

T
621.8675
HIN



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Software para Diseño de Transportadores de Banda"

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO



Presentada por:

Heber Rodrigo Hinojosa Ruiz



GUAYAQUIL-ECUADOR

2002

AGRADECIMIENTO



Este trabajo no hubiera sido concluido
con éxito sin la ayuda de muchas
personas a quienes doy las gracias,
pero quisiera hacer mención especial del
Dr. Renzo Angeletti, Ing. Carlos Jarrín,
Ing Helenio Gilabert, de la Cemento Nacional,
Xavier Costa, Arq. Mario Fiallos
y al Ing. Federico Camacho, Director de
Tesis por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

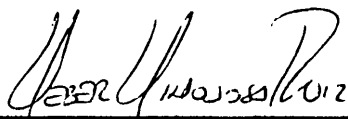


Quiero dedicar este trabajo a las
personas más importantes en mi vida
después de Dios: mi familia
Rodrigo, Alba, Daniel y Albita;
a ellos por estar a mi lado.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

Art. 12 del Reglamento de Graduación de la ESPOL

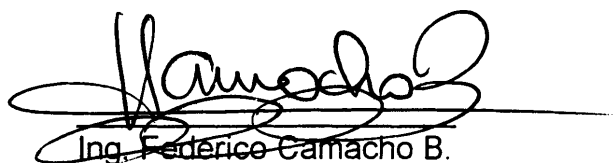


Heber Rodrigo Hinojosa Ruiz

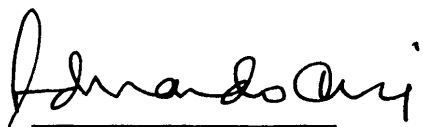
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Federico Camacho B.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL



Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

RESUMEN

En el ámbito de la industria, el manejo y manipuleo de materiales constituye una parte fundamental dentro del proceso productivo. Los requerimientos de grandes volúmenes de producción han hecho que los transportadores continuos de bandas se constituyan en los elementos más adecuados para transportar materiales al granel, principalmente cuando se trata de grandes distancias y tonelajes.

Esta tesis tiene como objetivo desarrollar una herramienta para el diseño de transportadores de banda para todo tipo de material, la cual proporcione al ingeniero de proceso un software de fácil y amigable entorno que le permita calcular, diseñar y seleccionar todos los elementos constitutivos principales de una banda transportadora en función de los requerimientos del proceso.

El programa será desarrollado en Visual Basic y en él estarán involucrados todos los aspectos técnicos requeridos así como los estándares y normas que los fabricantes de bandas transportadoras han publicado para la selección de sus componentes.

Los primeros capítulos tratarán sobre las generalidades y los parámetros de diseño tales como: tipo de material a transportar, capacidad requerida, perfil de la trayectoria del transportador, ancho, velocidad de la banda, entre otros. Luego consideraremos los parámetros calculados o resultados como: capacidad máxima de transporte, fuerzas, potencias y tensiones en la banda. En base a estos cálculos, consideraremos luego la selección y diseño de los diferentes elementos constitutivos de la banda transportadora.

Finalmente, describiremos el algoritmo y funcionamiento del software, forma de entrada de cada parámetro técnico, forma de presentación de resultados, así como su verificación con casos reales.



ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
INTRODUCCIÓN.....	1
I. BANDAS TRANSPORTADORAS.....	2
1.1 Generalidades.....	2
1.2 Descripción y clasificación.....	10
1.3 Aplicaciones.....	20
II. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	22
2.1 Parámetros requeridos.....	22
2.1.1 Material a transportar.....	22
2.1.2 Capacidad requerida.....	27
2.1.3 Trayectoria de la banda transportadora.....	27
2.1.4 Ancho de la banda transportadora.....	31
2.1.5 Velocidad de la banda transportadora.....	32

2.2 Parámetros calculados.....	36
2.2.1 Capacidad máxima de transporte.....	37
2.2.2 Fuerzas en la banda.....	42
2.2.3 Potencias en la banda.....	57
2.2.4 Tensiones en la banda.....	63
III. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA BANDA	
TRANSPORTADORA.....	79
3.1 Selección de la banda transportadora.....	79
3.2 Selección de rodillos superiores y de retorno.....	94
3.3 Diseño y selección de tambores.....	119
3.4 Diseño del sistema de alimentación del material.....	134
3.5 Diseño de radios verticales de transición.....	142
IV. PROGRAMACIÓN DEL SOFTWARE.....	155
4.1 Software y Hardware requeridos.....	155
4.2 Algoritmo.....	156
4.3 Funcionamiento del programa.....	163
4.4 Verificación del programa.....	165
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	176
APÉNDICES	
BIBLIOGRAFÍA	

ABREVIATURAS

°	Grados
F	Grados Fahrenheit
h	Hora
kg	Kilogramo
kW	Kilovatios
lb	Libra
lb/pie ³	Libras por pie cúbico
m	Metro lineal
m/s	Metro por segundo
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
mm	Milímetro
N	Newton
pie ³	Pie cúbico
piw	Libras por pulgada de ancho de banda
pulg	Pulgadas
rpm	Revoluciones por minuto
s	Segundo
ton	Tonelada métrica [1000 kg o 2200 lb]
ton/h	Toneladas por hora
ton/m ³	Toneladas por metro cúbico



SIMBOLOGÍA

A	Área de la sección transversal del material sobre la banda [m]
B	Ancho de la banda [m]
b	Ancho útil de carga de la banda [m]
B _C	Distancia entre apoyos [mm]
C	Factor de fricción por longitud de banda
C _d	Capacidad dinámica de carga [N]
C _{dr}	Carga por desalineamiento de rodillos [kg]
C _{ro}	Carga sobre los rodillos superiores [kg]
d	Diámetro de los rodillos [mm]
D	Diámetro de los tambores [m]
D _b	Diámetro del rollo de banda [m]
d _s	Diámetro del eje del tambor [mm]
E	Módulo de elasticidad de la banda [N/mm]
F	Ancho de cara del tambor [m]
f	Factor de fricción de las partes móviles
F ₁	Fuerza para mover la banda en vacío [N]
F ₂	Fuerza para mover la carga horizontalmente [N]
F ₃	Fuerza para elevar o bajar la carga [N]
F _c	Fuerza centrífuga [kg/m] o [kg/m ³]
F _R	Fuerza aplicada sobre los rodamientos [N]
G	Peso de las partes móviles [kg/m]
G _b	Peso de la banda por unidad de longitud (valores promedios) [kg/m]
G _{ro}	Peso de los rodillos superiores [kg]
G _{ru}	Peso de los rodillos inferiores [kg]
H	Altura desde el punto de alimentación al de descarga [m]
k	Factor de reducción de área por inclinación de banda
K ₁	Factor de ajuste por tamaño de material
l	Longitud de las guías de carga [m]
L	Proyección horizontal de la longitud total de la banda [m]
L _{10h}	Vida nominal de los rodamientos [horas de servicio]
L _h	Longitud de todos los tramos horizontales de la banda [m]
L _i	Longitud total de todos los tramos inclinados [m]
L _p	Proyección horizontal de todos los tramos inclinados [m]
L _t	Longitud total de la banda [m]

m	Coeficiente de transmisión
M	Momento flector [N mm]
m_i	Desalineamiento de los rodillos [m]
M_{pm}	Carga del material por metro de banda [kg/m]
N	Número de capas de la carcasa
ρ	Exponente de la fórmula de la vida nominal
P	Potencia Teórica [KW]
P_a	Potencia adicional por rascadores y carros descargadores [KW]
P_d	Carga dinámica equivalente [N]
P_m	Potencia del motor [KW]
P_s	Potencia adicional por guías de carga [KW]
q	Flecha máxima permisible de la banda [m]
Q_t	Capacidad máxima de la banda [ton/h]
Q_v	Capacidad volumétrica de la banda [m ³ /h]
R	Radio de curvatura de empalme de la banda [m]
r	Radio de curvatura del centro de gravedad del material [m]
R_T	Fuerza resultante sobre el tambor [N]
R_X	Longitud proyectada del radio de curvatura de la banda [m]
s_1	Espaciamiento de los rodillos superiores [m]
s_2	Espaciamiento de los rodillos inferiores [m]
T	Torque en el tambor [N mm]
T_1	Tensión en el lado apretado [N]
T_2	Tensión en el lado flojo [N]
T_3	Tensión en el retorno [N]
t_b	Espesor de la banda [m]
T_{cp}	Tensión del contrapeso [N]
t_d	Diámetro del tambor de enrollamiento de la banda
T_e	Tensión efectiva
T_M	Temperatura de operación de la banda [F]
T_o	Tensión mínima [N]
T_{punto}	Tensión en el inicio de la curva vertical de la banda [N]
T_u	Tensión de trabajo unitaria [N/mm]
$T_{u\%}$	Porcentaje de utilización de la tensión de trabajo unitaria
$T_{u\text{banda}}$	Tensión de trabajo unitaria de la banda seleccionada [N/mm]
$T_{u\text{punto}}$	Tensión de trabajo unitaria en el punto de inicio de la curva [N/mm]
v	Velocidad de la banda [m/s]
W_b	Peso de la banda por unidad de área [kg/m ²]
W_{bt}	Peso de la banda por unidad de longitud (valores reales) [kg/m]
W_C	Peso de la cubierta [kg/m ²]
W_R	Peso de la carcasa [kg/m ²]
W_T	Peso del tambor [N]
W_{Tb}	Peso total del rollo de banda [kg]
X	Distancia de avance del material sin acción de la gravedad [m]
X'	Proyección horizontal de elevación trayectoria curva vertical [m]

Y	Caída del material por acción de la gravedad [m]
Y'	Elevación de la trayectoria de curva vertical [m]
α	Ángulo de reposo del material [°]
β	Ángulo de sobrecarga del material [°]
ε	Eficiencia del tipo de transmisión
ϕ	Ángulo de fuga del material desde la banda [°]
γ	Peso específico del material [ton/m ³] [lb/pie ³]
η	Eficiencia del motor
φ	Ángulo de inclinación de la banda [°]
λ	Ángulo de inclinación de los rodillos portantes [°]
μ	Coefficiente de fricción entre tambor y banda
θ	Ángulo de contacto entre el tambor y la banda [°]
ω_{ro}	Velocidad angular de los rodillos [rpm]
ω_T	Velocidad angular del tambor [rpm]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Elementos básicos de una banda transportadora.....	10
Figura 1.2	Componentes principales del cabezal motriz.....	11
Figura 1.3	Componentes principales del cabezal de retorno.....	12
Figura 1.4	Estación tensora de contrapeso.....	12
Figura 1.5	Rodillos superiores e inferiores.....	13
Figura 1.6	Zona de transferencia del material.....	16
Figura 1.7	Clasificación de las bandas por sistema de tensado y trazado.....	17
Figura 1.8	Clasificación de las bandas por el tipo de rodillos.....	18
Figura 1.9	Bandas especiales.....	20
Figura 2.1	Ángulos característicos de los materiales.....	24
Figura 2.2	Trayectoria de la banda transportadora.....	30
Figura 2.3	Transporte por banda.....	42
Figura 2.4	Coefficiente C de fricción por longitud de banda.....	47
Figura 2.5	Diagrama de fuerzas para una banda inclinada.....	53
Figura 2.6	Tensión efectiva.....	63
Figura 2.7	Relación de tensiones en las bandas.....	67
Figura 2.8	Diagrama de tensiones principales en las bandas.....	74
Figura 2.9	Flecha o pandeo permisible de la banda.....	76
Figura 3.1	Estructura de la carcasa de una banda transportadora.....	80
Figura 3.2	Efecto de la carga en la vida L_{10} de los rodillos.....	110
Figura 3.3	Efecto de la velocidad en la vida L_{10} de los rodillos.....	111
Figura 3.4	Efecto del diámetro en la vida L_{10} de los rodillos.....	113
Figura 3.5	Efecto del mantenimiento en la vida L_{10} de los rodillos.....	114
Figura 3.6	Efecto del ambiente de trabajo en la vida L_{10} de los rodillos.....	115
Figura 3.7	Efecto de la temperatura de operación en la vida L_{10} de los rodillos.....	117
Figura 3.8	Banda horizontal de baja velocidad.....	136

Figura 3.9	Banda horizontal de alta velocidad.....	137
Figura 3.10	Banda ascendente de baja velocidad.....	137
Figura 3.11	Banda ascendente de alta velocidad.....	138
Figura 3.12	Banda descendente de baja velocidad.....	138
Figura 3.13	Banda descendente de alta velocidad.....	139
Figura 3.14	Trayectoria del material – ejemplo.....	141
Figura 3.15	Curvas verticales.....	144
Figura 3.16	Geometría de la curva vertical.....	146
Figura 3.17	Curva cóncava vertical – ejemplo a.....	148
Figura 3.18	Curva cóncava vertical – ejemplo b.....	149
Figura 3.19	Curva convexa vertical – ejemplo a.....	154

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I	Gastos totales por concepto de transporte.....	3
TABLA III	Anchos de banda mínimos recomendados.....	33
TABLA IV	Velocidad de banda máxima recomendada.....	36
TABLA V	Coefficientes de fricción f de partes móviles.....	46
TABLA VI	Valores recomendados de espaciamiento entre rodillos superiores e inferiores.....	49
TABLA VII	Valores promedio del peso de los rodillos superiores y de retorno.....	50
TABLA VIII	Valores promedio del peso de la cinta transportadora.....	51
TABLA IX	Potencia adicional requerida para bandas con carros descargadores (trippers).....	59
TABLA X	Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad.....	62
TABLA XI	Coefficiente de fricción tambor-banda y ángulo de contacto.....	66
TABLA XII	Valores recomendados de espesores de Cobertura.....	86
TABLA XIII	Pesos y espesores de bandas.....	89
TABLA XIV	Campos de aplicación de las bandas según el tipo de material.....	92
TABLA XV	Clasificación de los rodillos según CEMA.....	96
TABLA XVI	Factor K_1 de ajuste por tamaño de terrón del material.....	106
TABLA XVII	Capacidades de carga para rodillos CEMA B, C, D y E.....	109
TABLA XVIII	Diámetros de tambores recomendados para bandas transportadoras.....	121
TABLA XIX	Diámetros recomendados para tambores en función de la tensión de trabajo unitaria.....	123
TABLA XX	Distancia entre apoyos en los tambores.....	126
TABLA XXI	Diámetros recomendados de ejes de tambores en función de la fuerza resultante.....	128
TABLA XXII	Pesos promedios de tambores.....	132
TABLA XXIII	Valores promedio del módulo de elasticidad de las bandas transportadoras.....	152

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como objetivo el desarrollo de un software para el diseño, cálculo y selección de componentes de un sistema transportador de banda.✓

Los transportadores de banda se han constituido en el medio más adecuado para transportar materiales al granel principalmente cuando se requieren✓ grandes capacidades de transporte y a lo largo de grandes distancias. El✓ campo de aplicación de las bandas transportadoras es muy amplio en la✓ industria y su incidencia en los costos de producción es considerable, por lo tanto, disponer de una herramienta para el diseño, cálculo y selección de la banda en la forma de un programa de computación, puede ayudar en gran manera al ingeniero durante el diseño del proceso.✓

Luego de una descripción completa del funcionamiento, componentes, clasificación, aplicaciones y características técnicas de las bandas transportadoras; analizaremos los parámetros técnicos principales requeridos para el diseño del sistema, tanto los requeridos como los calculados.✓

Describiremos, posteriormente, el algoritmo y codificación del software desarrollado en Visual Basic y explicaremos el funcionamiento del mismo. Finalmente verificaremos el programa con casos reales de transporte.

CAPÍTULO 1

1. BANDAS TRANSPORTADORAS

1.1 Generalidades.

En la actualidad, todo proceso de manufactura destinado a la producción de bienes, está compuesto de dos procesos parciales íntimamente relacionados: la elaboración de los bienes y el transporte o movimiento de los mismos. Por lo tanto, el proceso de transporte de materiales es una de las tareas fundamentales dentro del proceso productivo y es un factor determinante en la rentabilidad de la actividad en cuestión.

Dentro del proceso de manufactura, el transporte de materiales o bienes representa un determinado porcentaje de los costos totales de la producción, y debido a que la finalidad inherente del proceso de transporte es el cambio de lugar de los materiales, mas no el producir

valores útiles, la inversión realizada por concepto de transporte y elevación de bienes es considerada dentro de los gastos de la producción.

El monto de los gastos es diferente en cada una de las esferas económicas y países, también depende del tipo de actividad productiva que se lleve a cabo; de acuerdo a las condiciones de desarrollo de la economía nacional, se tiene que en los países industrializados entre el 40% y el 50% del costo total del producto corresponde a gastos por concepto de transporte de materiales, como se observa en la TABLA I.

TABLA I
GASTOS TOTALES POR CONCEPTO
DE TRANSPORTE

Actividad	Gastos (%)
Industria con mecanización y automatización	15 - 30
Agricultura, construcción	50 - 70
Empresas de extracción de materias primas	> al 80

Referencia: Dr. W.J. Garske, Máquinas de transporte y elevación, ESPOL, 1996, pag. 74



Por esta razón, desde el punto de vista económico y rentable, la selección adecuada del tipo de transporte a emplear en un proceso productivo es crítica e incide directamente en la productividad de la empresa.

Los transportadores de banda se enmarcan dentro de la clasificación de los tipos de transporte en lo que se conoce como transportadores continuos. Los transportadores continuos tienen una estructura constructiva simple y de gran adaptabilidad. La principal característica de estos es el flujo continuo del material a transportar a lo largo de una vía determinada e invariable con la carga y entrega del material durante el movimiento.

Las ventajas básicas de los transportadores de banda sobre los otros medios de transporte son numerosas. A continuación destacaremos las más importantes y que han hecho de las bandas transportadoras el primer método para el manejo de materiales al granel.

1. CAPACIDAD

Los transportadores de banda no tienen igual en cuanto a capacidad de transporte entre todos los medios existentes. Una banda

transportadora de 1.5m de ancho, marchando a 3.3 m/s puede entregar más de 6000 ton/h de un material que pesa 1.7 ton/m³.

Como referencia de las posibilidades de una banda podemos decir que existen cintas de más de 12 km. de longitud, en España, por ejemplo, hay una de 5 km. aproximadamente en Potasas de Navarra S.A., que es una de las mayores del mundo en su género. Colocando una a continuación de otra, hay sistemas de hasta 16 km. (Presa de Shasta, en U.S.A.) y existe el proyecto de una instalación de bandas transportadoras para fosfato entre Bu-Craa y el Aaiun, en el Sahara español, de 93 km. de largo, con banda de 1.2 m de ancho y capacidad de 2500 ton/h.

