrollo de la región es la Empresa Agroindustrial de Granos Fernando Echenique UEB Combate del Cerro, perteneciente al Complejo Agroindustrial Arrocerero (CAI) Fernando Echenique. Industria que tiene un carácter agroindustrial y su misión es potenciar el proceso industrial eficiente del arroz para el autoabastecimiento nacional; apoyados en la aplicación de adelantos científico-técnicos.

Para llevar a cabo varias de las actividades directas a la producción es imprescindible el empleo de transportadores de banda. Sin embargo, en la línea de recepción y ensilaje, el proceso de traslado del arroz en cáscara no se realiza con eficiencia. Y esto se debe a la carencia de un transportador de banda, que sea capaz de trasladar el cereal hacia los restantes silos de almacenaje, para su posterior secado y descarado.

La carencia de dicha máquina de transporte continuo, provoca frecuentes interrupciones, las cuales son inherentes a la falta de materia para procesar, al encontrarse tres silos vacíos. Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto se desarrolló el presente trabajo que tuvo el siguiente **problema de investigación**.

**Problema de investigación:**

¿Cómo perfeccionar el traslado del arroz en cáscara en el área de ensilaje para evitar las interrupciones en el proceso de almacenamiento del molino UEB Combate del Cerro?

**Objeto de Estudio:**

El proceso de ensilaje del arroz en cáscara en el molino UEB Combate del Cerro.

**Campo de acción:**

La determinación de los parámetros para el diseño de un transportador de banda.

**Hipótesis:**

Si se aplican los procedimientos metodológicos y matemáticos en la determinación de los parámetros requeridos para el diseño de un transportador de banda en la transferencia de arroz en cáscara, entonces, disminuirán las interrupciones en el proceso de almacenamiento del molino UEB Combate del Cerro.

**Objetivo general:**

Determinar los parámetros requeridos para el diseño de un transportador de banda para la transferencia de arroz hacia silos de almacenaje, para su posterior secado y descarado en el molino UEB Combate del Cerro.

**Objetivos específicos:**

1. Delimitar los antecedentes, fundamentos teóricos del problema y objeto de estudio.
2. Desarrollar el sistema de procedimiento de cálculo para la determinación de los parámetros para el diseño de un transportador de banda.
3. Establecer la documentación tecnológica del trabajo.

**Tareas de investigación:**

1. Analizar las fuentes de información para el establecimiento de antecedentes, fundamentos teóricos y parámetros requeridos.
2. Establecer la secuencia de cálculo de los parámetros para el diseño.
3. Redactar el informe resultado de la presente investigación.

**Métodos de nivel teórico.****➤ Análisis - Síntesis**

Determinar las posibles variables metodológicas para la determinación de los parámetros para el diseño de transportadores de banda.

Evaluación de las variables metodológicas las cuales pueden ser:

Directas

Indirectas

**➤ Histórico – lógico**

Facilitó el estudio de los antecedentes y desarrollo del tema objeto de estudio a través de la revisión de la bibliografía especializada.

**➤ Estadístico Matemático:**

Agrupar información sobre el tema objeto de estudio, determinar los valores de los parámetros a analizar, tabular y graficar.

**➤ Métodos empíricos:**

Observaciones, entrevistas y análisis de documentos.

**CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL DE LAS MÁQUINAS DE  
TRANSPORTE CONTINUO**

## **II - DESARROLLO**

### **CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL DE LAS MÁQUINAS DE TRANSPORTE CONTINUO**

En este capítulo se exponen los principales aspectos relacionados con las máquinas de transporte continuo, específicamente de los transportadores de banda. Destacando la clasificación de los mismos, así como el principio de funcionamiento, estructura de los mismos y de cada uno de los elementos que lo constituyen. Además de realizar un breve análisis de las investigaciones realizadas que han tenido como centro este tipo de máquinas de transporte continuo, con el objetivo de mejorar su diseño y eficiencia debido a la amplia aplicación que presentan en el sector industrial.

#### **1.1. Máquinas de transporte industrial**

Son máquinas destinadas al transporte, trasiego o sostén de distintos materiales a granel, en sacos o paquetes. La razón fundamental por la cual el amplio conjunto de máquinas de elevación y transporte se dividen en diferentes grupos, independientes desde el punto de vista constructivo, está dada por el principio mismo de su funcionamiento. De acuerdo con este principio las máquinas transportadoras se dividen en máquinas de transporte periódico (MTP) y máquinas de transporte continuo (MTC) (Ramírez, 2011).

Se denominan máquinas de transporte periódico (MTP) aquellos equipos que realizan el trasiego o transporte de materiales en intervalos de tiempo o período, y en uno de sus movimientos, que es en la mayoría de los casos, lo realiza vacío. Ejemplo: las grúas, montacargas y elevadores, entre otras (Ramírez, 2011).

Las máquinas de transporte continuo (MTC), a diferencia de las anteriores, mantienen un flujo constante de materiales en toda su traza, sin intervalos ni interrupciones. Esta última es el objeto del presente título; ellas también se dividen en dos grandes grupos: con órgano de tracción flexible y sin órgano de tracción flexible (Ramírez, 2011). En la tabla 1.1 se muestran los más comunes.

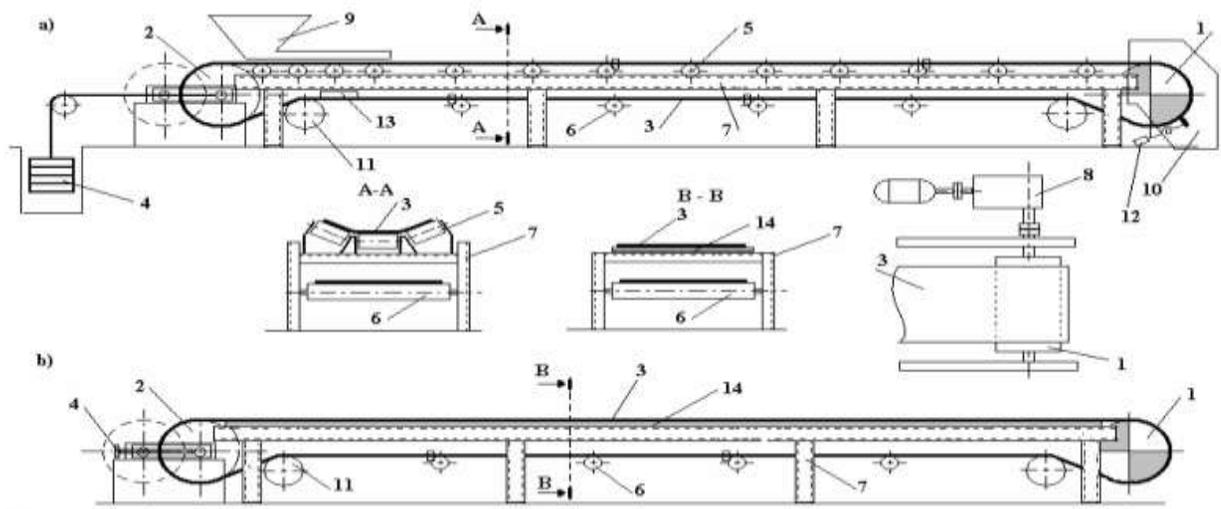
**Tabla 1.1.** Clasificación de las máquinas de transporte continuo (MTC). Fuente: (Ramírez, 2011).

MÁQUINAS DE TRANSPORTE CONTINUO	
Transportadores con órgano de tracción flexible	Transportadores sin órgano de tracción flexible
Banda	Rodillos
Tablilla	Tornillo sin fin
Rastrillo	Vibratorio
Cangilones	Neumático
Telescópico	
Aéreo	
Skid	
Cadena	
Escaleras Móviles	

Entre las máquinas de transporte continuo se encuentran los transportadores de diferentes tipos (de banda, cangilones, rastrillos, vibrátiles, etc.) las instalaciones para el transporte neumático e hidráulico, así como otras máquinas semejantes.

## 1.2. Principio de funcionamiento de los transportadores de banda

Un transportador de banda (Figura 1.1) consta, en general, de dos tamboras una de ellas motriz y la otra de cola (2), unidas entre sí por una banda (3), la cual se mantiene en tensión por un sistema de atesado. Para evitar que se produzca una flecha grande en la banda, esta se apoya sobre rodillos de apoyo en la rama cargada (5), y en la rama descargada (6), los cuales van unidos a la estructura (7) del transportador. El movimiento de la banda se imparte a través de la tambora motriz, por el sistema de transmisión (8) (Ramírez, 2011).



**Figura 1.1.** Esquema general de un transportador de banda (a) para cargas a granel (b) para cargas en bultos o paquetes. Adaptado de Ramíres (2011).

La transportación del material se efectúa casi siempre por la rama superior, aunque existan diseños especiales que permiten la transportación por el ramal inferior, e inclusive por ambos ramales a la vez (Ramíres, 2011).

La carga se coloca sobre la banda mediante una tolva alimentadora que suministra constantemente material al transportador. La descarga se efectúa a través de una canal (10) que dirige el material a la salida del transportador (Ramíres, 2011).

El transportador puede tener también tamboras deflectoras para cambiar el sentido de la banda por necesidades constructivas, y limpiadores que pueden ser externos (12) e internos (13), cuya función es limpiar la banda de las partículas del material que se adhieren a la banda (Ramíres, 2011).

En algunos casos, la banda, en vez de estar apoyada en rodillos se apoya sobre una superficie lisa (14), solución que se usa preferentemente para la transportación de bultos (Ramíres, 2011).

### 1.2.1. Clasificación de los transportadores de banda.

Según Hernando (2011) la trayectoria que describen los transportadores de banda pueden ser clasificados como:

1. Horizontal

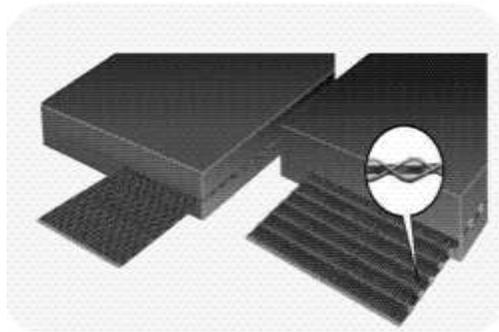
2. Inclinado
3. Horizontal inclinado
4. Inclinado horizontal

### 1.3. Partes principales de una banda transportadora

Bandas transportadoras:

Es un aparato para el transporte de objetos formado por dos poleas que mueven una cinta transportadora continua. Las poleas son movidas por motores, haciendo girar la cinta transportadora y así lograr transportar el material depositado en la misma (Salinas, 2010). Según Sangolkar y Kshirsagar (2015), la aplicación de la banda o correa utilizada en el sistema de transporte puede dividirse en dos grupos: correas textiles y correas de cables de acero.

La función principal de la banda es soportar directamente el material a transportar y desplazarlo desde el punto de carga hasta el de descarga, razón por la cual se la puede considerar el componente principal de las bandas transportadoras. Ver figura 1.2 (Salinero, 2013).



**Figura 1.2.**Bandas transportadoras. Adaptado de Salinero (2013)

Rodillos y Soportes:

Los rodillos son uno de los componentes principales de una banda transportadora, y de su calidad depende en gran medida el buen funcionamiento de la misma ver figura 1.3. Si el giro de los mismos no es bueno, además de aumentar la fricción y por tanto el

consumo de energía, también se producen desgastes de recubrimientos de la banda, con la consiguiente reducción de la vida de la misma (Salinero, 2013).



**Figura 1.3.**Rodillos.Adaptado de Salinero (2013).

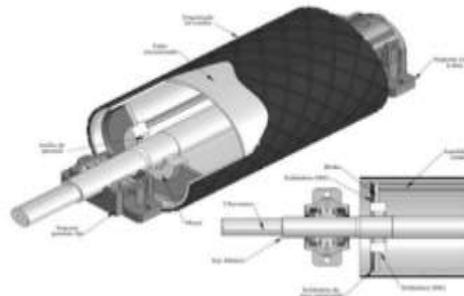
Tambores:

Tambores no motrices, los cuales realizan la función de cambio de trayectoria de la banda ver figura 1.4 (Salinero, 2013).



**Figura 1.4.** Tambores de cola o reenvío. Adaptado de Salinero (2013).

Tambores motrices, que transmiten la fuerza tangencial a la banda ver figura 1.5 (Salinero, 2013).

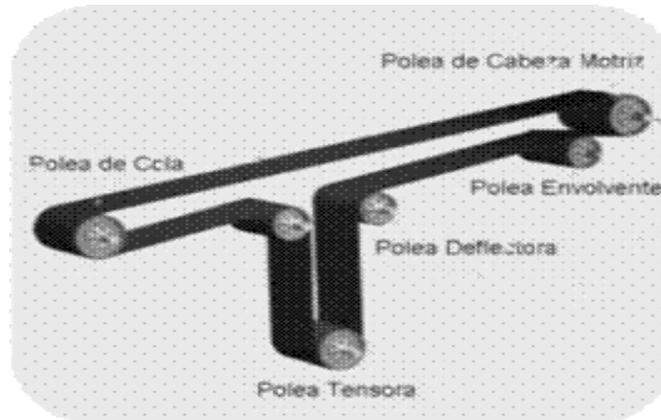


**Figura 1.5.**Tambor motriz.Adaptado de Salinero (2013).

## Tensores de banda

Presentan dos funciones principales las cuales son:

1. Lograr el adecuado contacto entre la banda y el tambor motriz.
2. Mantener la tensión adecuada en el ramal de retorno durante el arranque ver figura 1.6 (Salinero, 2013).



**Figura 1.6.** Dispositivos de tensado. Adaptado de Huaman (2014).

## Bastidores:

Los bastidores son estructuras metálicas que constituyen el soporte de la banda transportadora y demás elementos de la instalación entre el punto de alimentación y el de descarga del material ver figura 1.7 (Salinero, 2013).



**Figura 1.7.** Bastidor formado por dos largueros. Adaptado de Ray (2008).

## Tolvas de carga y descarga de material:

Al inicio y al final de la línea comúnmente se encuentran dispositivos de carga y descarga. Como ejemplo, en la figura 1.8 se muestra una tolva de descarga a bandas (Salinero, 2013).