2. ADAPTACIÓN AL PERFIL DEL TERRENO

Los transportadores de banda pueden seguir el perfil natural del terreno debido a su habilidad para atravesar pendientes relativamente empinadas (hasta e incluyendo 18 grados, dependiendo del material a ser transportado). Con el desarrollo de telas sintéticas de alta resistencia y miembros de refuerzo de cable de acero, un tramo inclinado de banda puede extenderse por algunos kilómetros.

3. SISTEMA DE APOYO DE LA BANDA

Un sistema de banda transportadora opera sobre su propia "cama" de rodillos, de ese modo requiere un mínimo de atención. Reparar o reemplazar son ambas tareas fáciles y rápidas, y el costo de una rutina de mantenimiento es mínimo.

4. MÍNIMA DEGRADACIÓN DEL MATERIAL

El suave montaje de la banda transportadora de centros largos produce una muy pequeña degradación del material que esta siendo transportado.

5. CONSIDERACIONES AMBIENTALES

Los sistemas de bandas transportadoras accionadas electromecánicamente son silenciosos, una importante característica en procura de cumplir con las normas de seguridad industrial. Los sistemas de banda pueden ser cubiertos para asegurar que el aire se mantenga limpio. También pueden ser ocultadas a la vista por razones de funcionalidad, ruido o estéticas.

6. MÍNIMO DE TRABAJO

Un hombre por cada kilómetro y medio de banda es más que suficiente en un sistema de banda transportadora apropiadamente diseñado. Esto

contrasta con el número de conductores que se requerirían en un sistema de transporte por camiones para el mismo tonelaje.

7. PESO LIVIANO DE LA ESTRUCTURA DEL TRANSPORTADOR

El bajo peso de carga y estructura del transportador por metro lineal permite un diseño estructural simple para cruzar barrancas, arroyos, calzadas u otros obstáculos similares. Igualmente una estructura para banda en una ladera requiere una pequeña excavación y no propende a deslizamientos de tierra o rocas. Debido a que la estructura es compacta, requiere un mínimo de cubierta para su protección.

8. POSIBILIDAD DE MULTIPLES PUNTOS DE ALIMENTACIÓN Y DESCARGA

Esta características es importante en minería o excavación, donde dos o más operaciones de excavado pueden alimentar a un mismo punto central de carga. Al final de la descarga, el material puede ser dispersado en múltiples direcciones desde la línea principal. También el material puede ser descargado a lo largo de cualquier punto de la trayectoria de la banda mediante carros descargadores. Llantas de oruga o pendulares pueden usadas en las bandas para girar hasta 180° y descargar para apilamiento del material.

9. MOVILIDAD Y EXTENSIBILIDAD

Líneas de bandas modulares modernas pueden ser extendidas, acortadas o reubicadas con un mínimo de trabajo y tiempo.

10. BAJO REQUERIMIENTO DE POTENCIA

Los transportadores de banda requieren la más baja potencia por tonelada de todos los tipos de transporte con medio de tracción. Bandas con inclinación descendente, dependiendo del ángulo de pendiente, a menudo pueden generar potencia que puede ser realimentada a la línea para otros usos.

11. VERSATILIDAD EN LAS FUENTES DE PODER

Las bandas transportadoras, que generalmente son accionadas por motores eléctricos, pueden adaptarse a cualquier tipo de fuente de fuerza motriz, sea esta por combustibles, hidroeléctrica, gas natural, energía nuclear, o solar.

12. CONTROL

Sistemas de transporte por banda apropiadamente diseñados tienen controles del tipo de botonera sencillo y pueden ser autocontrolados por sistemas en interlock con interruptores de límite.

13. DETECCIÓN TEMPRANA DE FALLAS ✓

Generalmente las bandas transportadoras presentan señales de su desgaste con algunos meses de anticipación a la falla. Con apropiados mecanismos de seguridad, los daños por accidentes pueden ser minimizados.

14. SEGURIDAD ✓

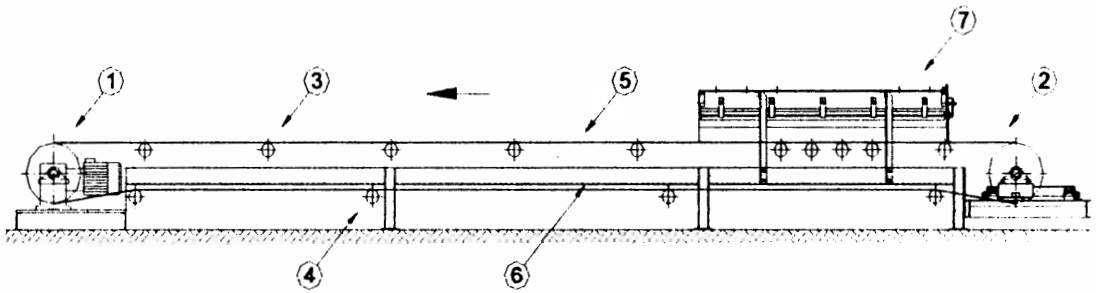
El transporte de materiales al granel mediante el uso de bandas transportadoras es inherentemente más seguro que otros métodos, particularmente en minería donde las estadísticas de seguridad demuestran muy buenos resultados de las bandas frente a los transportadores de rieles.

15. SENCILLA PROTECCIÓN DE LA INTERPERIE

Con un mínimo de gastos, las bandas transportadoras pueden ser protegidas de la lluvia, nieve y otras inclemencias del tiempo que pudieran afectarlas a diferencia de otros tipos de transportadores.

1.2 Descripción y Clasificación

La banda transportadora, en principio es sencilla, constando básicamente de los siguientes elementos de la figura siguiente:



- 1.- Cabezal motriz
- 2.- Cabezal de retorno
- 3.- Rodillos superiores
- 4.- Rodillos inferiores
- 5.- Cinta transportadora
- 6.- Bastidor de soporte
- 7.- Zona de transferencia de material

Figura 1.1 Elementos básicos de una banda transportadora

CABEZAL MOTRIZ

Es el encargado de imprimir la fuerza a la banda para transportar el material y consta de (ver figura 1.2): tambor motriz, tambor adicional, eje del tambor, chumaceras, motor, sistema de transmisión de potencia que por lo general comprende un reductor de velocidad y sistema catalina - cadena o polea - banda. En muchos casos en el cabezal

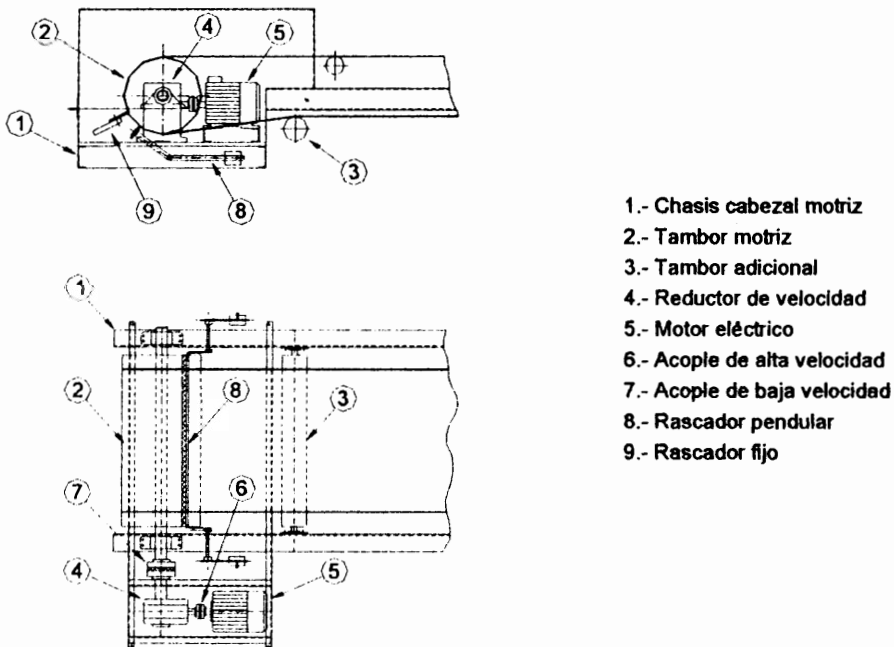
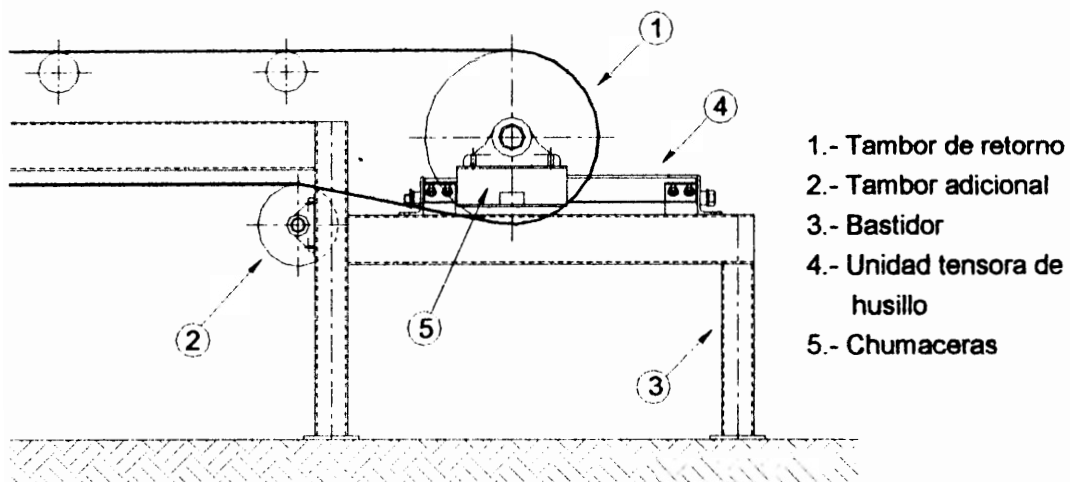


Figura 1.2 Componentes principales del cabezal motriz

motriz se ubica un sistema de limpieza de la banda por medio de un rascador pendular u otro dispositivo similar.

CABEZAL DE RETORNO

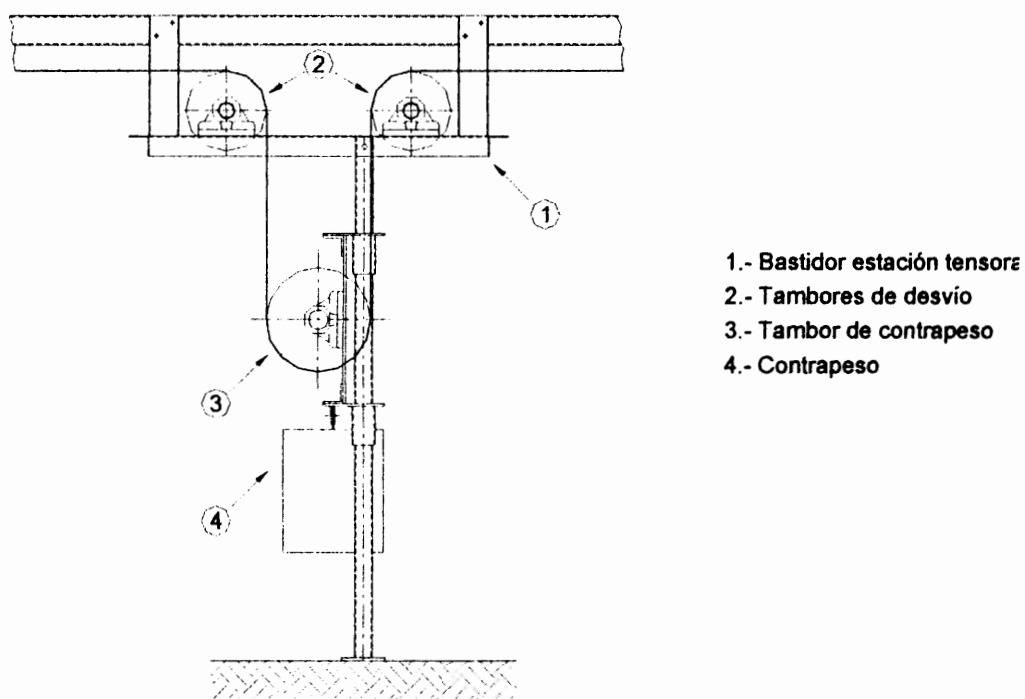
La estación de reenvío consta del tambor de cola, tambor adicional, eje del tambor, chumaceras, unidad limpiadora con rascador pendular o fijo, y si la longitud de la banda no supera los 50 metros, se pueden usar tensores de husillo para el templado de la banda en el cabezal de retorno, aunque tienen el inconveniente de no poder controlar el grado de tensado de la banda (ver figura 1.3).



- 1.- Tambor de retorno
- 2.- Tambor adicional
- 3.- Bastidor
- 4.- Unidad tensora de husillo
- 5.- Chumaceras

Figura 1.3 Componentes principales del cabezal de retorno

Para longitudes mayores se emplea el tensado por gravedad mediante el uso de una estación tensora con tambor de contrapeso (ver figura 1.4).

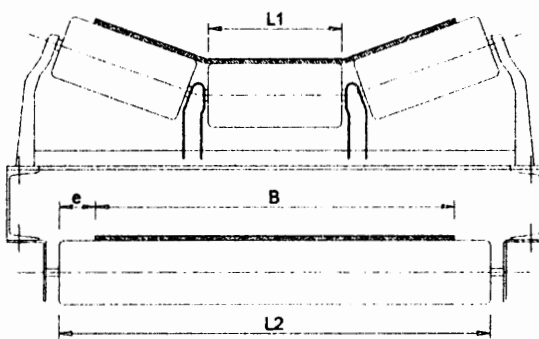


- 1.- Bastidor estación tensora
- 2.- Tambores de desvío
- 3.- Tambor de contrapeso
- 4.- Contrapeso

Figura 1.4 Estación tensora de contrapeso

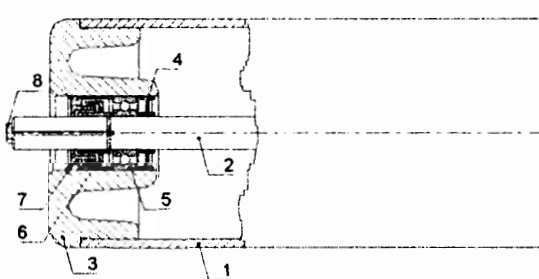
RODILLOS SUPERIORES

Son los encargados de formar la cama de recorrido del material sobre la banda. Dada la gran importancia que tienen los rodillos en una cinta, han sido objeto de normalización por parte de los fabricantes en lo que concierne a sus medidas exteriores, con el propósito de lograr una intercambiabilidad entre los rodillos correspondientes a un mismo ancho de banda, sin embargo esto no obliga a nada respecto a la disposición interna. Existe una gran variedad de disposiciones constructivas de los rodillos, así como sus características de resistencia, capacidad de carga, estanqueidad, fricción, etc. que pueden ser conocidas por medio de los catálogos de los fabricantes.



B	L1	L2	e
500	200	600	50
650	250	750	50
800	315	950	75
1000	380	1150	75
1200	465	1400	100
1400	530	1600	100
1600	600	1800	100
1800	670	2000	100
2000	750	2200	100

Tabla de normalización según la Federación Europea de la Manufactura



- 1.- Tubo
- 2.- Eje
- 3.- Cubo
- 4.- Cierre interior
- 5.- Rodamiento
- 6.- Anillo interior
- 7.- Anillo exterior
- 8.- Engrasador

Figura 1.5 Rodillos superiores e inferiores

RODILLOS INFERIORES

Son los encargados de soportar a la cinta transportadora en su trayectoria de retorno sin material, al igual que los superiores los fabricantes proporcionan las características de dichos rodillos, así como su disposición interna y constructiva (ver figura 1.5).

CINTA TRANSPORTADORA

Puede decirse que la cinta transportadora es el elemento más importante de una banda, el porcentaje de su costo respecto al costo total puede llegar a representar hasta el 60%. La cinta transportadora consiste en un tejido de alambre o textil (armadura o carcasa) que es la encargada de absorber las fuerzas de tracción generadas. Para lograr la unión de muchas capas de tejido y para la protección contra daños mecánicos y humedad, los tejidos textiles, en la mayoría de los casos son vulcanizados con una capa de goma o plástico. A consecuencia de su íntima unión, los alargamientos son iguales en la carcasa y en los recubrimientos, y puesto que las tensiones específicas son proporcionales a los módulos de elasticidad, la armadura soporta prácticamente todo el esfuerzo, al ser pequeño el módulo de elasticidad de la goma respecto al del textil o alambre; los cálculos, por tanto, se hacen sobre esta base, despreciándose la resistencia de la goma. La banda, además de soportar los esfuerzos dirigidos según su eje

longitudinal, debe soportar los esfuerzos transversales, consecuencia de su adaptación a la forma de artesa, los impactos en la zona de carga, la acción erosiva de los materiales, así como su acción química en algunos casos. También debe soportar la acción de los agentes atmosféricos.

BASTIDOR DE SOPORTE DE RODILLOS

Consta simplemente de un par de largueros longitudinales en los que se apoyan los soportes de los rodillos, apoyándose a su vez en el suelo mediante patas. Pueden fabricarse cerchas para soporte de la banda en el caso del transporte del material en altura. Existen diversos tipos de cerchas que se pueden emplear o el ingeniero puede diseñar su propia cercha de acuerdo a las circunstancias del proyecto.

ZONA DE TRANSFERENCIA DEL MATERIAL

La vena del material, al desprenderse del tambor, describe una trayectoria parabólica y vierte sobre la cinta siguiente, produciendo un impacto sobre la banda. Este impacto es perjudicial para la misma por lo tanto debe aminorarse. Para ello debe procurarse que la altura de la caída sea mínima; cuando el material transportado es una mezcla de finos y gruesos, a veces, se diseña la tolva de caída de tal forma que los finos formen un lecho sobre la banda, que amortigüen el impacto de

los trozos gruesos. Los rodillos situados en la zona de carga, son del tipo de impacto y situados más próximos unos de otros que los normales. Para evitar los desbordamientos laterales del material, este es encauzado en una cierta longitud mediante unas chapas laterales, con placas de goma, llamadas guías de carga o skirtboards (ver figura 1.6).

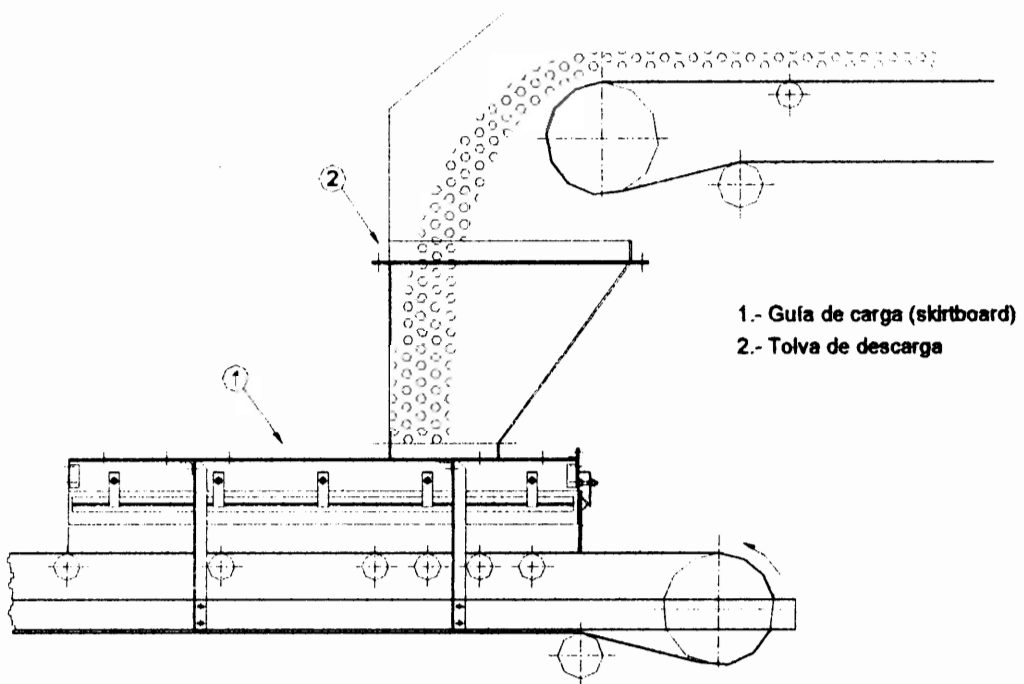


Figura 1.6 Zona de transferencia del material

Clasificación de las bandas transportadoras

Como consecuencia del desplazamiento de la banda, el material situado sobre la misma es transportado hasta el punto de vertido que generalmente es el cabezal motriz; la carga o alimentación se realiza

en las proximidades del cabezal de retorno, aunque puede haber otros puntos intermedios. Naturalmente, que esto se refiere a una cinta transportadora elemental; en la práctica y dadas las condiciones muy diversas a las que pueden adaptarse las bandas, existen muchos tipos, pudiendo hacerse la siguiente clasificación:

- Por su trazado (ver figura 1.7)

1. Horizontales
2. Inclínadas (ascendentes o descendentes)
3. De trazado mixto (horizontal e inclinado, con zonas de transición)

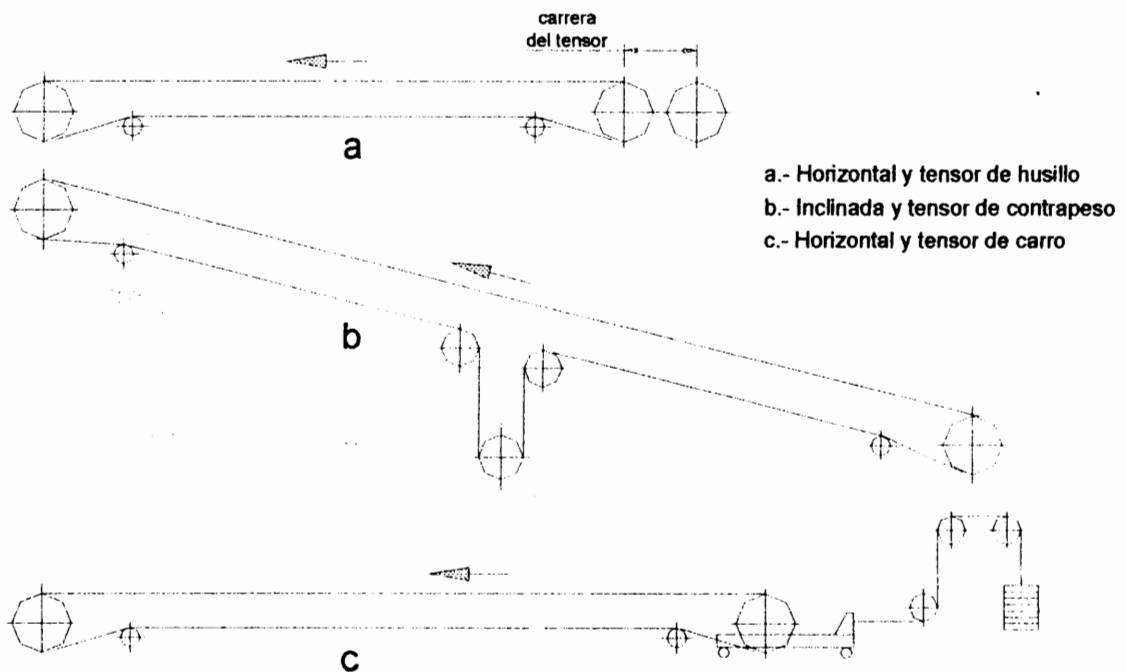


Figura 1.7 Clasificación de las bandas por sistema de tensado y trazado

- Por su sistema de tensado (ver figura 1.7)
 1. De tensor de husillo (para longitudes de hasta 50-75 metros).
 2. De tensor de carro
 3. De tensor de contrapeso (ambas para longitudes mayores de 50-75 metros).

- Por el tipo de rodillos (ver figura 1.8)

En el ramal superior

1. Planas
2. En V (bina)
3. En artesa (terna)

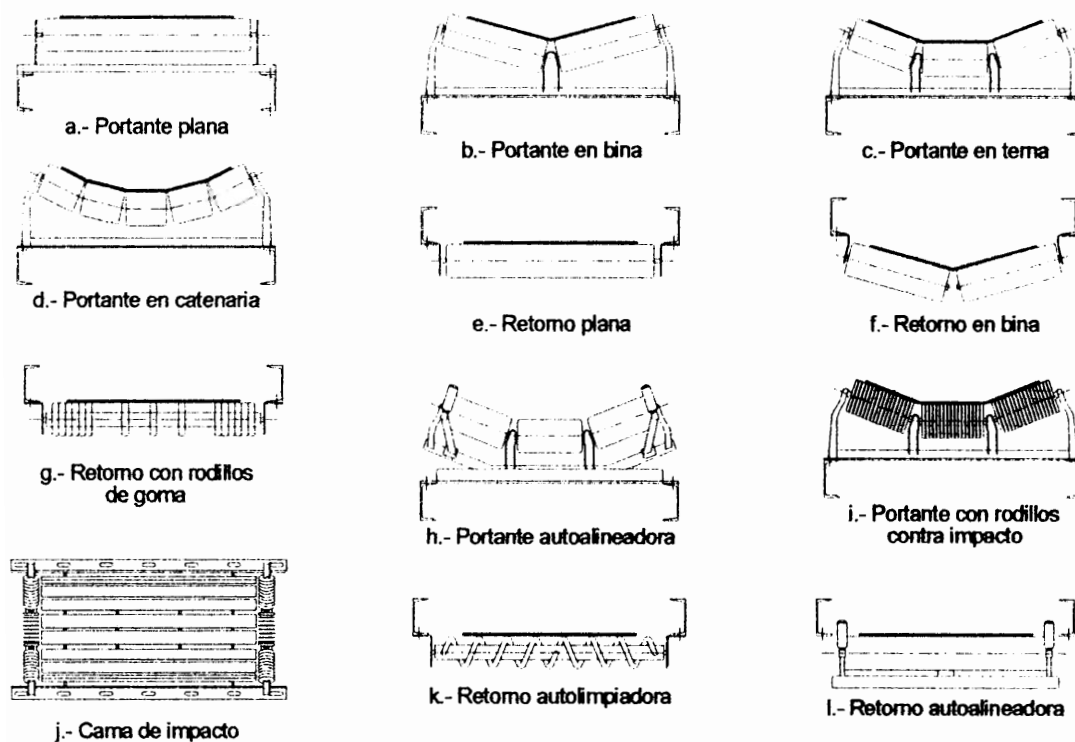


Figura 1.8 Clasificación de las bandas por el tipo de rodillos

4. Con otros perfiles

En el ramal inferior

1. Planas

2. En V

- Por la función de los rodillos
 1. Normales lisas (rodillos predominantes en cantidad, solo soportan la carga de banda y material).
 2. Engomadas contra impacto (situadas en la zona de carga, amortiguan el impacto del material en dicha zona).
 3. Auto-alineadoras (impiden que la banda se desplace lateralmente de una forma excesiva).
 4. De retorno lisas (soportan el ramal de retorno).
 5. De retorno con discos de goma (con menor superficie de contacto, impiden que se sobredimensionen en diámetro).
 6. De retorno autolimpiadoras (desprenden la suciedad o el material adherido a la banda).

- Bandas especiales (ver figura 1.9)
 1. Bandas desplazables sobre ruedas, de altura variable
 2. Bandas desplazables sobre rieles con posibilidad de descarga en varios silos
 3. Bandas reversibles

4. Bandas desplazables circularmente: generalmente inclinadas, para formar parques circulares
5. Bandas de rodillos suspendidos: área de la sección transversal de la artesa variable, o sea, el ángulo de la misma aumenta conforme aumenta la carga.

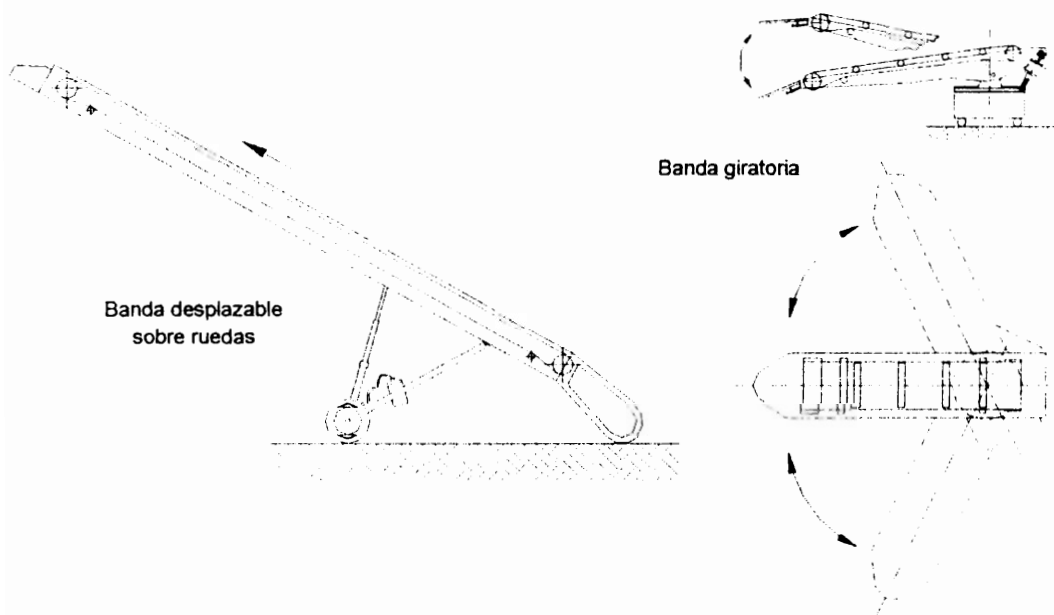


Figura 1.9 Bandas especiales

1.3 Aplicaciones

Las aplicaciones de las bandas transportadoras son ampliamente diversas. Debido a sus características son igualmente útiles para manejar materiales a granel o en bultos y en general cualquier material que no se adhiera a la cinta. Las cintas de construcción normal no

resisten materiales que estén a más de 80°C, pero actualmente los fabricantes de cintas han desarrollado materiales sintéticos especiales que pueden trabajar a altas temperaturas, resistentes al calor y a la flama. Los transportadores de cinta permiten tanto pequeñas como grandes velocidades en marcha silenciosa. El corte transversal de la cinta absorbe grandes fuerzas de tracción y por eso permite en el transporte grandes capacidades.

Encontramos cintas transportadoras en todo tipo de planta industrial, como en canteras de extracción de materias primas como piedra caliza, arena, azufre, carbón, cobre, hierro, níquel, etc.; en plantas industriales para fabricación de clinker, cemento, papel, vidrio, etc.; en la industria alimenticia para el transporte de azúcar, avena, cebada, centeno, harina de trigo, maíz, trigo, sal en roca, sal granulada, soya, etc.; en la industria maderera para el transporte de aserrín, astillas, cortezas, madera dura, suave, virutas de madera, pulpa de papel, etc.; en la industria de la transformación encontramos bandas transportadoras de paquetes, productos terminados, bandas para clasificación, para control de calidad y selección y clasificación de productos, etc.

CAPÍTULO 2

2.2

2. PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1 Parámetros requeridos

A continuación describiremos los parámetros técnicos que se requieren para efectuar los cálculos más importantes en el diseño de la banda transportadora. Estos parámetros son los que el usuario del software deberá especificar al programa cuando este lo requiera, es decir, constituyen el input del programa; básicamente son: material a transportar, capacidad requerida, trayectoria de la banda y ancho de la cinta transportadora.

2.1.1 Material a transportar

El material que va a ser transportado es el parámetro más importante en el diseño y la selección de componentes para una banda transportadora, de hecho, es la razón de ser de la banda

transportadora. Las características principales que se deben considerar para el cálculo y diseño son las siguientes:

Peso específico del material (γ)

Puede ser expresado en toneladas por metro cúbico en el Sistema Internacional o en libras por pie cúbico en el Sistema Inglés. En muchos materiales el peso unitario es sujeto de variaciones debido al tamaño del material, a su grado de humedad, en el caso de los minerales a su formación natural, entre otras. Sin embargo, donde sea posible, el peso específico, para el tamaño y tipo de material involucrado, debería ser exactamente determinado.

Ángulo de reposo del material (α)

Es el ángulo que el material forma con respecto a la horizontal cuando este se deja caer libremente formando un pila en estado estático. En estado dinámico, se habla del ángulo de talud del material en movimiento el cual, para la mayoría de los materiales es de 10 a 15° mas bajo que el ángulo de talud estático.

Ángulo de sobrecarga (β)

Es el ángulo con respecto a la horizontal que forma la sección transversal del material sobre la banda transportadora, para la mayoría de los materiales es conveniente emplear como ángulo de sobrecarga 15° , para materiales muy finos o polvos se emplea 10° ⁽¹⁸⁾, como se ilustra en la figura 2.1.

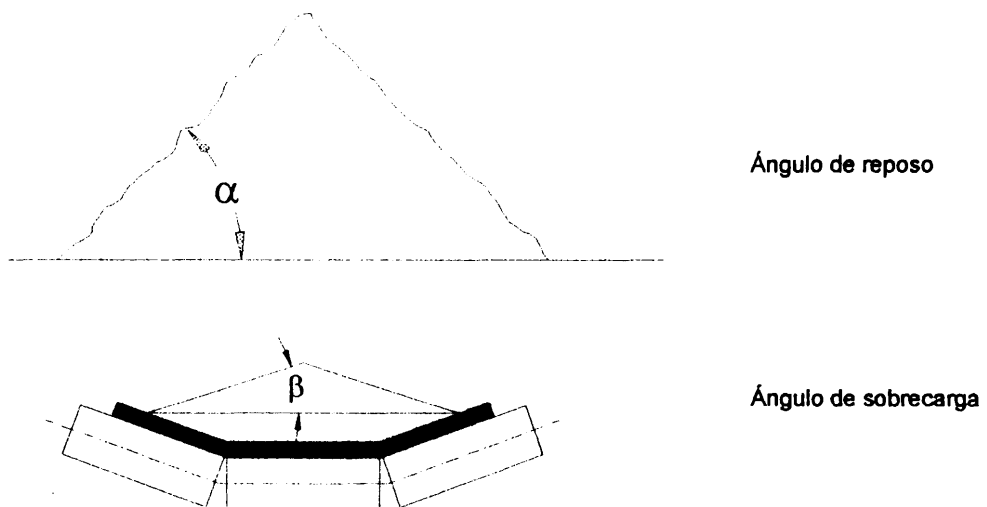


Figura 2.1 Ángulos característicos de los materiales

Ángulo máximo de inclinación (φ)

Es el ángulo bajo el cual el material puede ser transportado sobre la banda sin necesidad de bandas especiales como por ejemplo cintas con nervios para evitar el deslizamiento del material en la cinta. Este

ángulo máximo de inclinación está determinado por la fricción entre el material y la banda, a diferencia del ángulo de talud el cual depende de la fricción interna del material. El ángulo máximo de inclinación es menor que el ángulo de talud dinámico, el cual es a veces difícil de determinar con exactitud. Los nervios construidos en las bandas pueden ayudar a incrementar el ángulo de inclinación, en caso de que la fricción entre la banda y el material sea menor que la fricción interna dinámica del material, lo cual determina el máximo ángulo de inclinación.

Máximo tamaño de terrón del material

Es la dimensión del terrón más grande del material que se transporta obtenido por pruebas de granulometría efectuadas en el laboratorio. Este valor es importante en la selección del ancho apropiado de banda, del tipo de rodillos para la zona de impacto de carga, de la forma y dimensiones de la guía de carga; también es importante conocer el porcentaje relativo del volumen conformado por finos y gruesos.

Características de flujo

Es decir si el material es de flujo libre, moderado o flujo lento.

Abrasividad del material

Esta característica es importante en la selección del tipo de cinta transportadora y del espesor y número de capas de la cubierta de la misma; los materiales puede ser moderadamente abrasivos (carbón vegetal, granos, cal, virutas de madera), abrasivos (sal, bórax, cemento), muy abrasivos (bauxita mineral, fosfato en piedra, arena aguda, cobre mineral, piedra caliza, escoria, coque, dolomita) o extremadamente abrasivos (granito, mineral de cuarzo).

Temperatura del material transportado (T)

Determina el tipo y calidad de la cinta transportadora, así como también influye en la vida de los rodillos.

Corrosividad del material

Determina también el tipo y calidad de la cubierta de la banda transportadora.

La TABLA II (ver Apéndice A) muestra algunos materiales usualmente empleados en la industria junto con sus características anteriormente mencionadas. Estos son valores recomendados y los mismos pueden variar de acuerdo a las condiciones específicas de cada material al momento del transporte.