**Figura 1.8.** Tolva de descarga a bandas. Adaptado de Salinero (2013).

Equipos de limpieza:

En los transportadores de banda es necesario mantener limpias las superficies de la banda, ya que de lo contrario las partículas adheridas a dicha banda se comprimirían contra esta al pasar sobre los rodillos de apoyo y tamboras auxiliares, y se disminuiría la vida útil de la banda. La limpieza de la banda es más importante cuando se manipulan materiales húmedos, arcillosos y pegajosos que pueden crear descentrado.



**Figura 1.9.** Rascadores para hacer la limpieza. Adaptado de Salinero (2013).

#### **1.4. Generalidades y funciones de las bandas transportadoras**

Banda transportadora: es un mecanismo que permite el transporte de objetos de forma continua formado por dos poleas que mueven una banda. Las poleas están movidas por motores, los que hacen girar la banda y transportan el contenido existente sobre la misma (Salinero, 2013).

Los sistemas de bandas transportadoras se emplean cuando los materiales deben ser desplazados en cantidades relativamente grandes entre posiciones específicas de un rotado fijo. La mayoría de estos sistemas son impulsados mecánicamente; algunos

emplean la gravedad para trasladar la carga entre puntos de diferente altura (Salinero, 2013).

Estos sistemas comparten los siguientes atributos:

1. Son generalmente mecanizados y a veces automatizados.
2. Ocupan posiciones fijas, estableciendo las rutas.
3. Pueden estar montados sobre el suelo o suspendidos del techo.
4. Casi siempre están limitados a un flujo unidireccional de materiales.
5. Generalmente mueven cargas discretas, aunque algunos están preparados para cargas voluminosas o continuas.
6. Pueden emplearse sólo para transporte o para transporte más almacenamiento automático de elementos.

Las bandas transportadoras sirven para el transporte horizontal o inclinado de objetos sólidos o material a granel cuyas dos ventajas principales son:

1. Gran velocidad.
2. Grandes distancias.

Su función más importante, a nivel de transporte, es hacerlo de forma continua, tanto de materiales homogéneos como mezclados, a distancias que pueden oscilar entre algunos metros y decenas de kilómetros (Salinero, 2013).

### **1.5. Clasificación, tipos y función de las bandas**

La banda es uno de los elementos más importantes de toda la instalación y se le puede considerar como el elemento principal, pues tiene que ser capaz de cumplir las siguientes funciones:

1. Absorber las tensiones desarrolladas en el arranque.
2. Transportar la carga.
3. Absorber la energía de impacto en el punto de carga.
4. Resistir a los efectos de temperatura y agentes químicos (calor, aceite y la grasa que contienen los materiales, acidez, etc.).

5. Cumplir con los requisitos de seguridad como la resistencia al fuego.

Según Gómez (2006) los tipos principales de bandas son:

1. Bandas con rodillos.
2. Bandas con ruedas.
3. Bandas planas.
4. Bandas con cadenas.
5. Bandas con listones.
6. Bandas aéreas de carros.
7. Bandas por cable enterrado.
8. Bandas de carro sobre raíles.

Las bandas se pueden clasificar atendiendo a diferentes aspectos:

Según el tipo de tejido:

1. De algodón.
2. De tejidos sintéticos (Figura 1.10).



**Figura 1.10.** Banda con tejido sintético (EP). Adaptado de, Fundamentos de Diseño de las correas Transportadoras Phoenix, 2006).

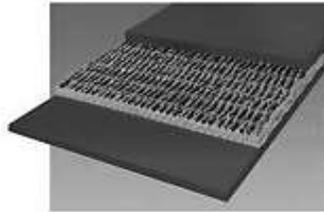
3. De cables de acero reforzado (Figura 1.11).



**Figura 1.11.** Banda con cable de acero reforzado. Adaptado de Heras (2014).

Según la disposición del tejido:

1. De varias telas o capas (Figura 1.10).
2. De tejido sólido (Figura 1.12).



**Figura 1.12.** Banda con tejido sólido (Solid Woven). Adaptado de Heras (2014).

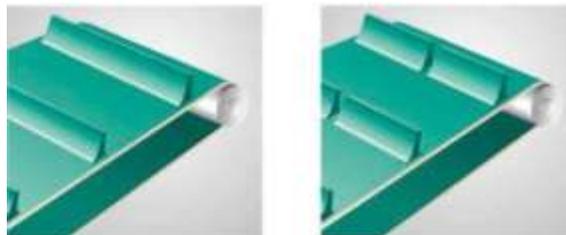
Según Muñoz y Lagos (2013) el aspecto de la superficie portante de la carga se clasifica en:

1. Lisas para transporte horizontal.
2. Rugosas para transporte horizontal e inclinado de productos manufacturados, equipajes, paquetería, etc. (Figura 1.12).



**Figura 1.12.** Banda rugosa. Adaptado de Heras (2014).

3. Con nervios, tacos o bordes laterales vulcanizados.
4. Banda nervada para transporte inclinado; que según el material a transportar puede llegar hasta 45° de inclinación. (Figura 1.13).



**Figura 1.13.** Banda con perfil de borde o tacos. Adaptado de Heras (2014).

## 1.6. Constitución de la banda

### 1.6.1. Carcasa y recubrimientos

La banda, al cumplir la función de transportar, está sometida a la acción de las fuerzas longitudinales que producen alargamientos y el peso del material entre las ternas de rodillos portantes, que producen flexiones locales, tanto en el sentido longitudinal como en el transversal, y ello a consecuencia de la adaptación de la banda a la terna de rodillos. Además de los impactos del material sobre la cara superior de la banda, que producen erosiones sobre la misma. Para soportar adecuadamente estas influencias, la banda está formada por dos componentes básicos (Heras, 2014):

1. El tejido o carcasa, que transmite los esfuerzos (Figura 1.14).
2. Los recubrimientos, que soportan los impactos y erosiones.



**Figura 1.14.** Carcasa y recubrimiento de la banda. Adaptado de Heras (2014).

La carcasa está constituida por la urdimbre o hilos longitudinales y por la trama o hilos transversales. La urdimbre, que soporta los esfuerzos de tracción longitudinales, es en general bastante más resistente que la trama, la cual solo soporta esfuerzos transversales secundarios, derivados de la adaptación a la forma de artesa y de los producidos por los impactos. La rigidez transversal de la trama, no debe ser excesiva, con el fin de que la banda pueda adaptarse bien a la artesa formada por la terna de rodillos. El número mínimo de telas de la carcasa, para bandas utilizadas en el transporte de materiales a granel es de 3, en algunos fabricantes 2. El tejido de las telas de la carcasa está embebido en goma virgen, y a su vez el conjunto de las telas se unen entre sí con la misma goma virgen (Heras, 2014).

Los recubrimientos o partes externas están formados por elastómeros (caucho natural), PVC u otros materiales. El recubrimiento superior es el que soporta el material y el inferior es el que está en contacto con los rodillos, por ello, el recubrimiento superior tendrá mayor espesor que el inferior (Heras, 2014).

### 1.6.2. Tejidos

Los tejidos empleados en la actualidad para el diseño de una banda, son los mostrados en la tabla 1.2.

**Tabla 1.2.** Tipos de tejidos. Adaptado de Heras (2014).

Nombre común	Designación
Algodón	B
Rayón	Z
Poliéster	E
Poliamida	P
Cable de Acero	St

Los tejidos naturales como el algodón se emplean muy poco en la actualidad al haber sido sustituido por el tejido sintético como es el rayón, poliéster y la poliamida además de por el cable de acero (Heras, 2014).

De los tejidos sintéticos los más empleados son el poliéster (E) para la urdimbre y la poliamida (P) para la trama, dando origen a un tejido llamado EP. Respecto al poliéster se puede decir que es una fibra química conocida comercialmente como trevira y terylene. En cuanto a la poliamida también es una fibra sintética conocida como nylon y perlón (Heras, 2014).

Debido a la necesidad de conseguir que las bandas sean capaces de soportar mayores tensiones, ha llevado a desarrollar la fabricación de bandas con cable de acero (Heras, 2014).

En estas, la urdimbre está formada por cables de acero cuyos hilos están completamente galvanizados y embebidos en la goma para garantizar la marcha recta de la banda. Las diferentes resistencias de las bandas se logran utilizando cables de distintos diámetros y a su vez el espaciado entre cables también varía. La rigidez

transversal se logra en general por la propia goma, que al ser más flexible que el tejido empleado en la trama de las bandas EP, le confiere mayor ángulo de artesa (Heras, 2014).

Por último, se habla de la banda de tejido sólido. Solid Woven. Su característica más destacada es que el recubrimiento es parte integral de la banda, dándole mayor resistencia al fuego e impidiendo la penetración del agua. Además, su no separación de la carcasa le confiere una propiedad inherente de tejido sólido. Las fibras sintéticas de la urdimbre proporcionan la resistencia a tracción y las fibras exteriores se encargan de amortiguar los impactos. Son muy resistentes al desgaste de los bordes de la banda, impidiendo la separación de sus fibras (Heras, 2014).

El espesor de los recubrimientos de la carcasa se define en función del tipo de aplicación de la banda y de la anchura de ésta, además de otras características como el tipo de material y grado de abrasividad (Heras, 2014).

### **1.6.3. Uniones de las bandas**

Las uniones de las bandas pueden ser vulcanizadas o grapadas. Para bandas cortas del orden de 20-30 metros se suministran cerradas, es decir en sin-fin, efectuándose por tanto la vulcanización en fábrica, por el contrario, en bandas largas la unión se hace normalmente vulcanizando en obra o mediante grapas metálicas, este es el caso de las bandas del interior de mina, que por falta de espacio es imposible vulcanizarlas (Figura 1.15) (Salinero, 2013).

- Empalmes con grapas

Es un tipo de empalme que no ofrece las garantías de resistencia y durabilidad del vulcanizado, pero que en ocasiones debe realizarse por razones de espacio, rapidez, etc., siempre y cuando la tensión de trabajo de la banda sea lo suficientemente baja como para permitirlo. Puede hacerse cortando ambos extremos de la banda a 90° ó 45°. Éste último es más aconsejable, ya que hace progresivo el contacto del empalme con las poleas y mejora la resistencia del empalme. Existen diferentes modelos de grapas en el mercado y su colocación deberá hacerse de acuerdo con las instrucciones del fabricante (Paneque, 1985).

- Empalmes vulcanizados en caliente

Proporcionan una mayor resistencia del empalme, así como duración y suavidad de funcionamiento. La resistencia de la banda en la zona de empalme, depende del escalonamiento y cuidado con el que se realiza. Las prensas de empalme a utilizar, deben abarcar como mínimo una longitud de 200 mm más que la del empalme (100 mm por cada lado) y deben ser de un ancho de 100 mm superior, como mínimo, al ancho de la banda. El tipo de los materiales a emplear en el empalme depende de los de la propia banda y normalmente deben ser suministrados por el propio fabricante (Paneque, 1985).

- Empalmes vulcanizados en frío

El vulcanizado en frío o encoladura es otro método de empalme similar al anterior, excepto en que la goma que se utiliza es autovulcanizable, por lo que no requiere elevar la temperatura de las planchas metálicas que comprimen el lugar del empalme. Esto hace que el equipo sea mucho más ligero y simple, permitiendo la construcción de equipos portátiles (Oriol y Aguilar, 1998).



**Figura 1.15.** Unión por grapas y unión vulcanizada. Adaptado de Salinero (2013)

### 1.7. Grupos motrices

El grupo motriz de una banda transportadora es uno de los componentes más importantes de la misma. De la adecuada elección de los elementos que la forman, depende la seguridad de funcionamiento y la vida de la banda. La forma en la que se efectúa el arranque, influye en la vida y comportamiento de los componentes del grupo motriz, y así mismo en la vida de la banda, tambores y rodillos (Salinas, 2010).

También afecta al comportamiento de la banda en las curvas verticales, recorrido de los tambores tensores y a la pérdida de fricción en el tambor motriz. Los componentes del grupo motriz, señalados en el orden de entrada a salida del movimiento son (Salinas, 2010):

1. Motor eléctrico.
2. Acoplamiento de alta velocidad, puede ser elástico o fluido.
3. Acoplamiento de baja velocidad.
4. Dispositivo anti-retorno.
5. Freno.

El motor, el reductor y el freno, están unidos a una bancada. En motores de potencias pequeñas, el motor y el reductor forman una sola unidad, suprimiéndose así la bancada (Figura 1.16) (Salinas, 2010).



**Figura 1.16.** Grupo motriz, reductor clásico. Adaptado de Álvares (2011).

### **1.7.1. Tipos de motores**

Los empleados en bandas transportadoras, generalmente son:

1. De corriente alterna:
2. De jaula de ardilla, que es el más empleado.
3. De rotor bobinado.
4. De corriente continua, mucho menos empleado.

## **1.8. Equipos de limpieza, generalidades e importancia**

Los equipos limpiadores de la banda se clasifican en internos y externos. Los internos se colocan generalmente antes de la tambora de cola y su función es limpiar el material que pueda caer de la rama cargada a la parte inferior y los externos sirven para quitar los restos de la carga manipulada que no se desprendieron de la banda en el proceso de descarga. Pueden ser de dos tipos: de rascador y de cepillo. El primero se usa para cargas secas, en que el material solo tiende a adherirse levemente a la banda, el segundo tipo sirve para limpiar materiales húmedos y se coloca a la salida de la tambora donde se realiza la descarga del material (Oriol y Aguilar, 1998).

### **1.8.1. Tipos de rascadores**

A continuación, se describen los rascadores que actúan sobre el tambor motriz.

- ✓ Rascador pendular de contrapeso, con tiras de goma:

Es el más popular, pero su eficacia es limitada. Se emplea en bandas sencillas sin grandes exigencias de limpieza. Está constituido por unas partes metálicas que soportan las tiras o tacos de goma (Salinas, 2010).

- ✓ Rascador principal con láminas de rascado independientes y tensión por brazo de torsión:

Aplican el principio de la espátula. Este rascador es mucho más eficaz que el anterior, pero si el material es muy pegajoso no se eliminarán totalmente, limitando mucho su eficacia. Se soluciona instalando un rascador previo (Salinas, 2010).