2.1.2 Capacidad requerida

La capacidad deberá ser expresada en toneladas por hora (de 2200 lb. o 1000 kg.) y es el valor máximo de capacidad requerida por el proceso (no el valor promedio). Esta capacidad requerida se emplea en los cálculos de las tensiones en la banda y la potencia requerida para accionar la cinta transportadora. La capacidad máxima calculada dependerá del ancho de cinta que se seleccione, la velocidad de la banda, el ángulo de inclinación de los rodillos transportadores y la densidad del material que se transporta. Esta capacidad máxima calculada deberá ser mayor que la capacidad requerida para que la banda opere sin problemas.

2.1.3 Trayectoria de la banda transportadora

Para el cálculo y diseño del transportador de banda es necesario definir la trayectoria de recorrido de la cinta transportadora desde el lugar de alimentación del material hasta el punto de descarga del mismo, el cual en la mayoría de los casos corresponde al cabezal motriz o de accionamiento. Para ello se deben definir los siguientes parámetros:

Proyección horizontal de la longitud total de la banda (L)

Es la distancia en metros medida a lo largo del transportador entre centros de las poleas terminales pero en su proyección horizontal.

Se define de la siguiente manera:

$$L = \sum L_h + \sum L_p \quad 2.1$$

es decir el sumatorio de todos los tramos horizontales más el sumatorio de la proyección horizontal de todos los tramos inclinados.

Longitud de los tramos horizontales (L_h)

Es la distancia en metros de todos los tramos horizontales que componen el perfil de la banda.

Proyección horizontal de los tramos inclinados (L_p)

Es la longitud de la proyección horizontal de todos los tramos inclinados que componen el perfil de la banda.

Altura (H)

Es la diferencia de elevaciones, en metros, entre los puntos de carga del material sobre la banda y el de descarga, la cual es requerida para calcular la tensión necesaria para bajar o levantar

dicha carga. Esta diferencia es aproximadamente la distancia vertical entre centros de poleas terminales, la cual se usa cuando se desconoce la elevación exacta entre los puntos de carga y descarga. Para una banda transportadora con varios tramos de elevación se deben especificar la altura correspondiente a cada tramo a lo largo de la trayectoria de la banda, si el recorrido es descendente este valor tendrá signo negativo.

Longitud de los tramos inclinados (L_i)

Es la distancia en metros de todos los tramos inclinados de la banda medida a lo largo de la trayectoria de la cinta. Se calcula de la siguiente manera:

$$L_i = \sqrt{H^2 + L_p^2} \quad 2.2$$

Ángulo de inclinación de la banda (φ)

El mismo que está determinado por el tipo de material a transportar y por el ángulo máximo de inclinación del material sin que ocurra deslizamiento del mismo en la banda. Se puede calcular de la siguiente manera:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{H}{L_p} \right) \quad 2.3$$

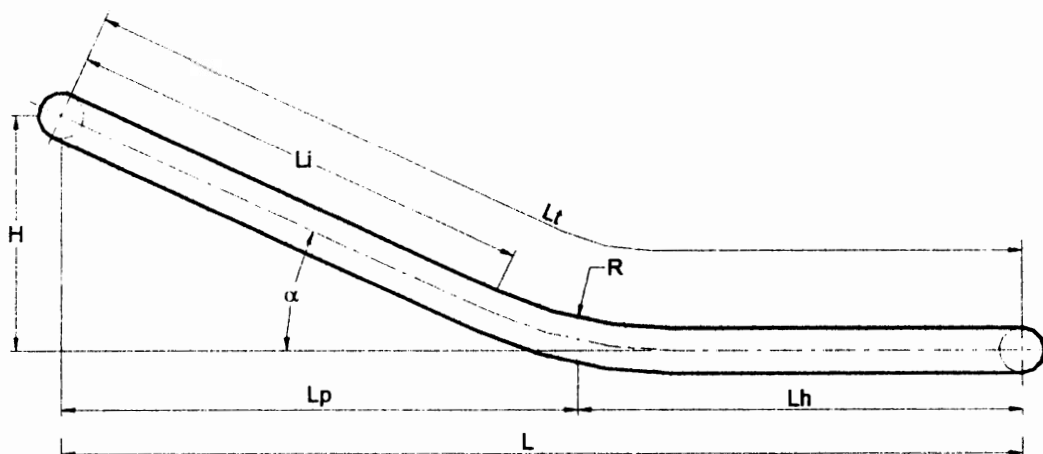
Longitud total de la trayectoria de la banda (L_t)

Es la longitud total de la banda transportadora desde el punto de alimentación hasta el punto de descarga medida a lo largo de la trayectoria de la banda. Se puede calcular de la siguiente manera:

$$L_t = \sum L_h + \sum L_i \quad 2.4$$

Radio de curvatura (R)

Es el radio de empalme entre el tramo horizontal y el tramo inclinado para el caso de bandas con trayectorias largas, este radio de curvatura puede ser cóncavo o convexo. (ver figura 2.2)



- L = distancia entre centros de tambores (proyección horizontal)
- L_h = longitud del tramo horizontal
- L_p = longitud del tramo inclinado (proyección horizontal)
- H = altura de elevación del material
- α = ángulo de inclinación de la banda
- R = radio de curvatura vertical
- L_i = longitud del tramo inclinado (magnitud real)
- L_t = longitud total de la trayectoria de la banda

Figura 2.2 Trayectoria de la banda transportadora

2.1.4 Ancho de la banda transportadora

Conocidos el tonelaje horario a transportar y las características del material, el primer paso a llevar a cabo es determinar el ancho de la banda. En la selección tiene una gran importancia el tamaño de los mayores trozos; para un mismo tonelaje horario a transportar, un material de granulometría reducida requerirá una banda más estrecha que otro que esté constituida por trozos grandes. Como regla general, al ancho de la banda no debe ser menor de tres veces la dimensión más grande del mayor trozo de material a transportar.

El ancho de banda requerido para un material con granulometría elevada es afectada de dos maneras por el tamaño de grano. Primero, el área de la sección transversal de la carga es reducida debido a que la carga inicialmente debería mantener una considerable distancia desde el filo de la cinta. Segundo, el chute y la guía de carga deben ser lo suficientemente anchos para permitir el paso de cualquier probable combinación de gruesos y finos, lo cual restringe a un mínimo el ancho de la banda, independiente de la capacidad requerida. Ocasionalmente sucede que el ancho de banda requerido para manejar el tamaño de terrón es más grande

que el requerido para la capacidad de transporte. Esta condición puede ser evitada únicamente por trituración o molienda de los terrones grandes antes de ser alimentados a la banda transportadora.

Por lo tanto, para decidir un valor a priori del ancho mínimo de banda se debe tomar en consideración el tipo de material y el tamaño de terrón del mismo. La TABLA III indica los valores mínimos sugeridos de ancho de la cinta en función del tamaño de terrón máximo (lump size) del material.

2.1.5 Velocidad de la banda transportadora

El siguiente paso es la elección de la velocidad de la banda, la misma es función, por un lado, de las características físicas del material o limitaciones en la naturaleza del material transportado; estas limitaciones pueden ser la degradación de materiales friables, pérdidas de material muy liviano o pulverizado, impacto de los terrones en los rodillos de carga, etc.; por ejemplo un material friable no puede transportarse a gran velocidad, porque en las transferencias se disgregaría a consecuencia del impacto, disminuyendo su precio, como sucede con el carbón. Otros factores que influyen en la selección de la velocidad apropiada es la

capacidad requerida, la tensión resultante en la banda y la potencia requerida.

TABLA III
ANCHOS DE BANDA MÍNIMOS RECOMENDADOS

Ancho de Banda		tamaño de terrón máximo			
		tamaños uniformes		mezclado con 90% finos	
mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg
350	14	50	2	100	4
400	16	50	2	125	5
450	18	75	3	150	6
500	20	100	4	150	6
600	24	125	5	175	7
650	26	125	5	200	8
750	30	150	6	250	10
800	32	175	7	300	12
900	36	175	7	300	12
1000	40	200	8	350	14
1050	42	250	10	400	16
1200	48	275	11	400	16
1350	54	350	14	450	18
1400	56	400	16	500	20
1500	60	400	16	500	20
1600	64	450	18	650	26
1650	66	450	18	650	26
1800	72	550	22	700	28
1950	78	600	24	700	28
2000	80	600	24	750	30
2200	88	600	24	750	30
2250	90	600	24	750	30
2400	96	600	24	750	30
2550	102	600	24	750	30
2700	108	600	24	750	30
2850	114	600	24	750	30
3000	120	600	24	750	30

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator belt, 1975, pag. 5-7
ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 11



Hasta donde la capacidad lo requiera, es deseable seleccionar una velocidad de banda que resulte en una banda llena al máximo posible. Esto produce un mejor patrón de desgaste de la cubierta de la cinta. Sin embargo, es necesario a veces llegar a un compromiso a este respecto en favor de la tensión de la banda. Esto se logra incrementando la velocidad de la banda, lo cual reduce la sección transversal de la carga (manteniendo la alimentación constante) y en consecuencia se reduce la tensión, permitiendo una banda más liviana. El ahorro conseguido de esta manera en cuanto a un mejor acanalamiento y costo inicial a menudo es compensado por el desgaste de la cubierta producido por una banda que no esta completamente cargada.

La velocidad tiene también un efecto sobre la potencia requerida, particularmente en bandas con poca o ninguna inclinación. Con un tonelaje horario constante, la potencia requerida disminuye a medida que la velocidad decrece. Esto se debe a que la potencia para operar la banda varia directamente con la velocidad, mientras que la potencia para mover la carga viva permanece constante en tanto que la razón de carga este fija. El grado en que la velocidad afecta la potencia requerida depende de la relación entre la carga útil y la carga total. Mientras más grande sea el porcentaje de carga

útil, menor será el efecto que tendrá la velocidad en la potencia requerida. En el caso de una banda horizontal con un peso de la carga sobre la banda igual al peso de todas las otras partes móviles, un 10% de cambio en la velocidad tendría un 5% de efecto en la potencia. En bandas inclinadas, el efecto sería menor. Tomando en consideración la densidad del material, el tamaño de terrón, altura de la caída y ancho de banda, la TABLA IV muestra los valores recomendados de máxima velocidad de banda.

Donde las limitaciones de espacio y capacidad lo han requerido, la velocidad de la banda de esta tabla han sido excedidas por al menos un 25% o más en algunos casos. Sin embargo, en circunstancias normales, es mejor seleccionar una banda lo suficientemente ancha como para permitir observar las recomendaciones tabuladas en esta tabla. Ha habido cierta tendencia a limitar la velocidad de la banda cuando se transporta materiales friables para evitar su disgregación en la descarga. Sin embargo, caídas verticales inevitables han demostrado, en algunos casos, tener un efecto más grande que la velocidad de la banda misma, por lo que puede ser en vano obstaculizar un problema de transporte con una velocidad extremadamente baja (1.3 m/s o menos) por esta razón solamente.

TABLA IV
VELOCIDAD DE BANDA MAX. RECOMENDADA (m/s)

Ancho de Banda		Material		
mm	pulg	ligero(<0.8ton/m ³) grano fino	mediano(0.8-1.6 ton/m ³) abrasivo	pesado(>1.6ton/m ³) muy abrasivo
350	14	2	1.5	1.5
400	16	2.5	1.6	1.25
450	18	2.5	2	1.6
500	20	3.15	2.0	1.6
600	24	3.15	2.5	1.8
650	26	3.15	2.5	1.8
750	30	3.5	2.5	1.8
800	32	3.55	2.5	1.8
900	36	4.0	3.15	2.24
1000	40	4.0	3.15	2.24
1050	42	4.0	3.15	2.24
1200	48	4.0	3.15	2.24
1350	54	4.0	3.15	2.24
1400	56	4.0	3.15	2.24
1500	60	4.0	3.15	2.5
1600	64	4.0	3.55	2.5
1650	66	4.0	3.55	2.5
1800	72	4.5	3.55	2.5
2000	80	4.5	3.55	2.5
2200	88	4.5	3.55	2.5

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator belt, pag. 5-8
 ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 11

2.2 Parámetros calculados

Los parámetros calculados constituyen el output del programa, es decir, son la respuesta o resultado que el software arroja en función de los parámetros previamente ingresados. Estos valores calculados

servirán de base para el posterior diseño y selección de los componentes de la banda; algunos de estos parámetros son: la capacidad máxima de transporte, las fuerzas, potencias y tensiones generadas en la banda.

2.2.1 Capacidad máxima de transporte

La capacidad volumétrica de una banda transportadora está determinada por el área de la sección transversal de la carga que puede ser apilada encima de la cinta sin ocasionar derrame del material excesivo en los puntos de carga o subsecuentemente debido a pequeñas ondulaciones de la banda en su paso sobre los rodillos. Esta área de la sección transversal es afectada por la granulometría del material, su contenido de humedad, la forma de las partículas, todo lo cual influye en la pendiente a la cual el material reposa sobre la banda, o sea el ángulo de sobrecarga.

Debido a que resulta usualmente impráctico evaluar cada uno de estos factores específicamente para predecir sus efectos sobre el área de la sección transversal de la carga, las ecuaciones que se detallan a continuación son lo suficientemente conservativas para aceptar cualquier combinación de las condiciones arriba mencionadas.

En el cálculo de la capacidad real de la banda deben recordarse las siguientes recomendaciones:

1. Deben observarse las limitaciones en cuanto al ancho de la cinta debido al tamaño de terrón máximo del material que se transporta y que están tabuladas en la TABLA III.
2. Deben observarse las limitaciones en cuanto a velocidad de la banda en función del tipo de material y del ancho de la cinta, estos valores están tabulados en la TABLA IV.
3. La forma y ubicación de la guía de carga o faldón y de la tolva en el punto de alimentación del material debe ser apropiadamente diseñada para permitir la mayor ventaja inicial en cuanto a la forma de la cama de material, de tal manera que ésta ocupe el mayor espacio en el ancho de la banda.
4. La banda debe ser alimentada de tal manera que el punto de carga se ubique en el centro de la banda y con una pendiente no mayor a 8° en dicho punto.

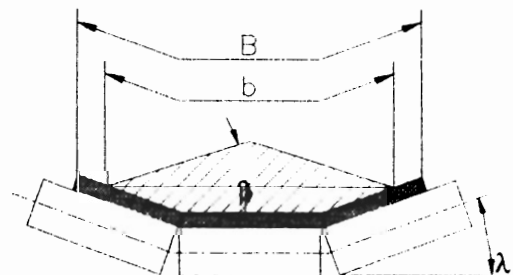
5. El espaciamiento de los rodillos portadores debe ser apropiado de acuerdo a la tensión de la banda para minimizar el pandeo de la misma. Esto limitará un posible derrame del material.
6. Si se tienen tamaños de terrón cerca del límite de tamaño de la banda, es necesario ubicar deflectores del material en la guía de carga para obligar a mover hacia adentro cualquier partícula ubicada cerca del filo de la cinta a medida que la carga se acerca al final de la guía de carga.
7. La capacidad que se calcule con este método deberá confrontarse con la capacidad máxima requerida por el proceso (no con la capacidad promedio).

El área de la sección transversal de la carga sobre la banda viene determinada por las siguientes ecuaciones⁽¹²⁾, de acuerdo a la forma de los rodillos portantes:

Rodillos en terna:

$$b = 0.9B - 0.05$$

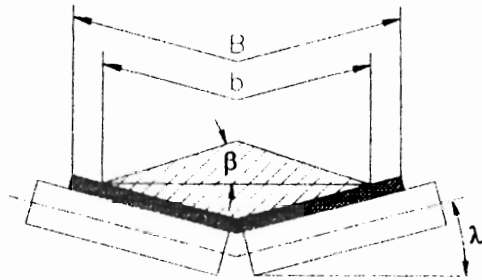
$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan\beta + 0.75\tan\lambda]$$



Rodillos en bina:

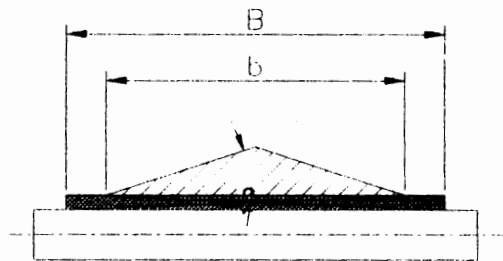
$$b = 0.9B - 0.05$$

$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan\beta + 0.88\tan\lambda]$$

**Rodillo plano:**

$$b = 0.9B - 0.05$$

$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan\beta]$$



Luego, la capacidad volumétrica de carga de la banda transportadora, conocida el área de la sección transversal del material y la velocidad de transporte de la banda puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot v$$

2.5

donde

Q_v = capacidad volumétrica de la banda (m^3/h)

A = área de la sección transversal del material

v = velocidad de la banda (m/s)

Si la banda transportadora es inclinada ya sea ascendente o descendente, el área efectiva de la sección transversal del material se reduce de acuerdo a un factor que esta en función del ángulo de pendiente de la banda, este factor por inclinación de banda k puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$k = 1 - 1.64 \left[\frac{\varphi \cdot \pi}{180} \right]^2 \quad 2.6$$

donde

k = factor por inclinación de banda

φ = ángulo de inclinación de la banda (grados)

Por lo tanto la capacidad volumétrica efectiva para bandas con inclinación ascendente o descendente viene dada por la ecuación:

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot v \cdot k \quad 2.7$$

donde

Q_v = capacidad volumétrica de la banda (m^3/h)

La capacidad de transporte en toneladas por hora, se obtiene multiplicando la capacidad volumétrica por el peso específico del material transportado:

$$Q_t = \gamma \cdot Q_v \quad 2.8$$

donde

Q_t = capacidad de la banda en toneladas por hora

Q_v = capacidad de la banda en m^3 por hora

γ = peso específico del material (ton/m^3)

2.2.2 Fuerzas en la banda

Una banda transportadora es simplemente un medio para trasladar el material desde un punto inicial A hasta un punto B (ver figura 2.3).