- ✓ Rascador previo:

Situado antes del principal, con tacos gruesos de goma como elementos de rascado y forma constructiva similar al anterior. Se emplea cuando el material es pegajoso y de limpieza difícil. El mayor problema con estos rascadores es la reposición de los elementos limpiadores cuando estos se han desgastado, por la dificultad de acceso a los mismos (Salinas, 2010).

Los rascadores que actúan sobre los demás tambores, son rascadores con importancia secundaria.

- ✓ Rascador en V con tiras de goma:

Impide que en material fugitivo, situado sobre la cara interna de la banda en el ramal inferior, penetre entre las láminas y el tambor de reenvío (Salinas, 2010).

- ✓ Rascadores fijos en diagonal:

Consiste en una platina o placa metálica que se sitúa próxima a la periferia de los tambores de desvío, para impedir la entrada del material pegado a la banda (Salinas, 2010).

- ✓ Sistemas de limpieza modernos:

El avance tecnológico ha permitido el uso de equipos muy modernos los cuales realizan sus tareas de una manera eficiente (Salinas, 2010).

### **1.9. Análisis de las investigaciones realizadas en los transportadores de banda**

Los transportadores de banda por ser máquinas de gran importancia para la industria requieren de constantes aportes teóricos y prácticos para su correcto funcionamiento, un ejemplo de ello lo es la investigación realizada por Aguilar y Sánchez (2000) la cual tuvo como objetivo modificar estructuralmente un transportador apilador de sacos de azúcar, para variar el ángulo de inclinación en el rango deseado, además de, disminuir el peso total del equipo en un 20 %. Todo ello permitió resolver los problemas de estabilidad y se intercambiaron la ubicación del sistema motriz de la zona de descarga a un punto cercano a la zona de carga.

También Álvarez y García (2001) aplicaron un análisis de comprobación de la estructura de la cuna de una máquina transportadora de banda. En el mismo se determinaron las cargas de servicio y las condiciones de apoyo, se efectuó el cálculo lineal por el método de los elementos finitos, donde se valoraron los resultados obtenidos mediante los análisis de las tensiones, los desplazamientos y las deformaciones. Obteniéndose beneficios en el orden tecnológico y económico.

Posteriormente, Aguilar (2003) aplicó un procedimiento mediante un software (SELCAD) para la selección de cadenas en equipos de transporte continuo, de esta forma posibilita que los usuarios que no son especialistas en la materia, seleccionen de manera adecuada estos elementos de transmisión.

Araque (2008), determinó las variables mecánicas que caracterizan un sistema de transporte y evalúa diferentes propuestas de solución, diseñando la propuesta más adaptativa a las necesidades actuales de la empresa. Las variables mecánicas que repercuten en la obsolescencia del sistema de transporte en estudio son: el flujo volumétrico, ángulo de inclinación del transportador debido a las instalaciones existentes, el método de impulsión del material y el consumo energético.

Pérez y Pfeiffer (2010), determinaron las fuerzas sobre los rodillos en los transportadores de banda, en él se hizo el análisis de los rodillos de apoyo. Se investigó acerca de la influencia del número de rodillos en cada banco sobre la capacidad de transportación y se determinaron las cargas que actúan sobre cada rodillo arribando a la conclusión de que si aumentaba el número de rodillos en la rama superior aumentaría la capacidad del transportador y que las componentes axiales son nulas para condiciones de trabajo normales en rodillos horizontales, pero pueden ser importantes en rodillos inclinados.

En ese mismo año Salinas (2010) realizó el análisis de costo, diseño y modelación de una banda transportadora empleando el software Auto Cad y otras herramientas para lograr el diseño de la misma, así como la construcción de las estructuras laterales en la parte inferior y superior. Lo que contribuyó al mejoramiento del proceso de lavado de cajas en la empresa, reduciendo el tiempo demora.

Luego Gómez y Correa (2011) proponen un enfoque metodológico para el diseño de transportadores de banda como equipos de manejo de materiales en las operaciones de un patio de almacenamiento de carbón, para ello se basaron en el uso de las técnicas cuantitativas de diseño de experimentos y simulación discreta orientada a objetos. Concluyendo que el diseño de experimentos permite identificar, evaluar de manera planeada y eficiente que factores o variables tiene un efecto significativo en el tiempo promedio de traslado de la posición de almacenamiento hasta el despacho, por otra

parte identificaron que, el uso de la simulación discreta permite representar en 3D, la banda transportadora y evaluar las diferentes combinaciones de tratamiento establecidos en el diseño de experimentos, lo cual, permitió agilizar y reducir costos en el modelamiento de patios de almacenamiento.

Posteriormente, Ricaurte y Legrá (2012) llevaron a término un sistema de experimentos con el objetivo de obtener los valores de los ángulos para diferentes tipos de arenas industriales, clasificadas según sus valores de granulometría y humedad; a partir de estos resultados se establece la caracterización particular del factor de forma para cada tipo de arena industrial. Arribando al resultado de que según su granulometría y humedad las arenas se podían clasificar en intermedias y gruesas, además que con la obtención de los valores de  $\phi_m$  y  $\phi_t$  que caracteriza el factor de forma real para cada tipo de material, así como la geometría del área de la sección transversal de la carga se puede evitar el sub-dimensionamiento o el sobre-dimensionamiento durante el diseño de los transportadores.

Además Naga *et al.* (2013) en su investigación proporcionaron el diseño del sistema de un transportador de banda en el cual determina una serie de parámetros como son: la velocidad de la correa, el ancho de la correa, la selección del motor, diámetro del eje y la polea entre otros a partir de un modelo estándar. Obteniéndose como resultados que: la velocidad de la correa es igual a  $1,2 \text{ ms}^{-1}$ , el ancho de la correa es igual a 1850 mm, y la selección del motor se realizó mediante catálogo escogiéndose uno de 37 rpm con una potencia nominal de 1500 kW, el diámetro del eje que se obtuvo fue de 115 mm, normalizándose a 120 mm que es diámetro del cubo y el de la polea fue de 630 mm.

Más tarde Sierra y Legrá (2014) en su investigación tuvieron como propósito establecer el valor de velocidad óptima del movimiento de la banda permitiendo así obtener el número de rodillos y los ángulos entre estos cuando se define la geometría de la artesa, todo esto a partir de la realización de consideraciones teóricas para un método global de cálculo en el que la velocidad determina su diseño energético, de modo que se logre un diseño que garantice la máxima productividad a un ancho mínimo de la banda. Como resultados establecieron un procedimiento para la selección del valor de la velocidad óptima de movimiento de la banda con base en su diseño energético y se

verificó que el transportador está sobredimensionado y posee altos consumos de energía.

Seguidamente Abu *et al.* (2014) realizaron la construcción de un prototipo de una máquina para automatizar el manejo del material a granel y su embalaje, el diseño de este prototipo lo dividieron en dos partes que incluían la parte mecánica y la parte eléctrica. Primero construyeron la parte mecánica, el elevador de cangilones y la banda transportadora por separado y luego lo combinaron en un solo cuadro. Después de completar la parte mecánica trabajaron en la parte eléctrica. Donde se instaló un sensor de peso en la descarga que se conectó a través del microcontrolador para que pueda medir la cantidad de material a granel. Obteniéndose como producto final una máquina que ayuda a empaquetar la cantidad correcta de material en varios paquetes.

Jagtap *et al.* (2015) realizaron los cálculos para el diseño de un sistema de banda transportadora para biomasa de madera. Los rodillos fueron del tipo acanalado con tres elementos. Para ello determinaron una serie de parámetros de diseño con el objetivo de perfeccionar la carga y descarga de dicho material, lográndose un alto grado de automatización del proceso.

Jyotsna *et al.* (2015) optimizaron los elementos estructurales críticos de un transportador de bandas (rodillos, ejes de rodillos y su soporte). Para ello crearon el modelo geométrico en el programa CATIA V5 R20 y el análisis en elementos finitos se efectuó en ANSYS14.5. Los resultados encontrados permiten afirmar que el análisis estático lineal del transportador existente versus el diseño optimizado es factible para las mismas condiciones de trabajo con una gran reducción del peso de la estructura del 39,25%.

Padole y Moroliya (2016) en su investigación diseñaron una banda transportadora que pueda suministrar arroz continuamente a partir del análisis mediante el empleo de Elementos Finitos a tres modelos diferentes de estructuras donde se le realizaron estudios de comprobaron a partir de las tensiones von-Mises y los desplazamientos. Obteniéndose que los resultados están dentro del límite admisible. Por lo tanto, según los resultados seleccionaron la modificación 3 que es la que satisface con las condiciones de explotación.

Sierra *et al.* (2017) realizaron un modelo que permite determinar el área de la sección transversal de la carga y la dimensión precisa de la banda, teniendo en cuenta dentro del área de la sección transversal el coeficiente constructivo o de forma. Lográndose la fundamentación de un nuevo enfoque para el cálculo del área de la sección transversal del material acarreado sobre la banda del transportador sirviendo de base para la optimización energética durante el diseño.

Finalmente Todkar y Ramgir (2018), efectuaron el diseño de un transportador de bandas de tres rodillos para aplicaciones de servicio pesado. Los cálculos en la investigación se centraron en las tensiones de la polea provocadas por las tensiones de la banda. Para ello crearon un modelo CAD de los elementos del transportador objeto de estudio y simularon mediante el método de elementos finitos las tensiones en la polea y correa. Dentro de los resultados destacan que las tensiones obtenidas son menores que las permisibles por lo que el diseño propuesto resiste.

### **1.10. Conclusiones**

En este capítulo se profundizó en las partes esenciales de las bandas, así como sus funciones y en resumen se puede decir que: las bandas son elementos auxiliares de las instalaciones cuya misión es la de recibir un producto de forma más o menos continua y conducirlo a otro punto. Son aparatos que funcionan solos, intercalados en las líneas de proceso y que no requieren generalmente de ningún operario que manipule directamente sobre ellos de forma continuada. Además de que son equipos que por su importancia son centro de numerosas investigaciones en aras de mejorar sus parámetros técnicos-explotativos.

## **CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS**

## **CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS**

En el presente capítulo se realizó una breve caracterización de la empresa de granos Fernando Echenique y de la UEB combate del Cerro. También se describe la metodología de cálculo utilizada para la determinación de los parámetros de diseño de un transportador de banda, la cual está basada en los fundamentos teóricos y prácticos que han referido varios investigadores tales como Paneque (1985), Oriol y Aguilar (1998) y Ramíres (2011).

### **2.1. Localización y caracterización de la Empresa**

La empresa agroindustrial de granos Fernando Echenique UEB Combate del Cerro situada en la parte sur de la provincia de Granma, municipio montañoso de Bartolomé Masó, localidad de Dos Grúas. La unidad cuenta con un total de 114 trabajadores de los cuales 15 son mujeres. Está constituida por distintas áreas como:

- Área de control de la calidad
- Área de recursos humanos
- Área de economía
- Área de producción
- Área de informática

Objeto social.

A partir de los altos precios del petróleo y los alimentos, en especial el arroz consumo, se aprobó por la dirección del país el programa arrocero 2010-2015, teniendo en cuenta la dimensión e importancia que tiene el mismo para el desarrollo económico y estabilidad del país y tomado como premisas la disminución de los costos con respecto a los del mercado mundial. Para ello se previeron un grupo de acciones, que garanticen la vigencia de esta estrategia de producción.

Misión 2016-2020.

Potenciar el proceso industrial eficiente del arroz para el autoabastecimiento nacional; apoyados en la aplicación de adelantos científico-técnicos, en contar con una moderna tecnología agroindustrial y con el compromiso del capital humano involucrado.

## 2.2. Metodología de cálculo para un transportador de banda

Para la determinación de los parámetros se siguió la metodología de cálculo expuesta en la Figura 2.1.

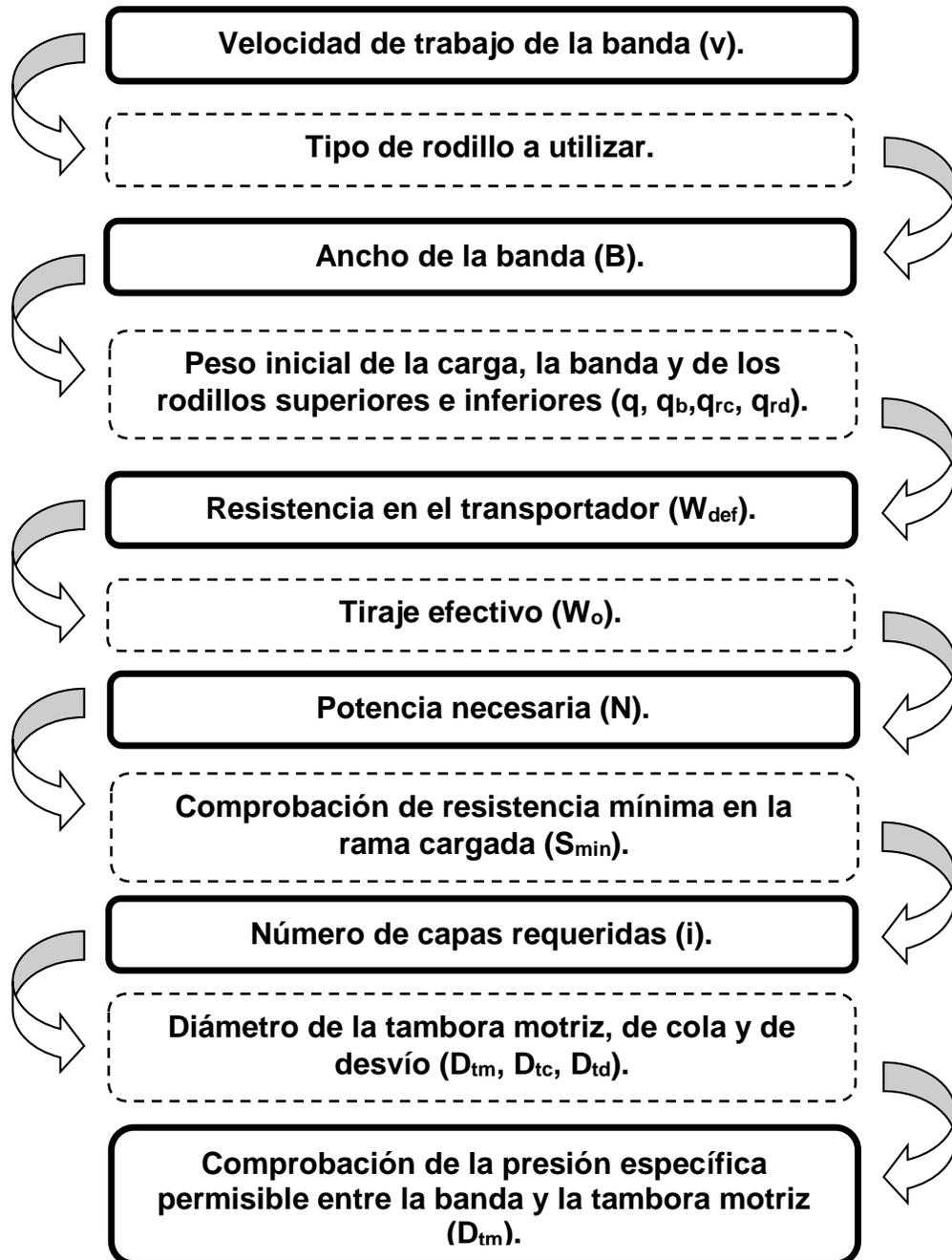


Figura 2.1. Diagrama de flujo para el procedimiento de cálculo.

### 2.2.1 Cálculo de una banda

Cada fabricante tiene su metodología y en la resolución de problemas se deberá seguir las recomendaciones particulares que el mismo brinda. La selección del fabricante es parte del proyecto, pues la banda es un consumible y tendrá reemplazo por vida útil.

Según la norma DIN (2002), la cual establece la metódica para el cálculo y selección de las bandas transportadoras en dependencia del material a granel que va a ser transportado. Se refiere, que en la determinación del tipo de banda intervienen dos tipos de factores. Los físicos y los mecánicos.

1. Los físicos fijan la calidad de la banda a utilizar (ancho, longitud, abrasión, etc.).
2. Los mecánicos determinan el tipo de banda, dentro de la calidad establecida en función de los factores físicos (rozamientos, capacidad de flexión, esfuerzos, etc.)

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, tendremos tres puntos principales.

1. La potencia que precisa el transportador para cumplir correctamente la misión para la que se está proyectando.
2. La tensión a que está sometida la banda, en función de la potencia que debe transmitir.
3. La carga unitaria de trabajo a que está sometida la banda, que afecta directamente al número de telas de la banda a utilizar.

### 2.3. Cálculo de la banda transportadora

Se conocen como datos.

La capacidad del transportador ( $Q_a$ ) en  $t\ h^{-1}$ . Para nuestro caso la misma tiene un valor de  $40\ t\ h^{-1}$ . Pues esta es la capacidad máxima del elevador que entregará el arroz en cáscara al transportador de banda que se desea diseñar.

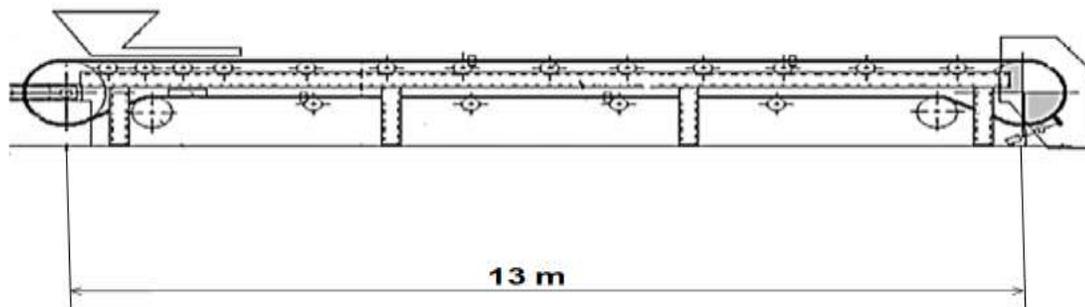
Tipo y características del material ( $\gamma$ ) en  $t\ m^{-3}$ . Para determinar el valor de este parámetro es preciso auxiliarse de la tabla 2.1 según Paneque (1985). La cual resume el peso del granel de algunos productos y materiales según su denominación.

**Tabla 2.1** Peso del granel de algunos productos y materiales.

Denominación	Peso del granel (t m <sup>-3</sup> )	Denominación	Peso del granel (t m <sup>-3</sup> )
Trigo, centeno	0,65-0,81	Forraje	0,60-0,75
Cebada, arroz	<u>0,58-0,75</u>	Hierba fresca	0,30-0,40
Avena	0,40-0,50	Estiércol fresco	0,40-0,50
Maíz	0,70-0,75	Estiércol comprimido	0,70-0,75
Garbanzos	0,80	Turba	0,30-0,62
Harina de centeno	0,50-0,60	Roble	0,71-0,76
Harina de avena	0,29-0,35	Pino	0,46-0,52
Papa	0,63-0,73	Abonos minerales	0,75-0,90
Remolacha	0,57-0,65	Cemento	1,27-1,40
Heno y paja de almiar	0,08-0,12	Tierra	1,20-1,70
Heno y paja de prensada	0,27-0,29	Preonso comb.	0,49-0,77
Heno molido	0,15-0,18	Grava	1,6-1,86
Girasol	0,42	Arena	1,4-2,05
Soya	0,72	Carbón vegetal	0,37
Judías y frijoles	0,77	Azúcar refino	0,84
Maní con cáscara	0,37	Maní en grano	0,28
Cacao	0,64	Café en grano	0,48

Como en nuestro caso el material a transportador es arroz en cáscara. El peso del granel ( $\gamma$ ) oscila entre 0,58 a 0,75 m<sup>-3</sup>. Para los cálculos se tomó 0,75m<sup>-3</sup>.

**Geometría o traza del transportador:** El transportador de banda a diseñar debe de tener una longitud de 13 m y estará aproximadamente a 14 m de altura, respecto al suelo (Figura 2.2).



**Figura 2.2.** Esquema del transportador de banda a diseñar. Adaptado de Oriol y Aguilar (1998).

**Condiciones ambientales:** El transportador de banda trabajará a la intemperie.

### 2.3.1. Velocidad de trabajo de la banda

Para la selección de la velocidad de trabajo de la banda se utilizó la tabla 2.2 referida por Paneque (1985). Para ello es necesario conocer la denominación del material a transportar (arroz en cáscara). Entonces la velocidad de trabajo de la banda tomada es de  $2 \text{ m s}^{-1}$ .

**Tabla 2.2.** Velocidad de la banda (Paneque, 1985).

Tipo de material a transportar	Velocidad de la banda ( $\text{m s}^{-1}$ )	Tipo de material a transportar	Velocidad de la banda ( $\text{m s}^{-1}$ )
Trigo, centeno, maíz	2,0 – 4,5	Tubérculos	0,75 -1,5
Avena, cebada, arroz	<u>2,0 – 3,0</u>	Bultos y paquetes	0,5 – 1,5
Granos triturados	1,0 – 2,0	Harina, cemento	0,8 – 1,25
Maíz molido	1,5 – 2,5	Coque, carbón vegetal	1,0 – 1,6
Paja	0,8 – 1,4	Arena, grava	1,5 – 3,0

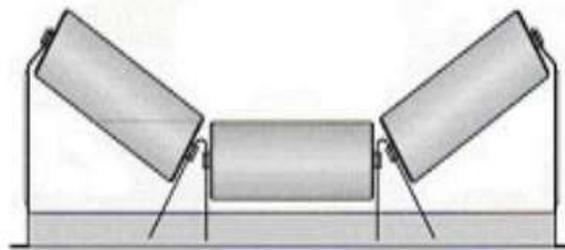
### 2.3.2. Selección del tipo de rodillo a utilizar

Oriol y Aguilar (1998), refirieron que los rodillos planos se emplean en la transportación de cargas en bultos y a granel. Sin embargo, debe de cumplirse que los materiales a granel tengan un ángulo de reposo superior a  $30^\circ$  y que la capacidad de transportación no sobre pase las  $27 \text{ t h}^{-1}$ . También, se emplean los rodillos planos cuando hay descarga intermedia mediante una cuchilla desviadora.

Los rodillos acanalados de dos rodillos se usan poco y están destinados para anchos de banda de 300 a 400 mm, empleados en transportadores portátiles de pequeñas capacidades. Mientras tanto los rodillos acanalados de cinco rodillos se emplean cuando las capacidades de transportación son elevadas y el ancho de banda sobrepasa los 1400 mm.

Los rodillos acanalados de tres rodillos son los más empleados. La inclinación de los rodillos laterales puede ser de  $20^\circ$ ,  $35^\circ$  y  $45^\circ$ . El ángulo de  $20^\circ$  es el más común, lográndose un aumento de hasta 15% de capacidad con respecto a uno plano, para un mismo ancho de banda. Con ángulos de  $35^\circ$  y  $45^\circ$  se logran mayores capacidades, pero la banda tiene que tener una mayor flexibilidad transversal y no con todos los anchos de banda y números de capas se pueden emplear.

Teniendo en cuenta lo referido por Oriol y Aguilar (1998) y que nuestro volumen a transportar es de  $40 \text{ t h}^{-1}$ , los rodillos a utilizar son del tipo acanalado de tres rodillos (Figura 2.3).



**Figura 2.3.** Rodillo acanalado de tres rodillos. Adaptado de Fruchtbaum (1988) y Ramíres (2011).

### 2.3.3. Ancho de la banda

Para determinar el ancho de banda (B), es necesario conocer el tipo de rodillo que utiliza el transportador en la rama cargada. Teniendo en cuenta que la carga a transportar supera las 27 t h<sup>-1</sup>, se utilizarán rodillos acanalados, de tres elementos (Oriol y Aguilar, 1998). Por lo que para calcular el ancho de banda se utiliza la siguiente expresión:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{106 \cdot v \cdot \gamma \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,35 \cdot \varphi) + 1]}} \quad (2.1)$$

Donde:

$\gamma$  – peso a granel del material igual a 0,75 t m<sup>-3</sup>

$\varphi$  – ángulo de talud del material igual a 45° el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.3.

**Tabla 2.3.** Ángulos de talud de algunos materiales (Paneque, 1985).

Material	Ángulo de talud en grados		Material	Ángulo de talud en grados	
	$\varphi$	$\varphi_d$		$\varphi$	$\varphi_d$
Antracita	5	27	Cemento, trigo	35	25
Grava	45	30	Remolacha	30-45	20-25
Ceniza	50	40	Papa	25-35	15
Tierra,	45	30	Avena	35	28
Maíz	35	28	Sal mineral	50	40
Harina	55	49	Turba	45	50
Cebada	35	28	Estiércol	72	
Chícharo	25	17	Girasol	45	30
Arroz	<u>45</u>	<u>30</u>			

$C_1$ - factor de conexión para tramos inclinados igual a 1,0 fue seleccionado utilizando la tabla 2.4.

**Tabla 2.4.** Factor de conexión para tramos inclinados (Paneque, 1985).

Ángulo de inclinación del transportador	0-10°	10-15°	15-20°	20°
Factor C <sub>1</sub>	<u>1,0</u>	0,95	0,90	0,85

v – velocidad de la banda igual a 2,0 m s<sup>-1</sup> fue seleccionada de la tabla 2.2.

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.1 tenemos que:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{106 \cdot v \cdot \gamma \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,35 \cdot \varphi) + 1]}}$$

$$B = \sqrt{\frac{40 \text{ t h}^{-1}}{106 \cdot 2,0 \text{ m s}^{-1} \cdot 0,75 \text{ t m}^{-3} \cdot [3,6 \cdot 1,0 \cdot \tan(0,35 \cdot 45) + 1]}}$$

$$B = 0,353 \text{ m}$$

El valor obtenido mediante el cálculo debe ser normalizado al ancho de banda superior más cercano (tabla 2.5). De forma tal que pueda ser solicitado por catálogos existentes, para el caso que nos ocupa el valor normalizado según la tabla es de 400 mm (0,40 m).

Este valor de (B) normalizado se compara con la anchura mínima según la granulometría del material, la cual se clasifica en dependencia de la distribución de las partículas de dicha carga de acuerdo con sus medidas. La mayor dimensión lineal de su diagonal "a" caracteriza la partícula.

La homogeneidad de las dimensiones de las partículas de los materiales a granel se determina por el coeficiente K<sub>h</sub> que depende de las dimensiones máximas (a" máx.) y mínimas (a" min) de las partículas de una determinada carga de modo que:

$$K_h = \frac{a' \text{ max}}{a' \text{ min}} \quad (2.2)$$

Cuando K<sub>h</sub> > 2,5 la muestra se denominará no clasificada.

Cuando K<sub>h</sub> ≤ 2,5 la muestra se denominará clasificada.

En este caso el tamaño de las partículas a transportar está en un rango de 5,7 –7,3 mm lo cual arroja como resultado que la muestra se denominará clasificada ya que ( $a''$  máx.) y ( $a''$  min.) son aproximadamente iguales.

Entonces:

$$K_h = \frac{7,3 \text{ mm}}{5,7 \text{ mm}}$$

$$K_h = 1,28$$

Entonces se utilizará la ecuación 2.3, para cargas clasificadas.

$$\text{Para cargas no clasificadas} \quad B_{\min} \geq 2 a + 200 \text{ mm}$$

$$\text{Para cargas clasificadas} \quad B_{\min} \geq 3,3 a + 200 \text{ mm}$$

$$B_m \geq 3,3 \cdot 1,28 + 200 \text{ mm} \quad (2.3)$$

$$B_m \geq 204,23 \text{ mm}$$

Entonces:

Si  $B_{\min} < B$ , continúa el cálculo

Si  $B_{\min} > B$ , se toma la B inmediatamente superior a  $B_{\min}$

En este caso  $B_{\min} < B$  por lo que el cálculo continúa.