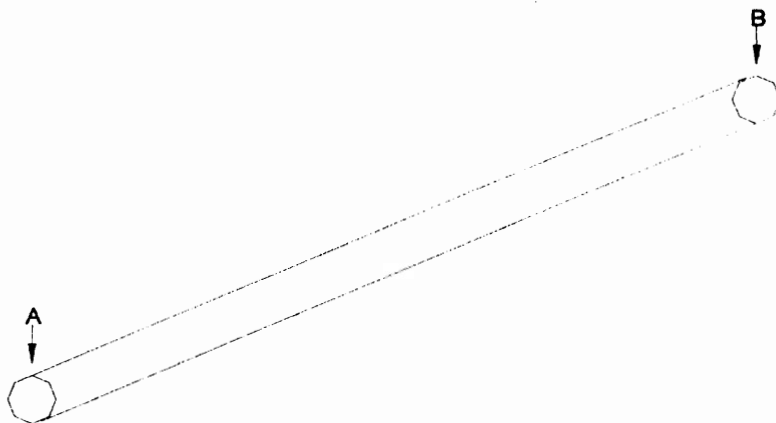


Figura 2.3 Banda transportadora

Para ejecutar este trabajo la banda requiere una potencia que es suministrada por un motor que acciona a un tambor conductor o motriz. El torque del motor se transmite en la forma de una fuerza tangencial en la superficie del tambor motriz. Este es el empuje o fuerza requerida por la banda para mover el material desde el punto A al punto B y está compuesta de la suma de las siguientes fuerzas componentes:

- a) Fuerza necesaria para mover la banda vacía y los componentes que giran por ella.
- b) Fuerza necesaria para desplazar la carga horizontalmente.
- c) Fuerza necesaria para elevar o bajar la carga.

La contribución relativa de cada uno de estos componentes en la fuerza total varia ampliamente dependiendo de la inclinación del transportador y de la carga sobre la banda de la siguiente manera:

1. En una banda vacía (horizontal o inclinada) se tiene una carga compuesta únicamente por la fuerza del item a.
2. En una banda cargada horizontal se tendrá una carga compuesta por las fuerzas de los item a + b
3. En una banda cargada inclinada se tendrá una carga compuesta por las fuerzas de los tres item a + b + c. Esta última, la fuerza

para elevar o bajar la carga, tendrá signo positivo cuando la carga esté siendo elevada y tendrá signo negativo cuando la carga esté descendiendo.

Estas son las fuerzas producidas únicamente para desplazar el material desde el punto de alimentación al de descarga; para calcular las tensiones en la banda y la potencia que se requerirá se deben considerar las pérdidas mecánicas por fricción del sistema completo de accionamiento, las cuales involucran el arrastre debido a las guías de carga, rascadores y cualquier tipo de desalineamiento de los tambores o rodillos, estas pérdidas las detallaremos más adelante.

Factores por fricción y por longitud en el cálculo de las fuerzas en la banda

Estas fuerzas componentes mencionadas anteriormente se deben básicamente a la fricción generada por el peso de la banda, peso de las partes móviles de los rodillos y tambores, arrastres debido a las guías de carga, rascadores fijos, rascadores pendulares y por desalineamiento.

Adicionalmente, el peso del material sobre la banda y la fricción interna que el material genera a medida que pasa una y otra vez sobre los rodillos incrementan la fricción en el sistema. El cálculo de estas fuerzas de fricción depende de la asunción de un factor llamado coeficiente de fricción de las partes móviles f , el cual varía en función del tipo de rodillos empleados, la estructura del transportador y el mantenimiento del sistema. El valor estándar de este coeficiente es de $0.020^{(18)}$, pero puede incrementarse según las siguientes condiciones:

- Debido a una alta fricción interna del material
- Por el uso de rodillos portantes menores a 108 mm
- Cuando la velocidad de la banda es mayor a 5 m/s
- Cuando la temperatura de operación es menor a 20°C
- A bajas tensiones de banda
- En bandas flexibles y con grandes espesores de cubierta.

La tabla V nos muestra los valores recomendados de coeficiente de fricción de las partes móviles en función del tipo de transportador, condiciones de operación, mantenimiento y estanqueidad.

TABLA V
COEFICIENTES DE FRICCIÓN (f)
DE LAS PARTES GIRATORIAS

Condición	coeficiente f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Referencia: ROULUNDS Catálogo de Bandas Transportadoras, pag. 13

Por otro lado, muchos de los componentes de las fuerzas de fricción en las bandas como la fricción en los cojinetes de los tambores, fricción de los rascadores, inercia de los tambores, etc., se agrupan en lo que se denominan resistencias secundarias; es por esto que según la norma DIN 22101, se debe emplear un coeficiente C variable con la longitud de la cinta (proyección horizontal si la banda es inclinada); para cintas de poca longitud dicho coeficiente es grande, porque la proporción de las resistencias secundarias en el total es grande, y por el contrario, tiende a la unidad para cintas largas (arriba de los 2000 m). La ecuación que relaciona el coeficiente C con la longitud de la cinta es:

$$C = 15.9 \cdot L^{-0.61} + 0.77 \quad 2.9$$

donde

$$L = \sum L_h + \sum L_p \quad 2.10$$

L = proyección horizontal de la longitud total de la banda (m)

L_h = longitud de todos los tramos horizontales (m)

L_p = longitud de la proyección horizontal de todos los tramos inclinados (m)

Esta ecuación se deriva de una gráfica de la variación del coeficiente C en función de la longitud de la banda L que se muestra en la figura 2.4 según DIN 22101.

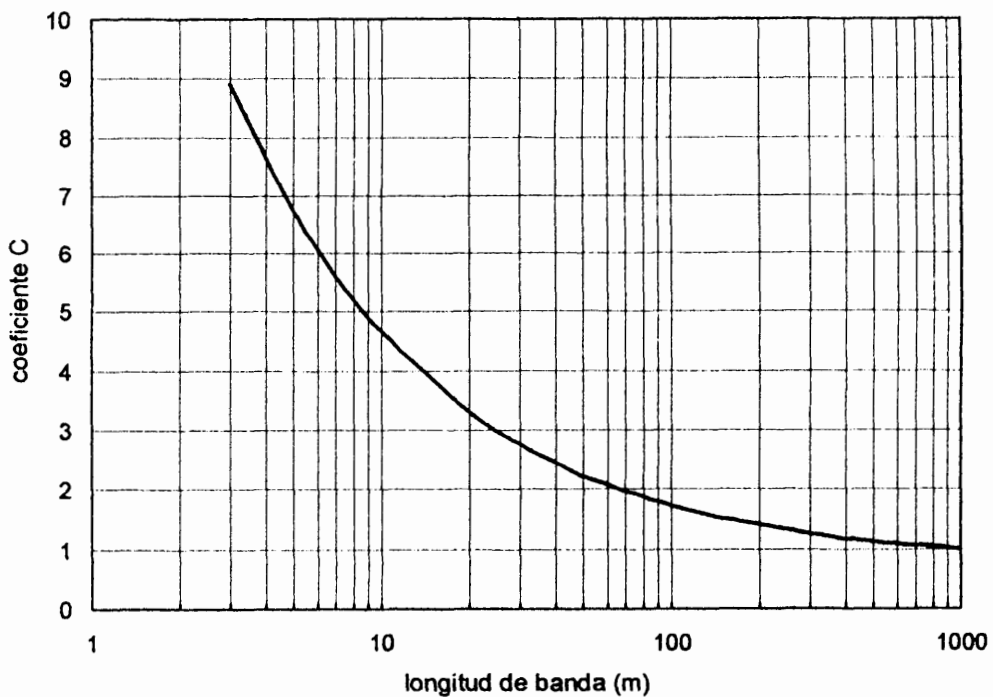


Figura 2.4 Coeficiente C de fricción por longitud de banda

Cálculo del peso de las partes móviles de la banda

Llamaremos G al peso de las partes móviles del sistema completo de transportador de banda el cual comprende el peso de la cinta y el peso de los rodillos transportadores y de retorno. Se expresa en kilogramos por metro de longitud entre centros de tambores de la banda.

Este valor puede ser calculado de la siguiente manera:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{s_1} + \frac{G_{ru}}{s_2} \quad 2.11$$

donde

G = peso de las partes móviles (kg/m)

G_b = peso de la banda (kg/m)

G_{ro} = peso de los rodillos superiores (kg)

s_1 = espaciamiento entre rodillos superiores (m)

G_{ru} = peso de los rodillos inferiores (kg)

s_2 = espaciamiento entre rodillos inferiores (m)

Existen tablas proporcionadas por los fabricantes que muestran los valores promedios de G en función del ancho de banda y del peso específico del material a ser transportado. Para un diseño preliminar se pueden usar estos valores para el cálculo posterior de las

tensiones en la banda, sin embargo, se recomienda calcular exactamente este valor en función de la banda y del tipo de rodillos superiores y de retorno una vez seleccionados y recalculan las fuerzas en la banda.

La tabla VI muestra los valores recomendados de espaciamento entre rodillos superiores e inferiores según la CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) en función del ancho de banda y la capacidad transportada.

TABLA VI
VALORES RECOMENDADOS DE ESPACIAMIENTO
ENTRE RODILLOS SUPERIORES E INFERIORES

Ancho de banda (mm)	Espaciamento rodillos superiores S1 (m)					Espaciamento rodillos S2 inferiores (m)	
	Peso específico del material (kg/m ³)						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
600	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
1050	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1200	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1350	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
1500	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
1650	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
1800	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
2100	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	0.60	2.4
2400	1.0	1.0	0.9	0.75	0.60	0.60	2.4

Referencia: CEMA Handbook, 2o. Edición, pag. 68

La tabla VII muestra los valores promedios de los pesos de los rodillos superiores y de retorno según Roulunds en función del ancho de banda y del peso específico del material.

TABLA VII
VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LOS RODILLOS
SUPERIORES Y DE RETORNO

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 1.5 ton/m ³		servicio pesado peso específico > 1.5 ton/m ³	
	Gro (kg)	Gru (kg)	Gro (kg)	Gru (kg)
300	2.5	2.5	3.5	3.5
400	3.0	3.0	4.0	4.0
500	3.5	3.5	5.5	5.5
650	5.5	5.5	10	10
800	11	11	14	14
1000	13	13	18	18
1200	15	15	20	20
1400	22	22	31	31
1600	25	25	35	35
1800	39	39	47	47
2000	43	43	52	52
2200	47	47	56	56

Referencia: ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 12

Finalmente la tabla VIII muestra los valores promedio del peso de la cinta según Goodyear, en función del ancho de banda y de la capacidad de transporte.

TABLA VIII
VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LA
CINTA TRANSPORTADORA

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 0.8 ton/m ³	servicio mediano peso específico 0.8 a 1.6 ton/m ³	servicio pesado peso específico > 1.6 ton/m ³
	Peso de la cinta transportadora Gb (kg/m)		
350	1.5	3.0	4.5
400	3.0	4.5	6.0
450	4.5	6.0	7.5
500	6.0	7.5	9.0
600	7.5	9.0	10.5
750	9.0	10.5	12.0
900	10.5	13.5	16.5
1050	13.5	16.5	21.0
1200	18.0	22.5	27.0
1350	21.0	27.0	33.0
1500	25.5	31.5	40.5
1650	30.0	36.0	48.0
1800	33.0	42.0	54.0

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator Belt, pag. 6.2

Fuerza para mover la banda en vacío y sus componentes

La fuerza necesaria para mover la cinta y los componentes móviles que giran por ella, sin material o carga, puede ser calculada de la siguiente manera:

$$F_1 = [C \cdot f \cdot L \cdot G] \cdot g \quad 2.12$$

donde

F_1 = fuerza para mover la banda en vacío (N)

C = factor de fricción por longitud de banda

f = factor de fricción de las partes móviles

L = longitud total de la banda (proyección horizontal) (m)

G = peso de las partes móviles (kg/m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Fuerza para desplazar el material horizontalmente

Esta es la fuerza necesaria para vencer la inercia del material y desplazarlo en dirección horizontal desde el punto de alimentación hasta el de descarga, se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$F_2 = \left[\frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t}{3.6 \cdot v} \right] \cdot g \quad 2.13$$

donde

F_2 = fuerza para desplazar el material horizontalmente (N)

Q_t = capacidad máxima de transporte (ton/h)

v = velocidad de la banda (m/s)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Fuerza para elevar o bajar el material

Es la fuerza correspondiente a la elevación o descenso de la carga, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_3 = \left[\frac{H \cdot Q_t}{3.6 \cdot v} \right] \cdot g$$



2.14

donde

F_3 = fuerza para desplazar verticalmente el material (N)

H = elevación neta de la carga (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Esta componente de la tensión en la banda puede tener signo negativo si la banda es descendente, o sea, cuando la banda transporta el material hacia abajo; si la banda es ascendente, la tensión tendrá signo positivo. La demostración de estas tres ecuaciones es la siguiente: considere la figura 2.5.

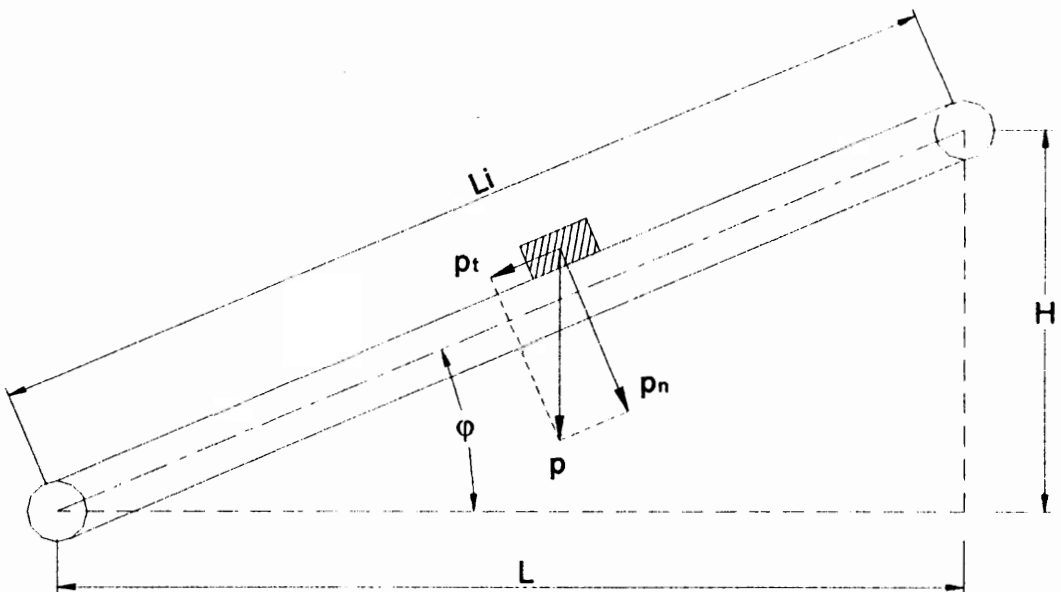


Figura 2.5 Diagrama de fuerzas para una banda inclinada

En este se muestra el diagrama de fuerzas para una banda inclinada. La componente de la carga tangencial a la banda es:

$$p_t = p \cdot \text{sen } \varphi$$

La componente de la carga normal a la banda es:

$$p_n = p \cdot \text{cos } \varphi$$

La componente p_t representa la fuerza necesaria para elevar la carga, por lo tanto en este caso p es el peso total del material sobre la longitud inclinada L_i

$$p_t = (\text{peso del material}) \cdot \text{sen } \varphi$$

$$p_t = (\text{peso del material}) \cdot \frac{H}{L_i}$$

el cociente (peso del material) / L_i se lo puede determinar en función de la capacidad máxima de transporte que es el dato que normalmente se conoce, así:

Q_t = capacidad máxima de transporte en ton/h

$1000 \times Q_t$ = capacidad máxima de transporte en kg/h

v = velocidad de la banda en m/s

$3600 \times v$ = velocidad de la banda en m/h

Por lo tanto

$$\frac{1000 \cdot Q_t}{3600 \cdot v} = \frac{Q_t}{3.6 \cdot v}$$

en kilogramos de material por metro de banda, de ahí que:

$$p_t = \frac{H \cdot Q_t}{3.6 \cdot v}$$

esta es la fuerza para elevar o bajar la carga que hemos denominado F_3 , expresada en kilogramos

$$F_3 = \left[\frac{H \cdot Q_t}{3.6 \cdot v} \right]$$

La componente p_n (normal a la banda) representa la fuerza necesaria para vencer la fricción de la banda en vacío, de los componentes que giran, y del material en su desplazamiento horizontal, por lo tanto en este caso p se compone del peso del material más el peso de las partes móviles (banda y rodillos).

$$p = \left[\frac{Q_t}{3.6 \cdot v} \right] \cdot L_i + G \cdot L_i$$

de la figura 2.5 vemos que

$$\cos \varphi = \frac{L}{L_i}$$

por lo tanto, la componente normal p_n viene dada por:

$$p_n = \left[\frac{Q_t}{3.6 \cdot v} \right] \cdot L + G \cdot L = L \cdot \left[\frac{Q_t}{3.6 \cdot v} + G \right]$$

Aplicando la ley de rozamiento para determinar la fuerza necesaria para vencer estas fricciones tenemos

$$fuerza = \mu \cdot p_n$$

esta *fuerza* es la suma de las fuerzas de fricción para desplazar la carga horizontalmente y para mover la banda en vacío con sus componentes giratorios, por lo tanto:

$$F_1 + F_2 = \mu \cdot p_n$$

$$F_1 + F_2 = \mu \cdot L \cdot \left[\frac{Q_t}{3.6 \cdot v} + G \right]$$

el coeficiente de fricción μ lo hemos definido como f en los párrafos precedentes, ya que con esta designación la mayoría de los fabricantes identifican a este factor de fricción, por tanto

$$F_1 + F_2 = f \cdot L \cdot \left[\frac{Q_t}{3.6 \cdot v} + G \right]$$

$$F_1 + F_2 = \frac{f \cdot L \cdot Q_t}{3.6 \cdot v} + f \cdot L \cdot G$$

esta última expresión es puramente teórica y no tiene en cuenta las pérdidas por fricción originadas en los tambores; pueden valorarse aisladamente dichas pérdidas, haciendo la conversión adecuada en fuerza normal; pero según los métodos de cálculo empleados por las normas DIN, como ya se explicó, consisten en multiplicar esta última expresión por un coeficiente C variable con la longitud de la cinta, por lo tanto tenemos:

$$F_1 + F_2 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t}{3.6 \cdot v} + C \cdot f \cdot L \cdot G$$

por lo tanto tenemos claramente definidos los tres componentes de la fuerza necesaria para marchar la banda transportadora.

2.2.3 Potencias en la banda

La potencia requerida para accionar la banda transportadora está compuesta por la potencia necesaria para desplazar el material, más las potencias adicionales debido a la fricción de las guías de carga y por el uso de carros descargadores o trippers. Las ecuaciones que a continuación se describen, sirven para determinar el valor de estas potencias adicionales. Son ecuaciones empíricas que los fabricantes de bandas transportadoras proporcionan en sus catálogos como un medio para estimar estas pérdidas mecánicas, se han obtenido en base a pruebas y ensayos experimentales

producto de la larga experiencia en el campo industrial de la aplicación de las bandas transportadoras.