Con el valor el ancho de banda normalizado (B), se determina la velocidad real recomendada para el tipo de material a granel que se transporta despejando de la ecuación 2.1 obteniéndose la ecuación 2.4:

$$V = \frac{Q}{160 \cdot B^2 \cdot \gamma \cdot [3,6 \cdot \tan(0,35 \cdot \varphi) + 1]} \quad (2.4)$$

$$v = \frac{40 \text{ t h}^{-1}}{160 \cdot (0,4 \text{ m})^2 \cdot 0,75 \text{ t m}^{-3} [3,6 \cdot \tan(0,35 \cdot 45) + 1]}$$

$$v = 1,03 \text{ m s}^{-1}$$

### 2.3.4. Peso inicial de la carga, la banda y de los rodillos superiores e inferiores en $\text{kg m}^{-1}$

Para determinar el peso inicial de la carga debemos obtener el área de la sección del material el cual se calcula mediante la ecuación 2.5 (Paneque, 1985).

$$A_0 = B^2[0,16 \cdot C_1 \tan(0,35\varphi) + 0,0435] \quad (2.5)$$

Donde:

B – ancho de la banda igual a 0,4 m.

$C_1$  - factor de conexión para tramos inclinados igual a 1,0 obtenido de la tabla 2.4.

$\varphi$  - ángulo de talud del material igual a  $45^\circ$ , el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.3.

Despejando los valores en la ecuación 2.5, tenemos lo siguiente:

$$A_0 = (0,4 \text{ m})^2 \cdot [0,16 \cdot 1,0 \cdot \tan(0,35 \cdot 45) + 0,0435]$$

$$A_0 = 0,0141 \text{ m}^2$$

Peso inicial de la carga en  $\text{kg m}^{-1}$  (Paneque, 1985).

$$q = 1\,000 \cdot \gamma \cdot A_0 \cdot \varphi \quad (2.6)$$

Donde:

$\gamma$  – peso a granel del material igual a  $0,75 \text{ t m}^{-3}$ .

$\varphi$  – ángulo de talud del material igual a 45

$A_0$  – Área de la sección transversal igual  $0,0141 \text{ m}^2$ .

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.6 tenemos que:

$$q = 1\,000 \cdot 0,75 \text{ t m}^{-3} \cdot 0,0141 \text{ m}^2 \cdot 45$$

Peso inicial de la banda ( $q_b$ ) en  $\text{kg m}^{-1}$ .

Para determinar el peso aproximado de un metro de banda ( $q_b$ ) en  $\text{kg m}^{-1}$  con un ancho de banda (B) en metros, con  $i$  capas de ( $\mathcal{L}$ ) en mm de espesor cada una y con un

recubrimiento en el lado de carga ( $\mathcal{L}_1$ ) en mm y el lado de retorno ( $\mathcal{L}_2$ ) en mm el espesor se emplea la expresión 2,7 (Oriol y Aguilar, 1998).

$$q_b \approx q' \cdot B (\mathcal{L}_i + \mathcal{L}_1 + \mathcal{L}_2) \quad (2.7)$$

Donde:

$q'$  - es la característica de la cubierta igual a  $1,2 \text{ kg m}^{-2}\text{mm}^{-1}$  se obtuvo mediante el anexo 1.

$i$  - número de capas es igual a 3, el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.5

**Tabla 2.5.** Número de capas

Ancho de banda (mm)	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Mínimo-Máximo número de capas $i$	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12	8-12	9-14

$\mathcal{L}$  - espesor del recubrimiento es igual a 1,25 mm el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.6. Teniendo en cuenta lo referido por Paneque (1985) para pedazos pequeños y granulados de peso medio y grande  $\mathcal{L}_1 = 1,5 - 30 \text{ mm}$  y  $\mathcal{L}_2 = 1 \text{ mm}$ .

**Tabla 2.6.** Espesor de las capas.

Tipo de banda	Marca	$\mathcal{L}$ (mm)	
		Con capas intermedias de caucho	Sin capas intermedias de
De capas de algodón	B5-850	1,5	1,25
	oПБ - 5	1,90	1,50
	oПБ - 12		
De fibras sintéticas de perlón	K - 4 - 3	<u>1,25</u>	0,90
	K 8 - 3T	180	1,40
	K -10 -2 -3 T		

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.7 tenemos que:

$$q_b \approx 1,2 \text{ kg m}^{-2} \text{ mm}^{-1} \cdot 0,4 \text{ m} (1,25 \text{ mm} \cdot 3 + 30 \text{ mm} + 1 \text{ mm})$$

Peso lineal de los rodillos superiores ( $q_{rc}$ ) en  $\text{kg m}^{-1}$  (Oriol y Aguilar, 1998).

$$q_{rc} = \frac{G_{rc}}{l} \quad (2.8)$$

Donde:

$G_{rc}$  – el peso de los rodillos acanalados es igual a 10 kg, el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.7

**Tabla 2.7.** Peso y dimensiones de los rodillos

Ancho de la banda	Rodillos Acanalados ( $G'_r$ )				Rodillos planos ( $G''_r$ )	
	Para cargas pesadas		Para cargas normales		Diám (mm)	Peso (kg)
Diám (mm)	Peso (kg)	Diám (mm)	Peso (kg)	Diám (mm)		
400	--	--	102	<u>10</u>	102	<u>6,0</u>
500	--	--	102	11,5	102	7,5
650	--	--	102	12,5	102	10,5
800	159	45	127	22	127	19,0
1000	159	50	127	25	127	21,5
1200	159	57	127	29	127	26
1400	194	108	159	50	159	40
1600	194	116	--	--	--	--
2000	219	190	--	--	--	--

$l$  – espaciamiento de los rodillos acanalados es igual a 1,5 m, el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.8.

**Tabla 2.8.** Espaciamiento de los rodillos en el sector cargado de un transportador de banda.

Peso a granel de la carga (t m <sup>-3</sup> )	Separación (l) para anchos de banda B (mm)								
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
$\gamma < 1$	<u>1500</u>	1500	1400	1400	1300	1300	1200		1100
$\gamma = 1$ a 2	1400	1400	1300	1200	1200	1200	1100		1000
$\gamma > 2$	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1000		1000

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.8 tenemos que:

$$q_{rc} = \frac{10 \text{ kg}}{1,5 \text{ m}}$$

Peso lineal de los rodillos inferiores ( $q_{rd}$ ) en kg m<sup>-1</sup>

$$q_{rd} = \frac{G_{rd}}{l} \quad (2.9)$$

Donde:

$G_{rd}$  – es el peso de los rodillos planos es igual a 10 kg, el mismo fue seleccionado utilizando la tabla 2.7

$l$  – espaciamento de los rodillos planos es igual a 2,0 m fue seleccionado un valor mayor al del sector cargado por ser los rodillos de retorno.

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.9 tenemos que:

$$q_{rd} = \frac{6,0 \text{ kg}}{2,0 \text{ m}}$$

### 2.3.5. Resistencia en el transportador

Resistencia concentrada en los rodillos, deflector de carga (kg) según Paneque (1985).

$$W_{def} \approx 2,7 q \cdot B \quad (2.10)$$

Donde:

$q$  – peso unitario de la carga transportada igual a  $475,88 \text{ kg m}^{-1}$  obtenido en la ecuación 2.3.

$B$  – ancho de la banda igual a  $0,4 \text{ m}$  obtenido en la ecuación 2.1.

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.10 tenemos que:

$$W_{\text{def}} \approx 2,7 \cdot 475,88 \text{ kg m}^{-1} \cdot 0,4 \text{ m}$$

Resistencia concentrada en las tamboras factor  $k$ .

$$S_t = K''S_s + A \quad (2.11)$$

Donde:

$K''$  – coeficiente de resistencia que se determina mediante la ecuación 2.12

$S_s$  – tensión de salida en la tambora

$S_t$  – tensión de entrada en la tambora

$A$  – valor numérico que tiene en cuenta principalmente las resistencias distribuidas y que es independiente de la tensión.

$$K = 1 + \epsilon \quad (2.12)$$

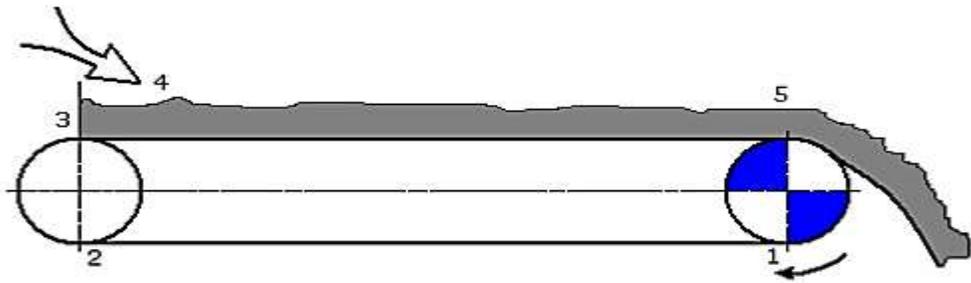
$\epsilon$  - es el coeficiente de resistencia concentrada donde el valor oscila entre  $0,05 - 0,08$  en dependencia si es polea, tambora o sprocket. El caso que nos ocupa presentará una tambora, entonces se toma el valor de  $0,08$ .

Sustituyendo los valores de  $\epsilon$  tenemos que  $K$  se encuentra entre  $1,05$  y  $1,08$ . Se seleccionó  $1,08$ .

En la práctica el valor del coeficiente de resistencia ( $K$ ) de la polea, tambora o sprocket se encuentra entre el  $(3-10) \%$  frecuentemente entre el  $(5-8) \%$  por lo que podemos plantear que la ecuación 2.11 quedaría así:

$$S_t \approx (1,05 \div 1,08)S_s + A$$

En la figura 2.4 se muestra la trayectoria del material a transportar sobre la traza y la distribución de los puntos para determinar las tensiones en cada uno de estos.



**Figura 2.4.** Transportador horizontal. Adaptado de Oriol y Aguilar (1998).

Determinación de las tensiones de la banda en cada punto de la traza mediante la ecuación 2.13.

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i} \quad (2.13)$$

Donde:

$S_i$  - tensión en un punto significativo  $i$  cualquiera.

$S_{(i-1)}$  - tensión en el punto significativo anterior al escogido.

$W_{(i-1)-i}$  - resistencia desde el punto significativo  $(i - 1) - 1$ .

La resistencia del punto significativo en el sector cargado se calcula a través de la ecuación 2.14.

$$W_{5-4} = (q + q_b + q_{rc}) \cdot L \cdot w'_i \quad (2.14)$$

Donde:

$q$  - peso inicial de la carga igual a  $475,88 \text{ kg m}^{-1}$

$q_b$  - peso inicial de la banda igual a  $16,68 \text{ kg m}^{-1}$

$q_{rc}$  - peso lineal de los rodillos superiores igual a  $6,67 \text{ kg m}^{-1}$

$L$  - longitud de la banda en nuestro caso es de  $13 \text{ m}$  de longitud.

$w'_i$  - factor de resistencia al movimiento para rodillos con cojinetes de rodamiento en el sector de carga igual a  $0,035$  el mismo fue seleccionado en la tabla 2.8.

**Tabla 2.8.** Factor de resistencia al movimiento para rodillos con cojinetes de rodamiento  $w'$ .

Condiciones de operación	Características de las condiciones de operación	Factor $w'$ para rodillos	
		Planos	Acanalados
Favorables	Operación en medio limpio y seco con ausencia de polvo abrasivo.	0,018	0,020
Medias	Operación en un medio interior con presencia de cierta cantidad de polvo abrasivo y humedad normal del aire.	0,022	0,025
Adversas	Operación en un medio exterior, gran cantidad de polvo abrasivo, exceso de humedad y otros factores que afecten negativamente el trabajo de los cojinetes	<u>0,035</u>	<u>0,040</u>

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.14 en los puntos 4 y 5 tenemos que:

$$W_{5-4} = (475,88 \text{ kg m}^{-1} + 16,68 \text{ kg m}^{-1} + 6,67 \text{ kg m}^{-1}) \cdot 13 \text{ m} \cdot 0,035$$

La resistencia del punto significativo en el sector de retorno se calcula también a través de la ecuación 2.14.

$$W_{2-1} = (q_b + q_{rc}) \cdot L \cdot w'_s \quad (2.14)$$

Donde:

$q_b$  - peso inicial de la banda igual a  $16,68 \text{ kg m}^{-1}$

$q_{rd}$  - peso lineal de los rodillos inferiores igual a  $3 \text{ kg m}^{-1}$

$w'_s$  - Factor de resistencia al movimiento para rodillos con cojinetes de rodamiento en el sector de caga igual a 0,040 el mismo fue seleccionado en la tabla 2,8.

$L$  – longitud de la banda en nuestro caso es de 13 m de longitud.

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.14 en los puntos 2 y 3 tenemos que:

$$W_{2-1} = (16,68 \text{ kg m}^{-1} + 3 \text{ kg m}^{-1}) \cdot 13 \text{ m} \cdot 0.040$$

Aplicando cuatro veces la expresión 2.13 apoyados de la figura 2.3 obtenemos que:

Tensión en punto 1:

$$S_1 = ?$$

Tensión en punto 2 es igual a:

$$S_2 = S_1 + W_{2-1}$$

Sustituyendo el valor de la resistencia ( $W_{2-1}$ ) calculado anteriormente tenemos que:

$$S_2 = S_1 + 10,23 \text{ kg}$$

Tensión en punto 3 es igual a:

$$S_3 = K_{3-2} \cdot S_2$$

Sustituyendo  $S_2$  en  $S_3$  y a  $K = 1,08$  tenemos que:

$$S_3 = 1,08 \cdot S_1 + 1,08 \cdot 10,23 \text{ kg}$$

$$S_3 = 1,08 \cdot S_1 + 11,05 \text{ kg}$$

Tensión en punto 4 es igual a:

$$S_4 = S_3 + W_{\text{car}}$$

Donde:

$W_{\text{car}}$  – resistencia concentrada debido a la carga la cual se calcula a través de la ecuación siguiente.

$$W_{\text{car}} = (q + q_b)(L \cdot f) \tag{2.15}$$

Donde:

$q$  - peso inicial de la carga igual a  $475,88 \text{ kg m}^{-1}$

$q_b$  - peso inicial de la banda igual a  $16,68 \text{ kg m}^{-1}$

$L$  – longitud de la banda en nuestro caso es de 13 m de longitud.