Potencia adicional por guías de carga

En instalaciones grandes, la longitud de las guías de carga y la fricción entre el caucho y la banda, generan resistencias adicionales que deben ser consideradas y deben sumarse a la potencia nominal. Esta resistencia adicional puede determinarse mediante la siguiente ecuación según Roulunds⁽¹⁸⁾ :

$$P_s = 0.08 \cdot v \cdot l \quad 2.15$$

donde

P_s = potencia adicional por guías de carga (kW)

v = velocidad de la banda (m/s)

l = longitud total de guías de carga (m)

Potencia adicional por carros descargadores o trippers

Las bandas transportadoras ordinarias usualmente descargan en el tambor de cabeza. Sin embargo, puede ser necesario descargar el material en algún punto antes que este llegue al cabezal motriz. Si este es el caso, es una práctica común emplear carros descargadores o trippers.

Los carros descargadores pueden ser tanto fijos como móviles. Ambos tipos pueden ser dispuestos para descargar a cada lado de la cinta o directamente debajo de la banda. Básicamente, consiste en elevar la carga desde el nivel normal de la cinta y pasarla sobre un tambor de descarga dentro de un chute de descarga. La cinta entonces continúa su recorrido hasta el tambor de cabeza del transportador.

La potencia requerida adicional en las bandas transportadoras con trippers P_a se compone de la potencia para elevar la carga y de la fricción del carro en sí mismo. Dependiendo del ancho de banda y de la velocidad de transporte la potencia adicional puede ser calculada con las ecuaciones que se muestran en la tabla IX según Roulunds⁽¹⁸⁾.

TABLA IX
POTENCIA ADICIONAL REQUERIDA PARA BANDAS
CON CARROS DESCARGADORES (TRIPPERS)

Ancho de banda (mm)	Potencia adicional requerida (KW)
≤ 500	0.8 x velocidad de la banda (m/s)
de 500 a 1000	1.5 x velocidad de la banda (m/s)
> 1000	2.2 x velocidad de la banda (m/s)

Referencia: ROULUNDS Catálogo de bandas transportadoras pag. 13

Potencia teórica

La potencia teórica es la suma de la potencia para desplazar el material, más las potencias adicionales debido a las guías de carga y a los carros transportadores, por lo tanto tenemos:

$$P = \frac{[F_1 + F_2 + F_3] \cdot v}{1000} + P_s + P_a \quad 2.16$$

donde

P = potencia teórica (kW)

F_1 = fuerza para mover la banda en vacío (N)

F_2 = fuerza para mover la carga horizontalmente (N)

F_3 = fuerza para elevar o bajar la carga (N)

v = velocidad de la banda (m/s)

P_s = potencia adicional por guías de carga (kW)

P_a = potencia adicional por trippers (kW)

Esta es la potencia que se debe aplicar al tambor motriz para que se genere una fuerza tangencial en el mismo, llamada tensión efectiva, la cual será capaz de mover la banda y desplazar el material desde el punto de alimentación al de descarga.

Potencia del motor

En el cálculo de las tensiones en la banda, solo se ha considerado la potencia requerida en el tambor motriz. Las pérdidas por fricción de los demás tambores han sido incluidas en el factor de fricción por longitud C.

Los métodos para conectar el motor con el tambor motriz son numerosos. La velocidad puede ser reducida a través del uso de bandas-poleas, cadenas-catalinas, engranajes, cajas reductoras, o alguna combinación de estas. Estas transmisiones generan pérdidas mecánicas que deben ser consideradas para determinar la potencia real del motor, que comprenden: pérdidas por el tipo de transmisión, eficiencia del motor y eficiencia del tipo de acople si lo hubiere.

La eficiencia del motor se puede estimar en un rango entre 85% y 95%. Las pérdidas mecánicas debido al tipo de transmisión se pueden determinar de la tabla X de eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad según la CEMA.

TABLA X
EFICIENCIAS MECÁNICAS DE EQUIPOS
REDUCTORES DE VELOCIDAD

Tipo de reducción	Eficiencia (%)
Poleas y bandas en V	94%
Catalina y cadena de rodillos	93%
Catalina y cadena de rodillos, lubricados en aceite	95%
Reductor de engranes helicoidales, una reducción	95%
Reductor de engranes helicoidales, doble reducción	94%
Reductor de engranes helicoidales, triple reducción	93%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio 20:1)	90%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 20:1 a 60:1)	70%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 60:1 a 100:1)	50%
Reductor de engranes rectos (maquinados)	90%
Reductor de engranes rectos (fundidos)	85%

Referencia: Belt Conveyor CEMA Handbook, 2da. Edición

Por lo tanto la potencia del motor se determina así

$$P_m = \frac{P}{\eta \cdot \varepsilon} \quad 2.17$$

donde

P_m = potencia del motor (kW)

P = potencia teórica (kW)

η = eficiencia del motor

ε = eficiencia mecánica de la transmisión

2.2.4 TENSIONES EN LA BANDA

Tensión Efectiva

En cualquier accionamiento por bandas, sea este para transmisión de potencia, transporte o elevación, debe existir una diferencia de tensiones en la banda a ambos lados del tambor conductor para que se produzca el movimiento (ver figura 2.6).

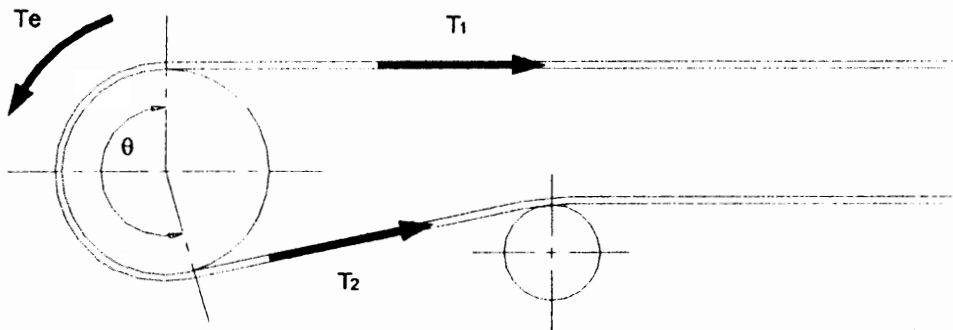


Figura 2.6 Tensión efectiva

La tensión más grande es llamada tensión del lado apretado T_1 y la tensión más pequeña es llamada tensión del lado flojo T_2 . Sin la tensión del lado flojo para prevenir el deslizamiento, la banda no puede transmitir el movimiento. La diferencia entre la tensión del lado apretado y la tensión del lado flojo se conoce como Tensión Efectiva T_e , debido a que es esta tensión la que realmente ejecuta el trabajo; como hemos dicho antes ésta tensión es la suma algebraica de las fuerzas que ya hemos considerado: fuerza para

elevar la carga, para desplazarla horizontalmente, para mover la banda en vacío y los componentes móviles y las pérdidas debido a guías de carga, rascadores, trippers, etc.

Conocida la potencia total que se debe aplicar al tambor motriz, la tensión efectiva puede ser determinada de la siguiente manera:

$$T_e = \frac{1000 \cdot P}{v} \quad 2.18$$

donde

T_e = tensión efectiva (N)

P = potencia teórica (KW)

v = velocidad de la banda (m/s)

Tensión en el lado apretado T_1

La cantidad de tensión necesaria en el lado apretado se determina multiplicando la tensión efectiva por un factor llamado coeficiente de accionamiento (m).

$$T_1 = T_e \cdot m \quad 2.19$$

donde

T_1 = tensión en el lado apretado (N)

T_e = tensión efectiva (N)

m = coeficiente de accionamiento

Los valores de m dependen del arco de contacto entre la banda y el tambor motriz, el tipo de contrapeso y de si el tambor es revestido o desnudo. Los valores de m se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{\mu \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}} - 1} \right] \quad 2.20$$

donde

m = coeficiente de accionamiento

e = base de logaritmo neperiano

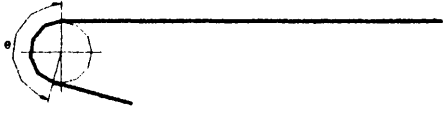
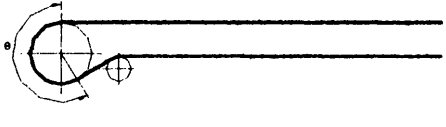
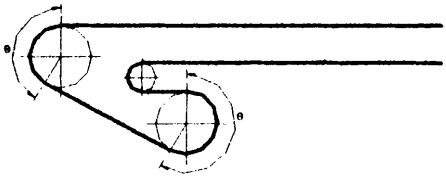
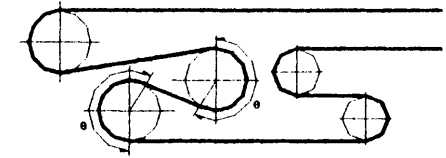
μ = coeficiente de fricción entre el tambor y la banda

θ = ángulo de contacto entre banda y tambor (°)

La tabla XI muestra los valores del coeficiente de fricción entre el tambor y la banda μ , y los valores del ángulo de contacto dependiendo de la disposición del tambor motriz y el o los tambores adicionales según el arreglo.

TABLA XI
COEFICIENTE DE FRICCIÓN TAMBOR-BANDA
y ANGULO DE CONTACTO

coeficiente μ	Tambor motriz			
	Revestido		Desnudo	
	seco	húmedo	seco	húmedo
	0.40	0.35	0.35	0.2

Arreglo cabezal motriz	Ángulo de contacto (°)
	120 150 180
	210 220 230 240
	360 380 400
	420 440 450

Referencia: ROULOUNDS Catálogo de bandas transportadoras, pag. 13

La deducción del coeficiente de accionamiento m es como sigue:

considere la figura 2.7a en la cual la diferencia de tensiones $T_1 - T_2$

es lo suficientemente grande para vencer la resistencia y por lo

tanto el tambor rotará hasta que lo permita la longitud de la banda.

Lo mismo ocurre en la figura 2.7b en donde se muestra una banda sinfín aplicada a dos tambores. Un momento torsor o torque aplicado en el eje O_1 transmitirá un momento al eje O_2 , igual a la diferencia de tensiones neta en la banda.

Para encontrar la relación entre T_1 , el coeficiente de fricción μ y el arco de contacto θ en radianes, consideremos la figura 2.7c, en donde se representa un elemento muy pequeño de la banda de la figura 2.7b. La tensión en la banda en el punto b es T , y en el punto a es $T+\Delta T$ debido a la fricción. El elemento de banda "ab" subtende un ángulo muy pequeño $\Delta\theta$.

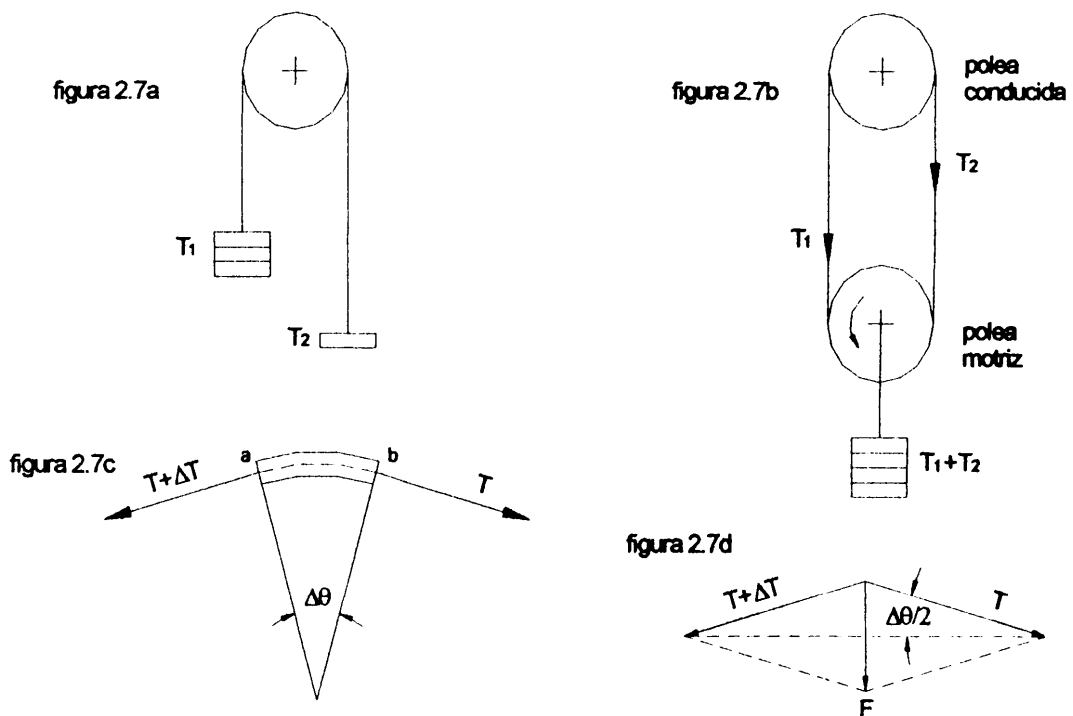


Figura 2.7 Relación de tensiones en las bandas

La sumatoria de fuerzas se muestra en la figura 2.7d, de donde notamos que la fuerza F entre esta porción de la banda y el tambor viene dada por:

$$F = 2 \cdot T \cdot \text{sen} \frac{\Delta\theta}{2}$$

donde ΔT es despreciable; cuando la banda esté a punto del desplazamiento tenemos:

$$\Delta T = \mu \cdot F$$

por lo tanto

$$\frac{\Delta T}{\Delta\theta} = \mu \cdot T \frac{\text{sen} \frac{\Delta\theta}{2}}{\frac{\Delta\theta}{2}}$$

tomando límites cuando $\Delta\theta$ tiende a cero y aplicando la regla de L'Hospital tenemos:

$$\frac{\partial T}{\partial\theta} = \mu \cdot T$$

integrando tenemos

$$\mu \int d\theta = \int \frac{dT}{T} \quad \mu \cdot \theta = \ln \frac{T_1}{T_2}$$

por lo tanto

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \theta}$$

como mencionamos al inicio la tensión efectiva es la diferencia entre las tensiones del lado apretado y del lado flojo, o sea $T_e = T_1 - T_2$,

por lo tanto, combinando estas dos ecuaciones tenemos:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{e^{\mu \cdot \theta} - 1}{e^{\mu \cdot \theta}}$$

y de ahí que

$$T_1 = T_e \left[\frac{e^{\mu \cdot \theta}}{e^{\mu \cdot \theta} - 1} \right] = T_e \left[1 + \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \theta} - 1} \right) \right]$$

$$T_1 = T_e \cdot m$$

que es lo que queríamos demostrar.

Tensión en el lado flojo T_2

Usualmente la tensión en el lado flojo es obtenida por un contrapeso de gravedad o por un tensor de husillo. Es preferible emplear contrapesos de gravedad dado que mantienen una tensión constante automáticamente en especial en bandas largas (mayores

a 50 metros). Para el caso de tensor manual o de husillo, los valores del factor de accionamiento m deberán ser incrementados de tal manera que se produzca un aumento del 20% en la tensión en el lado apretado T_1 que cuando se emplea tensor de gravedad o automático. Esto se hace solo con el fin de suministrar una reserva de tensión debido a la carencia de control de las tensiones y a las inexactitudes e intermitencias por el uso del tensor manual, y no debido a alguna diferencia real en las fricciones entre tambor y la banda.

La tensión T_2 se la puede obtener de dos maneras siguiendo la misma deducción de las ecuaciones precedentes, así tenemos:

$$T_2 = T_e \left[\frac{1}{e^{\mu \cdot \theta} - 1} \right] \quad 2.21$$

$$T_2 = T_1 - T_e \quad 2.22$$



donde

T_2 = tensión en el lado flojo (N)

T_e = tensión efectiva (N)

El cálculo de la tensión por este método no termina necesariamente con el problema de la determinación de la tensión en el lado flojo. En ciertas bandas, por ejemplo en bandas descendentes con accionamiento en la cola, pueden requerir una tensión del lado flojo más grande de la que se ha calculado con las ecuaciones previas, para proporcionar una tensión mínima para evitar el pandeo de la banda.

En estos casos, la tensión del lado flojo debe ser incrementada en una cantidad necesaria para garantizar esta tensión mínima en el punto de mas baja tensión del sistema.

Tensión en el retorno de la banda T_3

Consideremos el gráfico de la figura 2.8, donde se muestran las tensiones principales en las bandas transportadoras. Ya hemos considerado las tensiones T_1 y T_2 , correspondientes a la tensión en lado apretado y en el lado flojo respectivamente. Las tensiones T_3 y T_4 aunque estrictamente hablando no son iguales a consecuencia de la fricción en los cojinetes del tambor, en la práctica se las considera iguales de modo que

$$T_3 = T_4$$

La tensión T_3 se conoce como tensión en el retorno y se puede determinar de la siguiente manera

$$T_3 = C \cdot f \cdot L \left(G_b + \frac{G_{ru}}{s_2} \right) \cdot g + T_2 \quad 2.24$$

donde

T_3 = tensión en el retorno (N)

C = factor de fricción por longitud

f = factor de fricción de las partes móviles

G_b = peso de la banda (kg/m)

G_{ru} = peso de los rodillos inferiores (kg)

s_2 = espaciamiento de los rodillos inferiores (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

T_2 = tensión en el lado flojo (N)

Tensión del contrapeso T_{cp}

El dispositivo de contrapeso puede ser ubicado en cualquier lugar conveniente a lo largo del ramal de retorno. No es necesario que esté situado adyacente al cabezal motriz, aunque esta es a menudo la ubicación más conveniente.

Dos consideraciones principales gobiernan la ubicación del contrapeso en la mayoría de los casos. Primero está la geometría de la banda transportadora. Frecuentemente, el cabezal motriz termina en un nivel mucho más alto que el cabezal de alimentación lo que proporciona suficiente altura para ubicar un contrapeso vertical. Segundo es la distribución de las tensiones alrededor de la banda. Si un análisis de las tensiones en la banda muestran algún punto donde la tensión es baja, como en el pie de una pendiente, el contrapeso puede ser ubicado allí con un mínimo de tensión requerida.

Si el contrapeso es ubicado alejado del cabezal motriz, la aceleración del motor y la cantidad de contrapeso deben ser tales que el contrapeso acelere la porción de la banda entre el tambor motriz y el take-up en la misma proporción o mayor que la aceleración del motor. En aquellos casos en los que un dispositivo tensor ubicado lejos del tambor motriz ha fallado fue debido a una muy rápida aceleración del motor o a una muy lenta aceleración del contrapeso resultando en una acumulación de cinta entre el tambor motriz y el take-up.