$f$  – es el coeficiente de rozamiento entre la banda y una guía, la cual para una de acero será  $f \approx 0,35$  a  $0,60$  en un plano y para una de madera será  $f \approx 0,4$  a  $0,71$  resultando los

valores más bajos para las condiciones favorables de trabajo y los más altos para los desfavorables. El caso que nos ocupa se utilizó una guía fija de acero cuyo coeficiente de rozamiento  $f = 0,60$  para condiciones de trabajo desfavorables.

Sustituyendo los valores de las variables anteriormente expuestas en la ecuación 2.15 tenemos que:

$$W_{\text{car}} = (475,88 \text{ kg m}^{-1} + 16,68 \text{ kg m}^{-1})(13 \text{ m} \cdot 0,60)$$

$$W_{\text{car}} = W_{3-4}$$

Entonces:

$$S_4 = 1,08 \cdot S_1 + 11,05 \text{ kg} + 3\,841,97 \text{ kg}$$

$$S_4 = 1,08 \cdot S_1 + 3\,853,02 \text{ kg}$$

Tensión en punto 5 es igual a:

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = S_5$$

$$S_5 = KS_1 + KW_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5}$$

Sustituyendo  $S_4$  y  $W_{5-4}$  en la expresión  $S_5$  tenemos que:

$$S_5 = 1,08 \cdot S_1 + 3\,853,02 \text{ kg} + 227,15 \text{ kg}$$

$$S_5 = 1,08 \cdot S_1 + 4\,080,17 \text{ kg}$$

Si comparamos el resultado de la tensión en el punto 5 con la expresión 2.11 y cambiamos  $S_5$  por  $S_t$  y  $S_1$  por  $S_s$  tenemos que:

$$K'' = K$$

$$A = KW_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5}$$

Sustituyendo los valores de  $W_{1-2}$ ,  $W_{3-4}$  y  $W_{5-4}$  tenemos que A es igual a:

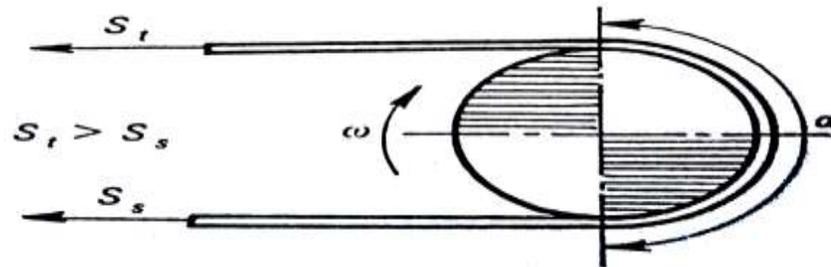
$$A = 1,08 \cdot 10,23 \text{ kg} + 3\,841,97 \text{ kg} + 227,15 \text{ kg}$$

$$A = 4\,080,17 \text{ kg}$$

La conclusión es que la expresión 2.11 es la forma generalizada de relacionar las tensiones de entrada y salida de la tambora motriz.

Por otra parte, también se tiene la relación entre las tensiones de entrada y salida contenida en la ley de Euler la cual plantea que:

Las tensiones que existen en la entrada y salida de la tambora motriz (Figura 2.5) se relacionan utilizando dicha ley, para  $S_t > S_s$ , la cual se expresa por la ecuación 2.16.



**Figura 2.5.** Transmisión por fricción banda tambora. Adaptado de Oriol y Aguilar (1998).

$$S_t \leq S_s \cdot e^{\mu\alpha} \quad (2.16)$$

Donde:

$S_t$  y  $S_s$  – son las tensiones de entrada y salida de la tambora.

$\mu$  - es el coeficiente de fricción banda tambora que aparece en la tabla 2.9

$\alpha$  – ángulo de contacto entre la tambora (radianes) que aparece en la tabla 2.9

$e$  – base logarítmica neperianos ( $e = 2,718$ )

Luego las expresiones 2.11 y 2.16 dan lugar a un sistema de ecuaciones con dos incógnitas y resolviendo dicho sistema se obtienen las expresiones siguientes:

$$S_s = \frac{A}{e^{\mu\alpha - K''}} \quad (2.17)$$

$$S_t = \frac{Ae^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha - K''}} \quad (2.18)$$

Comprobando la expresión  $S_s$  con la expresión 2.11 se obtiene que:  $K'' = 1,08$  y  $A = 4080,17$  kg como  $A$  es positiva se aplica la ley de Euler según la expresión 2.16.

De la tabla 2.9 se obtiene un factor de tracción  $e^{\mu\alpha} = 1,73$ ; correspondiente a un coeficiente de fricción banda-tambora  $\mu = 0,15$  y a un ángulo de contacto de  $210^\circ$ .

Aplicando las expresiones 2.17 y 2.18 se sustituyen los valores determinados obteniéndose que:

$$S_s = \frac{4\,080,17 \text{ kg}}{1,73 - 1,08}$$

$$S_t = 6\,277,18 \text{ kg} \cdot 1,73$$

### 2.3.6. Tiraje efectivo

El mismo se calcula mediante la expresión 2.19, la cual incluye la resistencia concentrada del órgano motriz.

$$W_o = S_t - S_s + W_{mot} \quad (2.19)$$

Donde:

$S_t$  – es la tensión de entrada de la tambora igual a 10 859,52 kg

$S_s$  – es la tensión de salida de la tambora igual a 6 277,18 kg

$W_{mot}$  – resistencia concentrada del órgano motriz la cual se calcula mediante la ecuación 2.20.

$$W_{mot} = K'(S_t - S_s) \quad (2.20)$$

Donde:

$K'$  - es el coeficiente de resistencia del órgano motriz asociado a las tensiones de entrada y salida.

En este caso se considera entre (3-5) % de la suma de las tensiones  $S_t$  y  $S_s$  tal que:  $K = (0,03 - 0,05)$  en nuestro caso escogimos el máximo valor,  $K = 0,05$

Sustituyendo los valores determinados anteriormente en la ecuación 2.20 tenemos que:

$$W_{mot} = 0,05(10\,859,52 \text{ kg} - 6\,277,18 \text{ kg})$$

Sustituyendo el valor obtenido de  $W_{mot}$  en la ecuación 2.19 tenemos que:

$$W_o = 10\,859,52 \text{ kg} - 6\,277,18 \text{ kg} + 229,11 \text{ kg}$$

### 2.3.7. Potencia necesaria

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{102 \cdot \eta_t} \quad (2.21)$$

Donde:

$W_0$  – es el tiraje efectivo igual a 4 811,45 kg.

$v$  – es la velocidad del transportador de banda igual a 1,03 m s<sup>-1</sup>.

$\eta_t$  - es la eficiencia de la transmisión, que según Oriol y Aguilar (1998) es de 0,9.

Sustituyendo los valores determinados anteriormente en la ecuación 2.21 tenemos que:

$$N = \frac{4\,811,45 \text{ kg} \cdot 1,03 \text{ m s}^{-1}}{102 \cdot 0,9}$$

### 2.3.8. Comprobar $S_{min}$ en la rama cargada

$$S_{min} = 5(q + q_b)l \quad (2.22.)$$

Donde:

$q$  – es el peso lineal de la carga, el cual es igual a 475,88 kg m<sup>-1</sup>

$q_b$  - es el peso lineal de la banda, con un valor de 16,68 kg m<sup>-1</sup>

$l$  – es la separación máxima de los rodillos superiores, con valor de 1,5 m

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 2.22 tenemos que:

$$S_{min} = 5(475,88 \text{ kg m}^{-1} + 16,68 \text{ kg m}^{-1})1,5 \text{ m}$$

Como el valor de la tensión mínima en la rama cargada corresponde a  $S_4$ , cuyo valor es mayor que 3 694,2 no existirán problemas relacionados con la flecha de la banda entre los rodillos.

### 2.3.9. Número de capas requeridas, para una determinada marca de banda de goma

$$i \geq \frac{K \cdot S_{m\acute{a}x}}{B \cdot [\sigma]_t} \quad (2.23)$$

Donde:

$[\sigma]_t$  - es el límite de rotura a tracción de una capa igual a  $200 \text{ kg cm}^{-1}$ , obtenido mediante la tabla 2.9.

**Tabla 2.9.** Límite de rotura a tracción

Tipo de banda	Marca	$\mathcal{L}$ (mm)	
		Límite de rotura a tracción de una capa $[\sigma]_t(\text{kg cm}^{-1})$	Diámetro de la tambora motriz (mm)
De capas de algodón	B5-850	55	(125 – 150) i
	oПБ - 5	115	(160 – 200) i
	oПБ - 12		
De fibras sintéticas de perlón	K – 4 - 3	150	(160 – 170) i
		180	(180 – 200) i
	K 8 – 3T K -10 -2 -3 T	<u>200</u>	<u>(180 – 200) i</u>
		300	(220 – 240) i

K – es el factor de seguridad obtenido de la tabla 2.10 igual a 9,0.

**Tabla 2.10.** Factor de seguridad

Número de capas i	2 - 4	4 - 5	6 - 8	9 - 11	12 - 14
Factor de seguridad	<u>9,0</u>	9,5	10,0	10,5	11,0

B – es el ancho de la banda igual a 40 cm

$S_{\text{máx}}$  – es la máxima tensión teórica de la banda la cual se determina mediante la ecuación 2.24, pero para determinar  $S_{\text{máx}}$  es preciso determinar primero  $S_{\text{rot}}$  mediante la ecuación 2,25.

$$S_{\text{máx}} \leq \frac{S_{\text{rot}} \cdot K_u}{K} \quad (2.24)$$

Donde:

K – es el factor de seguridad obtenido de la tabla 2.10 igual a 9,5.

$K_u$  – es el coeficiente de seguridad de la unión obtenido de la tabla 2.11 igual a 0,60

**Tabla 2.11.**Valores del coeficiente de unión  $K_u$

Tipo de unión	Coeficiente de seguridad $K_u$
Vulcanizado en caliente	0,80
Encolado en frio	0,75
Grampas metálicas	<u>0,60</u>
Costura	0,50

$S_{rot}$  – es la tensión de rotura en el empalme de la banda que se calcula mediante la ecuación 2,25.

$$\text{Siendo } S_{rot} = i \cdot B \cdot K_t \quad (2.25)$$

Donde:

$K_t$  – es el límite de rotura a la tracción igual a  $200 \text{ kg cm}^{-1}$

$B$  – es el ancho de la banda igual a 40 cm

$i$  – es el número de capas en nuestro caso se tomó  $i = 3$

Sustituyendo los resultados antes determinados en la ecuación 2.25 se obtiene que:

$$S_{rot} = 3 \cdot 40 \text{ cm} \cdot 200 \text{ kg cm}^{-1}$$

Sustituyendo el resultado determinado en la ecuación 2.25 en la 2.24 se obtiene que:

$$S_{m\acute{a}x} \leq \frac{24\,000 \text{ kg} \cdot 0,80}{9,0}$$

Sustituyendo el resultado determinado en la ecuación 2.24 en la 2.23 se obtiene que:

$$i \geq \frac{9,0 \cdot 2\,133,33 \text{ kg}}{40 \text{ cm} \cdot 200 \text{ kg cm}^{-1}}$$

Como en la selección primaria se había escogido  $i = 3$ , los cálculos realizados están correctos.

**2.3.10.-Diámetro de las tamboras en (mm).**

Para la tambora motriz

$$D_{tm} \geq K \cdot i \quad (2.26)$$

$$K = 125 \quad \text{para } i = 2 - 6$$

$$K = 150 \quad \text{para } i = 8 - 12$$

Donde:

K – factor de proporcionalidad en este caso por la cantidad de capas se tomó el valor de 125

i – número de capas igual a 3

Sustituyendo los resultados antes determinados en la ecuación 2.26 se obtiene que:

$$D_{tm} \geq 125 \cdot 3$$

El diámetro de la tambora motriz calculado es de 375 mm, por lo que se normaliza a 400 mm mediante la tabla 2.11.

Para la tambora de cola

$$D_{tc} \geq K \cdot i \quad (2.27)$$

$$K = 100 \quad \text{para } i = 2 - 6$$

$$K = 125 \quad \text{para } i = 8 - 12$$

Donde:

K – factor de proporcionalidad, en este caso, por la cantidad de capas se tomó el valor de 100

i – número de capas igual a 3

Sustituyendo los resultados antes determinados en la ecuación 2.27 se obtiene que:

$$D_{tc} \geq 100 \cdot 3$$

El diámetro de la tambora de cola calculado es de 300 mm, por lo que se normaliza a 320 mm mediante la tabla 2.11.

Para la tambora de desvío

$$D_{td} \geq K \cdot i \quad (2.28)$$

$$K = 80 \quad \text{para } i = 2 - 6$$

$$K = 100 \quad \text{para } i = 8 - 12$$

Donde:

K – factor de proporcionalidad en este caso por la cantidad de capas se tomó el valor de 80

i – número de capas igual a 3

Sustituyendo los resultados antes determinados en la ecuación 2.28 se obtiene que:

$$D_{td} \geq 80 \cdot 3$$

El diámetro de la tambora de desvío calculado es de 240 mm, por lo que se normaliza a 250 mm mediante la tabla 2.11.

### **2.3.11. Comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz**

$$D_m \geq \frac{360 W_o}{B \cdot P_{esp} \cdot \pi \cdot \theta \cdot f} \quad (2.29)$$

Donde:

$P_{esp}$  – presión específica media permisible entre la banda y la tambora según Oriol y Aguilar (1998). El valor admisible de la presión sobre la tambora está en el orden de 0,10 a 0,11 MPa, en caso que nos ocupa se tomó el valor de 0,11 MPa.