Dependiendo de la ubicación del dispositivo tensor de contrapeso en la trayectoria de la banda transportadora (ver figura 2.8), el valor de la tensión del contrapeso puede ser

$$T_{cp} = 2T_2 \quad (\text{si se coloca cerca del grupo motriz}) \quad 2.25$$

$$T_{cp} = 2T_3 \quad (\text{si se coloca cerca de la cola}) \quad 2.26$$

donde

T_{cp} = tensión del contrapeso (N)

T_3 = tensión en el retorno (N)

T_2 = tensión del lado flojo (N)

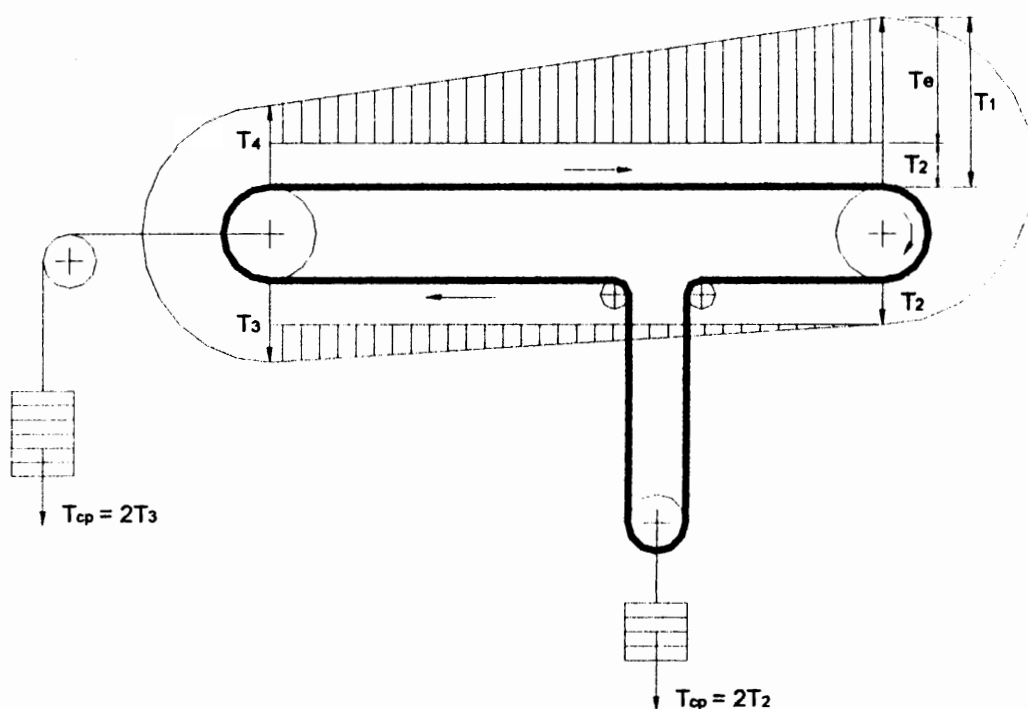


Figura 2.8 Diagrama de tensiones principales en las bandas

Tensión debido al peso de la banda en una pendiente

En todas las bandas transportadoras inclinadas, el peso de la banda en el trayecto inclinado provoca una tensión en la parte superior de la pendiente. Esta fuerza puede ser expresada así:

$$F_{\text{banda}} = G_b H \cdot g \quad 2.27$$

donde

F_{banda} = tensión por el peso de la banda en pendiente (N)

G_b = peso de la banda (kg/m)

H = altura neta de elevación o descenso del tramo inclinado (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Esta tensión deberá sumarse o restarse en el cálculo de las tensiones en la banda, dependiendo de si la pendiente de la banda favorece o no al transporte del material, es decir si la banda asciende la tensión debido al peso de la misma aumenta y deberá tener signo positivo, si la banda desciende, la tensión debido al peso de la misma favorece el transporte y deberá restarse en el cómputo total.

Tensión mínima T_0 .

Sucede a veces que la tensión T_2 , aún cuando es suficiente para lograr la adherencia de la banda al tambor motriz, es insuficiente

para evitar el pandeo excesivo de la banda sobre los rodillos que pudieran provocar el derrame del material (ver figura 2.9).

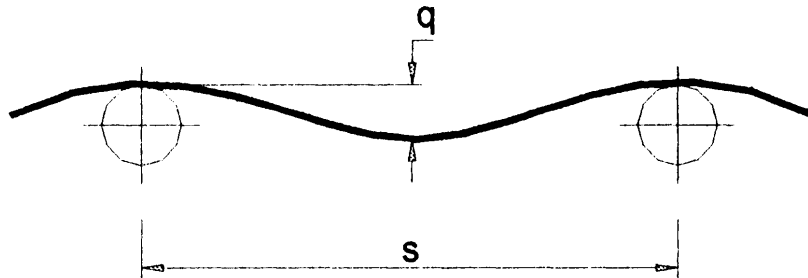


Figura 2.9 Flecha o pandeo permisible de la banda

Para evitar esta flecha excesiva se debe procurar que ningún punto de la banda se obtenga una tensión inferior a la tensión mínima T_o , la misma que puede ser calculada de la siguiente manera

$$T_o = \frac{s(G_b + M_{pm})}{8(q/s)} \cdot g \quad 2.28$$

donde

T_o = tensión mínima

s = espaciamiento de los rodillos (m)

G_b = peso de la banda (kg/m)

M_{pm} = carga del material por metro de banda (kg/m)

q/s = flecha permisible (entre 0.005 y 0.02)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

La carga del producto por metro de banda puede ser calculado de la siguiente manera:

$$M_{pm} = \frac{Q_t}{3.6 \cdot v} \quad 2.29$$

Donde

Q_t = capacidad máxima de la banda (ton/h)

v = velocidad de la banda (m/s)

Tensión de trabajo unitaria T_u

La tensión de trabajo unitaria es la máxima tensión a la que estará sometida la cinta transportadora por mm de ancho de banda. Con este valor se procede a seleccionar el tipo de cinta transportadora en función del tipo de material y sus características como abrasividad, friabilidad, temperatura, peso específico, tamaño de terrón, etc. según los tipos de bandas transportadoras proporcionadas por el fabricante en sus catálogos.

La tensión de trabajo unitaria se determina mediante la siguiente ecuación

$$T_u = \frac{T_1}{1000 \cdot B} \quad 2.30$$

donde

T_u = tensión de trabajo unitaria (N/mm)

T_1 = tensión en el lado apretado (N)

B = ancho de banda (m)



29

CAPÍTULO 3

3. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA

3.1 Selección de la banda transportadora

Como ya se ha dicho, la cinta transportadora es el elemento más importante del sistema pues puede representar hasta el 60% del costo total del transportador de banda. Las bandas transportadoras de caucho se construyen en base a dos componentes fundamentales: la CARCASA y la COBERTURA.

CARCASA

La carcasa es el esqueleto o alma de la banda y es quien resiste las tensiones; puede construirse con varias capas, según la necesidad. La función de la carcasa es la de transmitir y absorber las fuerzas que

actúan en la banda. Estas se deben principalmente a las tensiones producidas por la acción del tambor motriz. Adicionalmente, la carcasa absorbe el impacto que aparece cuando el material es cargado sobre la cinta y cuando la banda con material pasa sobre los rodillos superiores.

La carcasa consiste en una o más capas de tejido textil con caucho sobre cada lado para darle adhesión y flexibilidad. La dirección longitudinal se denomina urdimbre (warp direction) y la dirección transversal se denomina trama (weft direction). (ver figura 3.1)

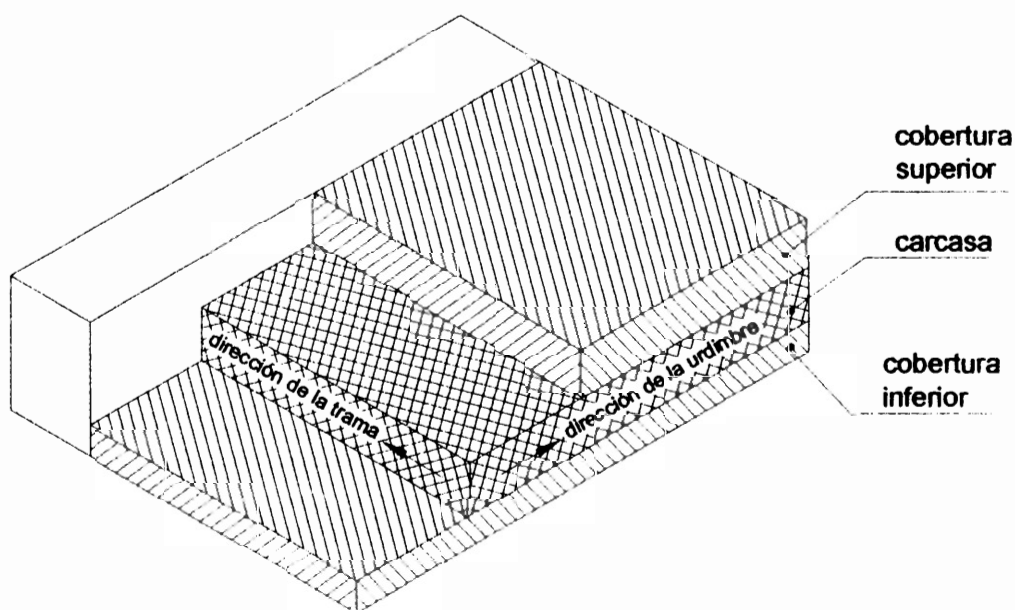


Figura 3.1 Estructura de la carcasa de una banda transportadora

Los tejidos de las bandas transportadoras pueden tener el mismo o diferente material tanto en la urdimbre como en la trama. Una letra

designa cada tipo de material, por ejemplo EP, en el cual E significa poliéster en la urdimbre y P es poliamida en la trama.

A continuación describiremos los materiales más comunes para la fabricación de la carcasa de las bandas transportadoras.

Algodón (B)

Entre los tejidos naturales, el algodón es el que más ampliamente a venido empleándose durante muchos años, pero en la actualidad está siendo desplazado por los tejidos sintéticos.

La designación universalmente adoptada para los tejidos de algodón, es el peso en onzas de un trozo de tejido de 36 pulgadas de largo en el sentido de la urdimbre y 42 pulgadas de largo en el sentido de la trama; un trozo de estas medidas es lo que se llama un duck. Según la designación D-181-42 de la ASTM estos valores están normalizados en 28-oz, 32-oz, 36-oz, 42-oz y 48-oz. Estos tejidos encuentran su más amplio uso en bandas de servicio ligero y baja tensión (rangos de tensión MP-35 a MP-50 según la RMA, Rubber Manufacturerers Association).

Polyester (E)

Entre este tipo de fibras sintéticas encontramos al terylene, trevira, diolen y tetoron. Los tejidos de polyester tienen la característica de que no son influenciados por la humedad o por los micro-organismos. Son muy flexibles, son estables en su longitud y son resistentes a los ácidos.

Polyamida (P)

Son fibras sintéticas conocidas como Nylon y Perlon. Ahora que las características de alta-elasticidad del nylon pueden ser controladas, los tejidos de este material están siendo extensamente usados en bandas para transporte y elevación. Tienen una buena resistencia a la humedad además de una excelente resistencia al abuso y al impacto, haciendo de este un material muy apropiado para todo tipo de servicios.

Algodón-Nylon

Este tipo de tejidos combinan diferentes materiales en su manufactura, las fibras de la urdimbre son hechas de algodón, que en algunos casos se refuerzan con nylon, mientras que las fibras de la trama son hechas de nylon o de una combinación de nylon y algodón. Con nylon en la trama, la resistencia transversal es mucho más grande que en los

tejidos de algodón y a menudo incrementan también la resistencia longitudinal. Se los emplea para servicios medianamente pesados con rangos de tensión de MP-35 a MP-70 según la RMA.

Polyester-Polyamida (EP)

Los tejidos EP están constituidos por poliéster en la urdimbre y poliamida en la trama. Esta combinación produce las mejores características posibles en la cinta con las siguientes ventajas:

- alta resistencia en proporción al peso
- alta resistencia al impacto
- elongación despreciable
- gran flexibilidad, excelente adaptación a la artesa (acanalamiento)
- no son susceptibles a la humedad y a micro-organismos

COBERTURA

La cubierta protege a la carcasa de la banda de la abrasión y cualquier otra condición local que contribuya al deterioro de la banda. En pocos casos, estas condiciones pueden ser un poco moderadas de tal forma que no se requiere protección ni cobertura para la banda. En otros, la

abrasión y el corte pueden ser tan severos que se requiera una cobertura superior tan gruesa como de 1/2" o más. En cualquier caso, el propósito de la selección de la cobertura es proveer suficiente cubierta para proteger la carcasa hasta el límite de su vida útil.

La cobertura inferior y/o superior protege la carcasa, provee adherencia con los tambores y resiste las influencias externas del material y los rodillos. También es la encargada de proveer la fricción necesaria entre la banda y el tambor motriz, así como entre la banda y el material. Como la cobertura debe resistir las influencias externas tanto del material que se transporta como del ambiente externo, se requieren tipos de cubierta que resistan el desgaste, resistentes al calor y/o a los aceites, o alguna combinación de dos o más de estas propiedades.

La cobertura del lado de la polea motriz es generalmente más delgada que la del lado del material debido a la diferencia de resistencia al desgaste que se requiere. Sin embargo, algunas veces se tiene el mismo espesor de cubierta en ambos lados de la banda. Los usuarios generalmente voltean la banda cuando un lado ya está muy gastado. En general, es mejor evitar invertir la banda porque después de un profundo desgaste la banda invertida presenta una superficie irregular

en la polea, lo cual resulta en una pobre distribución lateral de las tensiones.

CONSTRUCCIÓN DE LA BANDA

Determinar la construcción de la cinta transportadora significa determinar la combinación adecuada de carcasa y cobertura. Esta combinación apropiada resultará en una construcción correcta para que la banda trabaje sin problemas.

Para decidir la construcción apropiada de la banda se debe tener en consideración la potencia necesaria, el tipo de material, el tamaño de terrón, la altura de caída del material, el peso específico, entre otras características. Más aún la carcasa debe proporcionar estabilidad a la banda, para que sea fácil guiarla sobre el transportador. Aumentar la resistencia de la carcasa es normalmente seguido por un incremento en el grosor y la calidad de la cobertura para asegurar un balance entre la vida útil de la carcasa y la cobertura.

DETERMINACIÓN DE LOS ESPESORES DE LA CUBIERTA

Como se explicó anteriormente, la cubierta de la cinta transportadora es la encargada de soportar el desgaste producido debido al tipo de

material, el tamaño, altura de caída en la alimentación y velocidad. La tabla XII muestra las recomendaciones de espesores para cubiertas.

TABLA XII
Valores recomendados de espesor de cobertura

30 x V L	tipo de cubierta	materiales ligeram. abrasivos (granos, cemento, tierra, etc)		materiales moderadamente abrasivos (caliza, arena, carbón, etc)				materiales muy abrasivos (piedra chispa, cascajo, coque, etc)				materiales super abrasivos (minerales agregados, escoria)			
		tamaño (mm)		tamaño (mm)				tamaño (mm)				tamaño (mm)			
		10 a 10	2.5 a 5.0	1.5 a 10	3.0 a 50	4.0 a 200	5.0 y más	1.5 a 10	3.0 a 50	4.0 a 200	5.0 y más	1.5 a 10	3.0 a 50	5.0 a 200	6.5 y más
0.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	6.5
0.33	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	6.5
0.50	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.5	5.0	8.0
0.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	7.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5	1.5	3.5	6.5	8.0
1.00	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5	1.5	3.0	6.5	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	6.5	8.0	2.5	5.0	8.0	
1.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.5	8.0	2.5	4.0	7.0	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	5.0	7.0	1.5	4.0	8.0		3.0	5.5	8.0	
1.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	5.0	6.5	2.5	4.0	6.5	8.0	3.0	5.5	8.0	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	6.5		3.0	5.5	8.0		5.0	8.0		
2.50	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	6.5	8.0	3.0	6.5	8.0	8.0	4.0	8.0	8.0	8.0
	BW	1.5	2.5	2.5	5.0	8.0		5.0	8.0			5.5			
5.00	A,B	1.5	3.0	3.0	6.5	8.0	8.0	5.5	7.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
	BW	2.5	5.0	5.0				8.0				8.0			

Referencia: ROULOUNDS Catálogo de bandas transportadoras, pag. 14

Esta tabla es una guía, y aunque para diferentes tipos de banda, los espesores sean los mismos, no se debe esperar que el desgaste se produzca de igual manera. Para tipos de banda especiales se debe seguir las recomendaciones particulares para cada caso.

Para seleccionar el espesor apropiado, esta tabla se basa en el cálculo de un factor llamado factor de recorrido o factor de frecuencia (30V/L), que nos indica la rata a la cual una porción de la cinta pasa debajo de la zona de carga.

Determinación del peso de la banda

Es importante que la banda sea transportada y almacenada correctamente, ya que de lo contrario se podrían producir daños en la banda inclusive antes de ser montada.

Para el correcto manejo de la banda es útil conocer el peso y el diámetro del rollo de banda.

El peso de un rollo de banda se calcula de la siguiente manera:

Para bandas de múltiples capas o lonas

$$W_b = W_R + W_C \quad 3.1$$

donde

W_R = peso de la carcasa (kg/m^2 por capa) x número de capas

W_C = peso de la cubierta (kg/m^2 por mm) x milímetros de espesor de cubierta

W_b = peso de la banda por unidad de área (kg/m^2)

Luego, el peso total del rollo de banda es

$$W_{Tb} = W_{bl} \cdot (2 \cdot L_t + \pi \cdot D) \quad 3.2$$

donde

W_{Tb} = peso total del rollo de banda (kg)

W_{bl} = peso total de la banda por unidad de longitud (kg/m) = $W_b \times B$

B = ancho de banda (m)

L_t = longitud total de la trayectoria de la banda (m)

D = diámetro de los tambores (m)

La tabla XIII muestra los valores de pesos y espesores de los diferentes tipos de bandas según Roulunds⁽¹⁸⁾ y que se pueden emplear para determinar el peso total de la banda.