$D_m$  – diámetro calculado de la tambora motriz, igual 370 cm

B – ancho de la banda, igual a 40 cm

$W_o$  – tiraje efectivo, igual a 4 811,45 kg

$\theta$  - ángulo de contacto en radianes, obtenido de la tabla 2.12 con un valor de 1,73

f – coeficiente de rozamiento entre la tambora y la banda, obtenido de la tabla 2.12 igual a 0,15

**Tabla 2.11.** Diámetro de las tamboras.

Ancho de la banda (mm)	Diámetro de la tambora motriz (mm).	Diámetro de la tambora de cola (mm).	Diámetro de la tambora de desvío (mm).
400	250	200	Rodillo
	<u>400</u>	<u>320</u>	<u>250</u>
500	250	200	Rodillo
	400	320	250
	500	400	250
650	250	200	Rodillo
	400	320	250
	500	400	250
	630	500	320
	400	320	Rodillo
800	500	400	320
	630	500	320
	800	630	400
	1000	400	500
	500	400	Rodillo
1000	630	500	320
	800	630	400
	1000	800	500
	1250	1000	630

**Tabla 2.12.** Valores del coeficiente de tracción en una transmisión banda-tambora

Tipo de tambora y condiciones ambientales	Para un ángulo de contacto de:							
	$\mu$	180	210	240	300	360	400	480
		3,14	3,66	4,19	5,24	6,28	7,0	8,38
Tambora de acero o hierro fundido, ambiente muy húmedo y sucio.	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,32
Tambora recubierta de madera o goma, ambiente muy húmedo y sucio.	<u>0,15</u>	1,60	<u>1,73</u>	1,87	2,19	2,57	2,87	3,51
Tambora de acero o hierro fundido, ambiente húmedo y sucio.	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	5,34
Tambora de acero o hierro fundido, ambiente seco y polvoriento.	0,30	2,56	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	12,35
Tambora recubierta de goma, ambiente seco y polvoriento.	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	28,56

Sustituyendo los resultados antes determinados en la ecuación 2.30 se obtiene que:

$$Dm \geq \frac{2 \cdot 4\,811,45 \text{ kg}}{0,4 \text{ m} \cdot 110\,000 \text{ N m}^{-1} \cdot 3,14 \cdot 1,73 \cdot 0,15}$$

Como el diámetro de la tambora preseleccionado era de 370 mm, por lo tanto, se cumplirá la condición de la expresión 2.29.

#### **2.4. Conclusiones:**

En este capítulo se determinaron los parámetros principales que debe tener el transportador de banda, en el caso objeto de estudio fue un transportador de banda horizontal. Al mismo se le determinaron los parámetros de: velocidad, tipo de rodillos a usar, ancho de banda, peso inicial, resistencias en el transportador, tiraje efectivo, potencia necesaria, marca de la banda y diámetro de las tamboras, así como las comprobaciones de la tensión mínima en la rama cargada, número de capas y la presión específica permisible entre la banda y la tambora.

**CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS  
PARAMETROS DE DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE BANDA**

### CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE BANDA

Expuesta la metodología para la determinación de los parámetros físico-geométricos del transportador de banda, se realizaron los cálculos y se obtuvieron los siguientes resultados.

#### 3.1. Selección de la velocidad de trabajo de la banda

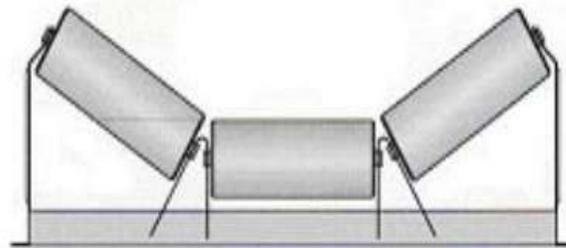
La tabla 3.1 muestra la velocidad de la banda igual a  $2,0 \text{ m s}^{-1}$ , la misma fue determinada mediante la tabla 2.1.

**Tabla 3.1.** Selección de la velocidad de trabajo de la banda

Parámetro	Valor	Unidad de medida
Velocidad de la banda ( $v$ )	<u>2,0</u>	$\text{m s}^{-1}$

#### 3.2. Selección del tipo de rodillo a utilizar

Se seleccionaron los rodillos acanalados de tres rodillos teniendo en cuenta lo referido por Oriol y Aguilar (1998) ya que el volumen a transportar excede a la máxima capacidad de los rodillos planos, que es de  $27 \text{ t h}^{-1}$ .



**Figura 3.1.** Rodillo acanalado de tres rodillos. Adaptado de Fruchtbaum (1988) y Ramíres (2011).

#### 3.3. Determinación del ancho de la banda

La tabla 3.2 muestra el ancho de la banda igual a  $353 \text{ mm}$ , la misma fue determinada mediante la expresión 2.1.

**Tabla 3.2.** Ancho de la banda

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Velocidad de la banda ( $v$ )	2,0	$m s^{-1}$
Peso a granel del material ( $\gamma$ )	0,75	$t m^{-3}$
Ángulo de talud del material ( $\varphi$ )	45,0	grados
Factor de conexión para tramos inclinados ( $C_1$ )	1,0	-
Capacidad de carga ( $Q$ )	40	$t m^{-3}$
Ancho de la banda ( $B$ )	<u>353</u>	mm

Según la homogeneidad de las partículas, se determinó el coeficiente  $K_h$  obtenido a través de la ecuación 2.2, la cual permitió denominar la muestra como clasificada. Este valor de banda normalizado se comparó con la anchura mínima ( $B_{min}$ ) obtenido mediante la ecuación 2.3 siendo esta última menor que el ancho de banda obtenido lo que permitió continuar con el cálculo.

La tabla 3.3 muestra la velocidad de la banda igual a  $1,03m s^{-1}$ , la misma fue determinada mediante el despeje de la expresión 2.1.

**Tabla 3.3.** Velocidad real de trabajo

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso a granel del material ( $\gamma$ )	0,75	$t m^{-3}$
Ángulo de talud del material ( $\varphi$ )	45,0	grados
Factor de conexión para tramos inclinados ( $C_1$ )	1,0	-
Ancho de la banda normalizado ( $B$ )	400	mm
Capacidad de carga ( $Q$ )	40	$t m^{-3}$
Velocidad real de la banda ( $v$ )	<u>1,03</u>	$m s^{-1}$

### 3.4. Determinación del peso inicial de la carga, la banda y de los rodillos superiores e inferiores

La tabla 3.4 muestra el área de la sección del material igual a  $0,014m^2$ , la misma fue determinada mediante la expresión 2.5.

**Tabla 3.4.** Área de la sección del material

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Ángulo de talud del material ( $\varphi$ )	45,0	grados
Factor de conexión para tramos inclinados ( $C_1$ )	1,0	-
Ancho de la banda normalizado (B)	400	mm
Área de la sección del material	<u>0,014</u>	m <sup>2</sup>

La tabla 3.5 muestra el peso inicial de la carga igual a 4 670 N m<sup>-1</sup>, la misma fue determinada mediante la expresión 2.6.

**Tabla 3.5.** Peso inicial de la carga

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso a granel del material ( $\gamma$ )	0,75	t m <sup>-3</sup>
Ángulo de talud del material ( $\varphi$ )	45,0	grados
Área de la sección del material	0,0141	m <sup>2</sup>
Peso inicial de la carga (q)	<u>475,88</u>	kg m <sup>-1</sup>
Peso inicial de la carga (q)	<u>4 670</u>	N m <sup>-1</sup>

La tabla 3.6 muestra el peso inicial de la banda igual a 160 N m<sup>-1</sup>, la misma fue determinada mediante la expresión 2.7.

**Tabla 3.6.** Peso inicial de la banda

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Espesor del recubrimiento ( $\mathcal{L}$ )	1,25	mm
Número de capas (i)	3	-
Característica de la cubierta ( $q'$ )	1,2,0	kg m <sup>-2</sup> mm <sup>-1</sup>
Ancho de la banda normalizado (B)	400	mm
Espesor en el lado de carga ( $\mathcal{L}_1$ )	30,0	mm
Espesor en el lado de retorno ( $\mathcal{L}_2$ )	1,0	mm
Peso aproximado de un metro de banda ( $q_b$ )	<u>16,68</u>	kg m <sup>-1</sup>
Peso aproximado de un metro de banda ( $q_b$ )	<u>160</u>	N m <sup>-1</sup>

La tabla 3.7 muestra el peso lineal de los rodillos superiores igual a  $70 \text{ N m}^{-1}$ , la misma fue determinada mediante la expresión 2.8.

**Tabla 3.7.** Peso lineal de los rodillos superiores

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso de los rodillos acanalados ( $G_{rc}$ )	10,0	kg
Espaciamiento de los rodillos acanalados (l)	1,50	m
Peso lineal de los rodillos superiores ( $q_{rc}$ )	<u>6,67</u>	$\text{kg m}^{-1}$
Peso lineal de los rodillos superiores ( $q_{rc}$ )	<u>70</u>	$\text{N m}^{-1}$

La tabla 3.8 muestra el peso lineal de los rodillos inferiores igual a  $30 \text{ N m}^{-1}$ , la misma fue determinada mediante la expresión 2.9.

**Tabla 3.8.** Peso lineal de los rodillos inferiores

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso de los rodillos acanalados ( $G_{rd}$ )	6,0	kg
Espaciamiento de los rodillos acanalados (l)	2,0	m
Peso lineal de los rodillos inferiores ( $q_{rd}$ )	<u>3,0</u>	$\text{kg m}^{-1}$
Peso lineal de los rodillos inferiores ( $q_{rd}$ )	<u>30</u>	$\text{N m}^{-1}$

### 3.5. Determinación de la resistencia en el transportador

La tabla 3.9 muestra la resistencia concentrada en los rodillos, deflector de carga igual a  $5\ 040 \text{ N}$ , la misma fue determinada mediante la expresión 2.10.

**Tabla 3.9.** Resistencia concentrada en los rodillos, deflector de carga (kg)

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso unitario de la carga transportada (q)	475,88	$\text{kg m}^{-1}$
Ancho de la banda (B)	0,40	m
Resistencia concentrada en los rodillos ( $W_{def}$ )	<u>513,95</u>	kg
Resistencia concentrada en los rodillos ( $W_{def}$ )	<u>5 040</u>	N

### Resistencia concentrada en las taboras factor k.

La tabla 3.10 muestra la resistencia del punto significativo (5-4) del sector cargado igual a 2 230 N, la misma fue determinada mediante la expresión 2.14.

**Tabla 3.10.** Resistencia del punto significativo (5-4) del sector cargado

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso inicial de la carga (q)	475,88	kg m <sup>-1</sup>
Peso inicial de la banda (q <sub>b</sub> )	16,58	kg m <sup>-1</sup>
Peso lineal de los rodillos superiores (q <sub>rc</sub> )	6,67	kg m <sup>-1</sup>
Longitud de la banda (m)	13,0	m
Factor de resistencia al movimiento para rodillos (w <sub>i</sub> )	0,03	-
Resistencia del punto significativo sector cargado (W <sub>5-4</sub> )	<u>227,15</u>	kg
Resistencia del punto significativo sector cargado (W <sub>5-4</sub> )	<u>2 230</u>	N

La tabla 3.11 muestra la resistencia del punto significativo (2-1) del sector cargado igual a 100 N, la misma fue determinada mediante la expresión 2.14.

**Tabla 3.11.** Resistencia del punto significativo (2-1) del sector de retorno

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso inicial de la banda (q <sub>b</sub> )	16,58	kg m <sup>-1</sup>
Peso lineal de los rodillos inferiores (q <sub>rd</sub> )	3,0	kg m <sup>-1</sup>
Longitud de la banda (m)	13,0	m
Factor de resistencia al movimiento para rodillos (w <sub>i</sub> )	0,040	-
Resistencia del punto significativo sector cargado (W <sub>2-1</sub> )	<u>10,23</u>	kg
Resistencia del punto significativo sector cargado (W <sub>2-1</sub> )	<u>100</u>	N

La tabla 3.12 muestra la resistencia concentrada debido a la carga igual a 37 680N, la misma fue determinada mediante la expresión 2.15.

**Tabla 3.12.** Resistencia concentrada debido a la carga

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso inicial de la carga ( $q$ )	475,88	kg m <sup>-1</sup>
Peso inicial de la banda ( $q_b$ )	16,58	kg m <sup>-1</sup>
Longitud de la banda ( $L$ )	13,0	m
Coefficiente de rozamiento entre la banda y una guía ( $f$ )	0,60	-
Resistencia concentrada debido a la carga ( $W_{car}$ )	<u>3 841,97</u>	kg
Resistencia concentrada debido a la carga ( $W_{car}$ )	<u>37 680</u>	N

La tabla 3.13 muestra las tensiones en la entrada y salida de la tambora motriz igual a 106 480 N y 61 560 N respectivamente, las mismas fueron determinadas mediante las expresiones 2.17 y 2.18.

**Tabla 3.13.** Tensiones en la entrada y salida de la tambora motriz

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Base logarítmica neperianos ( $e$ )	2,718	-
Ángulo de contacto entre la tambora ( $\alpha$ )	210	grados
Coefficiente de fricción banda tambora ( $\mu$ )	0,15	-
Tensiones de entrada de la tambora ( $S_t$ )	<u>10 859,18</u>	kg
Tensiones de salida de la tambora ( $S_s$ )	<u>6 277,18</u>	kg
Tensiones de entrada de la tambora ( $S_t$ )	<u>106 490</u>	N
Tensiones de salida de la tambora ( $S_s$ )	<u>61 560</u>	N

### 3.6. Tiraje efectivo

La tabla 3.14 muestra el tiraje efectivo igual a 47 180 N, la misma fue determinada mediante la expresión 2.19.

**Tabla 3.14.** Tiraje efectivo

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Tensiones de entrada de la tambora ( $S_t$ )	10 859,18	kg
Tensiones de salida de la tambora ( $S_s$ )	6 277,18	kg
Resistencia concentrada del órgano motriz ( $W_{mot}$ )	229,11	kg
Tiraje efectivo ( $W_o$ )	<u>4 811,45</u>	kg
Tiraje efectivo ( $W_o$ )	<u>47 180</u>	N

### 3.7. Potencia necesaria

La tabla 3.15 muestra la potencia necesaria igual a 53,99 kW, la misma fue determinada mediante la expresión 2.21.

**Tabla 3.15.** Potencia necesaria

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Tiraje efectivo ( $W_o$ )	4 811,45	kg
Velocidad del transportador de banda ( $v$ )	1,03	$m s^{-1}$
Eficiencia de la transmisión ( $\eta_t$ )	0,90	-
Potencia necesaria (N)	<u>53,99</u>	kW

### 3.8. Tensión mínima $S_{min}$ en la rama cargada

La tabla 3.16 muestra la potencia necesaria igual a 36 230 N, la misma fue determinada mediante la expresión 2.22.

**Tabla 3.16.** Tensión mínima  $S_{min}$  en la rama cargada

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Peso inicial de la carga ( $q$ )	475,88	$kg m^{-1}$
Peso inicial de la banda ( $q_b$ )	16,58	$kg m^{-1}$
Separación máxima de los rodillos superiores ( $l$ )	1,50	m
Tensión mínima en la rama cargada ( $S_{min}$ )	<u>3 694,2</u>	kg
Tensión mínima en la rama cargada ( $S_{min}$ )	<u>36 230</u>	N

### 3.9. Número de capas requeridas

La tabla 3.17 muestra el número de capas requeridas igual a 2,40, la misma fue determinada mediante la expresión 2.23.

**Tabla 3.17.** Número de capas requeridas

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Límite de rotura a tracción de una capa ( $[\sigma]_t$ )	200	kg cm <sup>-1</sup>
Factor de seguridad (K)	9,00	-
Ancho de la banda (B)	40,0	cm
Máxima tensión teórica de la banda ( $S_{m\acute{a}x}$ )	2 133,33	kg
Número de capas requeridas (i)	<u>2,40</u>	-

### 3.10. Diámetro de las tambores

La tabla 3.18 muestra el diámetro de la tambora motriz igual a 375, la misma fue determinada mediante la expresión 2.26.

**Tabla 3.18.** Diámetro de la tambora motriz

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Factor de proporcionalidad (K)	125	-
Número de capas requeridas (i)	2,40	-
Diámetro de la tambora motriz ( $D_{tm}$ )	<u>375</u>	-

La tabla 3.19 muestra el diámetro de la tambora motriz igual a 300, la misma fue determinada mediante la expresión 2.27.

**Tabla 3.19.** Diámetro de la tambora de cola.

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Factor de proporcionalidad (K)	100	-
Número de capas requeridas (i)	2,40	-
Diámetro de la tambora de cola ( $D_{tc}$ )	<u>300</u>	-

La tabla 3.20 muestra el diámetro de la tambora motriz igual a 240, la misma fue determinada mediante la expresión 2.28.

**Tabla 3.20.** Diámetro de la tambora de reenvío.

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Factor de proporcionalidad (K)	80,0	-
Número de capas requeridas (i)	2,40	-
Diámetro de la tambora de reenvío ( $D_{td}$ )	<u>240</u>	-

### 3.11. Comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz

La tabla 3.21 muestra la comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz igual a 0,27 m, la misma fue determinada mediante la expresión 2.26.

**Tabla 3.21.** Comprobación de la presión específica permisible entre la banda y la tambora motriz

Parámetros	Valor	Unidad de medida
Tiraje efectivo ( $W_o$ )	4 811,45	kg
Presión específica media permisible entre la banda y la tambora ( $P_{esp}$ )	0,11	MPa
Ancho de la banda (B)	0,40	m
Ángulo de contacto en radianes ( $\theta$ )	1,73	-
Coefficiente de rozamiento entre la tambora y la banda (f)	0,15	-
Diámetro de la tambora motriz calculada ( $D_{tm}$ )	0,27	m

Como el diámetro de la tambora preseleccionado era de 370 mm, por lo tanto, se cumplirá la condición de la expresión 2.29.

### **III - CONCLUSIONES**

### III –CONCLUSIONES

1. Se determinaron los parámetros requeridos para el diseño de un transportador de banda destacándose las magnitudes del ancho banda (B) con 0,4 m; la velocidad de trabajo (v) con  $1,03 \text{ m s}^{-1}$ ; el tiraje efectivo ( $W_0$ ) con 47 180 N y la potencia necesaria del motor (N) con 53,99 kW.
2. Los valores de los principales parámetros para el diseño del transportador de banda tales como velocidad, resistencias en el transportador, tiraje efectivo, potencia necesaria y ancho de banda se encuentran en los rangos referidos por investigadores tales como Paneque (1985), Oriol y Aguilar (1998) y Ramíres (2011).

#### **IV - RECOMENDACIONES**

#### **IV - RECOMENDACIONES**

1. Determinados los parámetros para el diseño del transportador de banda, pasar a la etapa de montaje del mismo.
2. Realizado el montaje del transportador llevar a término las pruebas explotativas, con la finalidad de comprobar su eficiencia productiva.
3. Evaluar la efectividad económica del molino una vez que sea instalado el transportador de bandas en el mismo.

## **V - BIBLIOGRAFÍA**

## V – BIBLIOGRAFÍA

- ABU, T. G.; Y. HOWLADER; R. M. ASHEKE y T. F. AHMED: "Automation of Material Handling with Bucket Elevator and Belt Conveyor", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 4(3): 1-13, 2014.
- AGUILAR, P. F.: "Selección de cadenas para equipos de transporte continuo", *Revista Ingeniería Mecánica*, (1): 77-88, 2003.
- AGUILAR, P. F. y N. M. SÁNCHEZ: "Modificaciones a un transportador apilador de sacos de azúcar", *Revista Ingeniería Mecánica*, (3): 43-48, 2000.
- ÁLVARES, R. A. E.: *Instalación y mantenimiento de bandas transportadoras. Tesis en opción al título de Técnico Industrial*, 72pp., Universidad de Magallanes, Punta Arena. Chile, 2011.
- ÁLVAREZ, B. P. y D. M. E. GARCÍA: "Análisis estructural de un transportador de banda.", *Ingeniería Mecánica*, 3: 63-70, 2001.
- ANANTH, K. N. S.; V. RAKESH y P. K. VISWESWARAO: "Design and selecting the proper conveyor-belt", *International Journal of Advanced Engineering Technology*, IV(II): 43-49, 2013.
- ARAQUE, D. L. R. O.: "Diseño de un sistema de transporte de material de arrastre triturado de río", *Scientia et Technica*, XIV(40): 2008.
- DANIYAN, I. A.; A. O. ADEODU y O. M. DADA: "Design of a Material Handling Equipment: Belt Conveyor System for Crushed Limestone Using 3 roll Idlers", *Journal of Advancent in Engineering and Technology*, 1(1): 1-7, 2014.
- DIN: *The belt conveying bulk materials based on calculation and design*, Norma, 2002.
- FRUCHTBAUM, J.: "Bulk Materials Handling Handbook", *Belt Conveyors*, pp 15-75, Boston, MA: Springer US, 1988.
- Fundamentos de Diseño de las correas Transportadoras Phoenix. Hamburgo, Alemania, pp. 2006.
- GÓMEZ, E. F. *Cintas transportadoras en automatización de la producción [en línea] Disponible en: <http://www.esi2.us.es/~fabio/cintas.pdf> [Consulta: 8 de febrero 2017].*
- GOMEZ, M. R. A. y E. A. A. CORREA: "Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento en empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos": 55-72, 2011.
- GÓMEZ, M. R. A. y E. A. A. CORREA: "Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento en Empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos.", *Boletín de Ciencias de la Tierra*, 29: 55-72, 2011.
- GONZÁLEZ, D. A. E.; A. REDONET y R. J. RODRIGUEZ: *Diseño de máquinas de transporte continuo*, Ed. Academica Espanola España, 2017.
- GÖTTLICH, S.; S. HOHER; P. SCHINDLER; V. SCHLEPER y A. VERL: "Modeling, simulation and validation of material flow on conveyor belts", *Applied Mathematical Modelling*, 38: 3295–3313, 2014.
- HE, D.; Y. PANG y G. LODEWIJKS: "Speed control of belt conveyors during transient operation", *Powder technology*, 2016 v.301: pp. 622-631, 2016.
- HERAS, L. A. Á.: *Diseño de cinta transportadora e estructura auxiliar para planta de procesado de arcillas. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico*, 254pp., Universidad de Jaume I, Castellon de la Plana. España, 2014.

- HERNANDO, S. P.: *Software para el diseño de una banda transportadora y creación del modelo de Elementos Finitos Asociado. En opción al título de Ingeniero Mecánico.*, 197pp., Departamento de Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España, 2011.
- HUAMAN, V. E. R.: *Tecnología de bandas transportadoras. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico*, 96pp., Universidad Nacional de San Agustín, Arequipa. Peru, 2014.
- JAGTAP, A. A.; D. S. VAIDYA; R. A. SAMRUTWAR; G. R. KAMADI y V. N. BHENDE: "Design of material handling equipment: belt conveyor system for crushed biomass wood using V merge conveying system", *Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res.*, 4(2): 2015.
- JYOTSNA, P.; D. D. DATE y A. B. GALKE: "Design, analysis and weight optimization of belt conveyor for sugarcane industries", *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science*, 1(5): 149-155, 2015.
- MALLIKARJUNA, R. A.; G. S. S. V. SURESH y D. PRIYADARSHINI: "Alternate design and optimization of conveyor pulley using finite element analysis", *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(7): 1-10, 2012.
- MOROLIYA, P. y V. PADOLE: "FE Results of Conveyor Belt System for Rice Mill", *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 3(3): 166-174, 2016.
- MUÑOZ, O. C. A. y C. P. A. LAGOS: *Diseño Cinta Transportadora Intralox para Pesquera Bahía Caldera S.A.. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico*, 65pp., Universidad del Bio-Bio, Concepción. Chile, 2013.
- NAGA, S. A. K.; V. RAKESH y V. P. KASI: "Design and selecting the proper conveyor-belt", *International Journal of Advanced Engineering Technology*, IV(II): 43-49, 2013.
- ORIOLO, G. J. M. y P. F. AGUILAR: "Máquinas de transporte continuo", *Tomo I. Editorial Pueblo y Educación*: 1998.
- PADOLE, V. y P. MOROLIYA: "FE Results of Conveyor Belt System for Rice Mill", *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 3(03): 2016.
- PANEQUE, R. P.: *Elementos de máquinas y transportadores II*, Ed. ENPES, La Habana, 1985.
- PÉREZ, C. E. E. y D. PFEIFFER: "Determinación de las fuerzas sobre los rodillos de apoyo de los transportadores de banda", *Revista Centro Azúcar*, 37(3): 33-39, 2010.
- RAMÍRES, M. N.: *Transportadores industriales*, Ed. Ediciones Universidad de Camagüey, 1, Camagüey. Cuba, 2011.
- RAY, S.: *Introduction to Materials Handling*, Ed. One World, New Delhi, 2008.
- RICAURTE, M. C. J. y L. A. A. LEGRÁ: "Caracterización del factor de forma real para arenas industriales transportadas por bandas", *Minería y Geología*, 28(2): 47-65, 2012.
- SALINAS, M.: *Diseño y construcción de una banda transportadora.*, 117-131pp., Instituto Tecnológico Superior de Tepeaca, 2010.
- SALINERO, G. M.: *Diseño de una banda transportadora mediante guide de Matlab. Tesis en opción al título de Ingeniero Industrial*, 184pp., Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España., 2013.
- SANGOLKAR, R. N. y V. P. KSHIRSAGAR: "Failure Analysis and Prospects of Modification in Industrial Belt Conveyor System-A Review", *International Journal for Scientific Research & Development*, 3(2): 716-718, 2015.
- SIERRA, P. R. J. y L. A. A. LEGRÁ: "Procedimiento para seleccionar la velocidad óptima en bandas transportadoras de menas lateríticas.", *Minería y Geología*, 30(2): 96-109, 2014.
- SIERRA, P. R. J.; L. A. A. LEGRÁ; G. Y. SIERRA y S. M. E. TORRES: "Modelación del área de la sección transversal y el ancho de la banda de transportadores para menas lateríticas

- y áridos de construcción", *Modeling the cross section area and belt width of belt conveyors operating in laterite ore bodies and construction aggregate deposits.*, 33(2): 92-107, 2017.
- TODKAR, S. y M. RAMGIR: "Design of Belt Conveyor System", *International Journal of Science, Engineering and Technology Research*, 7(7): 458-462, 2018.
- VANAMANE, S. S. y P. A. MANE: "Design, manufacture and analysis of belt conveyor system used for cooling of mould", *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2(3): 2162-2167, 2012.

**ANEXOS**

## ANEXO 1. Características de las cubiertas.

Material.	Uso.	Tipo.	Características	$q'_b$ kg m <sup>-2</sup> mm <sup>-1</sup>
Goma natural	General	A	Buena resistencia al desgaste y a los golpes	1,1
		B	Buena resistencia al desgaste y a los productos químicos y moderada a los choques	1,15
		C	Resistencia moderada al desgaste	1,2
Butadiene	Resistente al desgaste	A	Alta resistencia al desgaste y moderada a los golpes.	1,15
		A	Resiste hasta 180 °C	1,15
	Resistente al calor	B	Resiste moderadamente el fuego y temperatura hasta 200 °C	1,4
		C	Resiste hasta 150 °C y tiene buena resistencia al desgaste y a los golpes.	1,2
Neoprene	Resistente al fuego	D	Resiste hasta 150 °C y tiene buena resistencia al desgaste y a los golpes.	1,,1
		A	Buena resistencia al fuego	1,4
		B	Buena resistencia al fuego y al desgaste.	1,4
	Resistente al aceite	A	Buena resistencia al aceite y al calor pero no a la grasa.	1,25
		B	Buena resistencia al aceite pero no al calor	1,2
		C	Buena resistencia al aceite pero no a la grasa, resiste temperaturas de -40°C	1,15

Anexo 1. Características de las cubiertas. Continuación

---

---

		D	Alta resistencia al aceite, resiste temperaturas de -5 °C a 60 °C	1,4
Goma natural	Resistente al frio	A	Resiste temperaturas de -50 °C	1,2
		A	No despiden olores, soportan bien el aceite	1,25
Polivinilo	Alimentación	B	No despiden olores, soportan ligeramente el aceite	1,15
		C	No despiden olores, no soportan el aceite	1,1

---