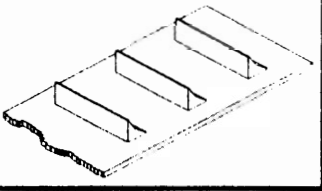
TABLA XIII

PESOS Y ESPESORES DE BANDAS ROULUNDS

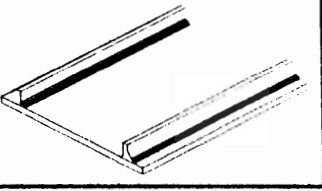
MÚLTIPLES CAPAS													
Tipos de banda		EP100	EP125	EP160	EP200	EP250	EP315	EP400	EP500	EP630			
Peso aprox./ply (kg/m)		1.35	1.50	1.60	1.70	1.90	2.00	2.50	2.80	3.50			
Espesor aprox./ply (mm)		0.9	1.0	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	2.2	2.6			
Tipos de cobertura		A	B	BW	K	N	TCC	GW	GWF	GWM	GW8	GT	RWE
Peso aprox./mm (kg/m)		1.11	1.14	1.14	1.14	1.14	1.11	1.11	1.23	1.16	1.18	1.18	1.38

2-PLY con STIFLEX										
Tipos de banda	RO-PLY						RO-PLY GWF		GWM	RO-PLY
	200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1.5	630/2 5+1.5	250/2, 3+1	400/2, 3+1	250/2 3+1	Grp 4
Peso aprox. (kg/m) [Wb]	6.8	8.4	8.6	9.1	11.7	13.4	9.3	10.0	8.6	4.5
Espesor aprox. (mm) [tb]	5.2	6.6	6.8	7.3	9.8	10.5	7.0	7.5	6.8	5.5

BANDAS NERVADAS		
Tipo de nervadura	Peso aprox. (kg/m)	
501	0.50	
502	0.40	
503	0.50	
504	0.75	
511	1.60	
512	2.30	
513	2.70	
521	4.20	
525	7.00	

BANDAS CON NERVIOS TRANSVERSALES		
Tipo de nervadura	Peso aprox. kg/pc. por nervio 800mm	
325	0.22	
340	0.43	
20	1.64	
380	1.65	
400	1.92	

BANDAS CON PAREDES TRANSVERSALES	
Peso aprox. kg/m de banda	
0.75	



Determinación del diámetro del rollo de la banda

El diámetro del rollo de banda puede también ser calculado de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot t_b \cdot (2 \cdot L_t + \pi \cdot D)}{\pi}} + t_d^2 \quad 3.4$$

donde

D_b = diámetro del rollo de banda (m)

t_b = espesor de la banda = espesor total de la carcasa + espesor total de la cubierta (m)

L_t = longitud total de la trayectoria de la banda (m)

D = diámetro de los tambores (m)

t_d = diámetro del tambor de enrollamiento (m)

La tabla XIII muestra los valores de espesores de los diferentes tipos de bandas según Roulunds y que se pueden emplear para determinar el diámetro del rollo de banda.

Clasificación de los tipos de banda en función del material

Durante el proceso de selección de la banda transportadora, el primer parámetro que se requiere conocer es que clase de material se desea transportar. En base a este dato se selecciona el o los tipo de banda que pueden ser empleados según las recomendaciones del fabricante

de las cintas, ya que la calidad de la carcasa y de la cobertura, así como su resistencia varían de acuerdo al tipo de banda y a la combinación de espesores tanto de la carcasa como de la cobertura.

Para realizar esta selección se puede emplear la tabla XIV que muestra los campos de aplicación de los diferentes tipos de banda Roulunds según las características físico-químicas del material a transportar.

Nomenclatura de las bandas transportadoras Roulunds

A continuación detallaremos dos ejemplos de la nomenclatura completa de las bandas transportadoras Roulunds, con todas las especificaciones técnicas necesarias para evitar ambigüedades en la selección de la cinta.

Ejemplo 1: Banda transportadora tipo RO-PLY, abierta 300 m x 800 mm x 400/2, 5 + 1.5

Tipo de banda: RO-PLY banda de 2 capas

Longitud de la banda (abierto o sinfín): 300 m, abierta, ancho: 800 mm

Resistencia de la banda (N/mm): 400

Número de capas de la carcasa: 2, cobertura superior: 5 mm

Cobertura inferior: 1.5 mm

TABLA XIV
Campos de aplicación de las bandas ROULUNDS
según el tipo de material

Campo de aplicación	Materiales ejemplo	Tipos de banda
Materiales abrasivos	cemento, carbón coque, tierra, piedra granos, granito, grava piedra caliza, madera escoria, minerales	RO-PLY banda de 2 capas Múltiples capas tipos A, B y BW
Materiales abrasivos calientes	alto horno clinker escoria	Múltiples capas tipos K y N Múltiples capas tipo TCC
Materiales calientes con aceites	abono forrajes basura	RO-PLY GWF banda de 2 capas Múltiples capas tipos GW y GWF
Materiales contenido moderado de aceite	granos forrajes basura	RO-PLY GWM banda de 2 capas Múltiples capas tipos GWM y GWS
Alimentos	pan, chocolate carne, pescado	Tipo IWE
Paquetes transporte inclinado	equipaje paquetes sacos	RO-PLY Grip 4 banda de 2 capas Múltiples capas con patrones
Bienes en bulto trans. inclinado	remolacha, carbón coque, grava, piedra caliza, paquetes papas, sacos, piedra	Bandas nervadas
Bienes en bulto indus. maderera	aserrín	Bandas especiales para la industria de la madera
Materiales conteniendo terpene	aserrín	Múltiples capas tipo GT

Referencia: ROULOUNDS Catálogo de bandas transportadoras, pag. 23

Ejemplo 2

Banda transportadora tipo B

Nervaduras tipo 512

sinfín 80 m x 650 mm x EP 400/3, 3 + 1

Tipo de banda: Múltiples capas tipo B

Tipo de nervaduras: 512

Longitud de la banda (abierta o sinfín): 80 m, sinfín

Ancho de banda: 650 mm

Tipo de carcasa: EP (poliéster-poliamida)

Resistencia de la banda (N/mm): 400

Número de capas de la carcasa: 3

Cobertura superior (mm): 3

Cobertura inferior (mm): 1



3.2 Selección de los rodillos superiores y de retorno

Los rodillos superiores son los encargados de formar la cama de recorrido del material sobre la banda. Dada la gran importancia que tienen los rodillos en un cinta, han sido objeto de normalización por parte de los fabricantes en lo que concierne a sus medidas exteriores, con el propósito de lograr una intercambiabilidad entre los rodillos correspondientes a un mismo ancho de banda, sin embargo esto no obliga a nada respecto a la disposición interna. Existe una gran variedad de disposiciones constructivas de los rodillos, así como sus características de resistencia, capacidad de carga, estanqueidad, fricción, etc. que pueden ser conocidas por medio de los catálogos de los fabricantes.

Por otro lado, los rodillos inferiores son los encargados de soportar a la cinta transportadora en su trayectoria de retorno sin material, al igual que los superiores los fabricantes proporcionan las características de dichos rodillos, así como su disposición interna y constructiva (ver figura 1.5)

Los rodillos para bandas transportadoras son fabricados normalmente en diámetros desde 4 pulgadas a 7 pulgadas, con ejes, carcasa, rodamientos y sellos todos diseñados para uso mas pesado a medida que se incrementa el diámetro del rodillo. La selección del diámetro del

rodillo esta influenciada por la velocidad, peso de la carga tanto del material como de la banda, tamaño de terrón del material y expectativa de vida útil.

Para hacer una selección apropiada se deben consultar los catálogos de los fabricantes de rodillos; sin embargo, en general, se puede decir que los rodillos con diámetros de 4 y 5 pulgadas son apropiados para velocidades de banda entre 1.5 m/s (300 pie/min) y 3 m/s (600 pie/min). Los rodillos de 6 y 7 pulgadas de diámetro pueden transportar materiales más pesados a velocidades entre 4 m/s (800 pie/min) y 5 m/s (1000 pie/min).

La Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte (CEMA, Conveyor Equipment Manufacturers Association), ha establecido normas para la fabricación de rodillos para bandas transportadoras desde la Serie A (antiguamente llamada Serie I) a la Serie E (antiguamente llamada Serie VI), y muchos fabricantes proveen rodillos conforme a las normas de estos grupos. La serie más liviana (Serie I) generalmente estará entre diámetros de 4 a 5 pulgadas con rodamientos de bolas y eje de 5/8" de diámetro. La serie más pesada (Serie VI) usualmente será de rodillos de 7 pulgadas de diámetro, con eje de 1-1/4" de diámetro y rodamientos de rodillos (ver tabla XV)

TABLA XV
Clasificación de rodillos según CEMA

Clase de servicio	Clase CEMA		Diámetro rodillo (pulg.)	tipo de rodamiento	ancho de banda (pulg.)
	nueva	antigua			
carga ligera	A	I	4-5	bolas	18-36
	B	II	4-5	bolas	18-48
carga mediana	C	III	4-5	rodillos	18-60
		IV	6	rodillos	18-60
	D	-	5-6	-	36-72
carga pesada	E	V	6	rodillos	36-96
		VI	7	rodillos	36-96

Referencia: Catálogo 1040R REXNORD Belt conveyors idlers

Rodillos superiores

Los rodillos mas comúnmente empleados son los de artesa con tres rodillos de igual longitud, con ángulos de inclinación usualmente de 20°, 35°, o 45°. En su momento, los rodillos de 20° fueron el estándar en muchas de las aplicaciones, dejando los rodillos de 35° y 45° solamente para el transporte de granos y materiales ligeros. Sin embargo, más recientemente, los rodillos con ángulos mayores, especialmente los de 35°, están siendo empleados muchos más ampliamente en aplicaciones industriales regulares.

Las dos principales razones para usar rodillos con ángulos grandes (35° y 45°) son: primero para ganar mayor capacidad de transporte y

segundo para ganar mayor control sobre el derrame del material, especialmente de gruesos. Los fabricantes de rodillos generalmente animan a usar el ángulo de rodillos más bajo que permita manejar apropiadamente el tonelaje de material deseado con el mínimo de derrame. Mientras mayor sea el ángulo de los rodillos, se debe dar mayor atención a los siguientes puntos:

- a) La construcción del transportador de banda se vuelve mas pesada (y por ello más costosa) para poder soportar apropiadamente la carga adicional, y para evitar incremento excesivo en las juntas de los rodillos.
- b) La distancia de transición en los tambores debe ser más grande para poder mantener las tensiones adecuadas tanto en el centro como en los filos de la banda.
- c) Los radios de curvatura verticales deben ser también más grandes para mantener las tensiones adecuadas tanto en el centro como en los filos de la banda.

Se fabrican además rodillos en terna para propósitos especiales dependiendo del fabricante. Algunos de esos rodillos y su uso se describen a continuación:

- 1) Rodillos para clasificación: tienen rodillos cortos de 20° de artesa y un rodillo central largo los cuales son empleados en bandas para recolección, clasificación y alimentación de bienes.

- 2) Rodillos con rodillo central largo: similares a los rodillos para clasificación pero tienen ángulos de artesa de 35° y 45°. Proveen menor capacidad que los rodillos de igual longitud, pero el alto ángulo de inclinación ayuda a controlar el derrame. Son ampliamente empleados en el transporte de granos, aserrín y otros materiales ligeros.

- 3) Rodillos en terna desfasados: ejecutan esencialmente el mismo trabajo que los rodillos en terna de igual longitud. La diferencia es que los tres rodillos son mas grandes, y el rodillo central esta montado fuera de línea y un poco más adelante que los dos rodillos inclinados de tal manera que la longitud de este rodillo se traslapa; este traslape es beneficioso en bandas en las que se ha eliminado el intervalo entre rodillos y los puntos de contacto con la banda están más alejados de los rodillos finales, de ese modo se protege la cobertura de la banda de daños ocasionados por un exceso de grasa en los rodillos.

- 4) Rodillos de impacto: diseñados en varios tipos, estos rodillos especiales son empleados para absorber la carga en el punto de alimentación del material.
- 5) Rodillos autoalineantes: también fabricados en varios diseños, son empleados para ayudar a guiar la cinta sobre los rodillos.
- 6) Rodillos de transición: son rodillos especiales que sirven para cambiar la sección transversal de la banda apropiadamente, desde una sección en artesa a una sección plana en los extremos del transporte.

Otro tipo de rodillos transportadores que se suele emplear son los rodillos flexibles o tipo catenaria. Algunos de estos son fabricados con rodillos moldeados montados sobre un cable flexible de acero para formar una curva catenaria. Otro tipo es fabricado con algunos rodillos regulares conectados en sus extremos con un eslabón flexible. Otro tipo, inclusive, se asemeja a un resorte de espiral, lo cual provee amortiguación al impacto y además puede asumir cualquier ángulo de artesa según lo demande el peso de la carga del material.

Rodillos inferiores

No siempre se reconoce que los rodillos de retorno o inferiores están sujetos a condiciones de servicio de igual o mayor severidad que los

rodillos superiores, esto se debe al mayor espaciamiento, mayor intervalo entre rodamientos, mayores cargas en los cojinetes y operación en contra del lado sucio de la banda. Consecuentemente, los rodillos de retorno deberían ser de igual diámetro que los rodillos superiores. La longitud de los rodillos de retorno es particularmente importante dado que la mayoría de los daños producidos en los filos de la banda son ocasionados debido al rozamiento de la cinta con la estructura de la banda durante el retorno. Por lo menos se debería proporcionar la misma longitud y espacio en los rodillos de retorno que el ancho de la superficie de los tambores.

Rodillos de retorno con discos de goma, los cuales soportan la banda en el retorno sobre un grupo de discos de goma o cubiertos de goma, son empleados en bandas transportando material pegajoso el cual tiende a apelmazarse sobre rodillos convencionales hechos de tubo de acero rolado. La concentración de presión en los discos y su deflexión tienden a impedir que el material se pegue. Rodillos con discos de goma no deben ser usados con bandas que no yacen planas lateralmente en el recorrido de retorno.

En bandas que tienden a permanecer cóncavas hacia la cobertura superior fuerzan hacia abajo sus filos entre los discos y llevan el peso entero de la carga sobre los discos ubicados cerca de los extremos,

esto ocasiona un rápido desgaste de los mismos. Esta tendencia a permanecer cóncava hacia el lado superior, se presenta en algunos tipos de banda, particularmente en aquellas con un tejido de carcasa diseñado para extra flexibilidad transversal y cualquier banda con una carcasa liviana y cubierta superior pesada. Cuando existen estas condiciones, es efectivo emplear un rodillo de retorno que consiste en discos espaciados en la porción central y una manga de goma en los extremos del rodillo.

Rodillos de retorno en espiral o helicoidales, así como rodillos tipo jaula con tablillas transversales están también disponibles en varios diseños para minimizar el apelmazamiento del material.

Espaciamiento entre rodillos

Para bandas transportadoras ordinarias, se acostumbra ubicar tanto los rodillos superiores como los de retorno a un espaciamiento uniforme. Dichos espaciamientos se han determinado llegando a un compromiso basado en los valores promedios de la tensión y peso del material para varios anchos de banda. Esto resulta en pandeos grandes en los puntos de baja tensión y pandeos pequeños en los puntos de alta tensión.

La tabla VI muestra los valores recomendados de espaciamento entre rodillos superiores e inferiores según CEMA, sin embargo se debe consultar a los fabricantes de rodillos para revisar las recomendaciones completas.

Para bandas transportadoras largas en las cuales se desarrolla una considerable tensión para minimizar el pandeo, hay una tendencia creciente a adoptar espaciamentos de rodillos con valores mucho más grandes que los que se muestran en la tabla VI, tan grandes como 2 y hasta 3 metros de distancia. Si se consideran esos espaciamentos, se deben tomar las siguientes precauciones:

- a) Se debe consultar al fabricante de rodillos para asegurarse que no se sobrepasen los límites de diseño.
- b) Se debe investigar cuidadosamente el pandeo de la banda no solo para las tensiones de banda completamente cargada sino también las de la banda en vacío para asegurarse contra la posibilidad de un exceso de derrame del material cuando solamente una muy pequeña sección de la banda está cargada.
- c) Ciertas bandas pueden ser levantadas de los rodillos superiores por medio de trippers, teniendo grandes espaciamentos entre rodillos se incrementa esta posibilidad.

- d) Puede producirse derrame del material en bandas transportando materiales con tamaños de terrón grandes y grandes espaciamentos entre rodillos.

Para evitar el derrame del material debido a una flecha excesiva de la banda se puede aminorar la distancia de separación entre los rodillos portantes, de tal manera que para una tensión dada, se tenga un pandeo máximo permisible de la banda sobre los rodillos

La distancia de separación se puede entonces determinar con la siguiente ecuación:

$$s_1 = \frac{8(q/s)T_o}{(G_b + M_{pm}) \cdot g} \quad 3.5$$

A continuación detallaremos el procedimiento de selección de rodillos superiores e inferiores, para lo cual haremos un análisis de las recomendaciones y parámetros requeridos por un fabricante bajo los estándares de CEMA para seleccionar los rodillos apropiados.

Procedimiento de selección de rodillos

Rangos de carga y Vida de los rodillos

La vida de los rodillos es determinada por una combinación de muchos factores, como por ejemplo sellos, rodamientos, espesor de pared, velocidad de la banda, tamaño de grano/densidad del material, mantenimiento, condiciones ambientales, temperatura y la elección apropiada de la serie CEMA de rodillos para manejar la máxima carga en el rodillo calculada.

A pesar de que la vida de los rodamientos es a menudo usada como un indicador de la vida de los rodillos, se debe reconocer que el efecto de las otras variables (por ejemplo, efectividad del sello) pueden ser más importantes en determinar la vida de los rodillos.

Sin embargo, dado que la vida de los rodamientos es la única variable para la cual los laboratorios de pruebas han provisto de valores estándar, CEMA emplea la vida de los rodamientos L_{10} como una guía para establecer los rangos de vida de los rodillos.



Definición de la vida L_{10} para rodillos de bandas transportadoras

La vida L_{10} se define como el número de revoluciones (o número de horas de operación a una velocidad constante de 500 rpm), que un 90% de un grupo aparentemente idéntico de cojinetes sujetos a idénticas condiciones de operación completará o excederá antes de desarrollar el criterio de falla; el criterio de falla se da cuando ocurre fatiga en un área definida del material de las pistas o de los elementos rodantes de los cojinetes.

La vida L_{10} está también asociada con un 90% de confiabilidad para un rodamiento simple bajo ciertas condiciones de carga.

Cálculo de la carga en los rodillos superiores

La carga que actúa sobre los rodillos superiores se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$C_{ro} = [(W_{bl} + K_1 \cdot M_{pm}) \cdot s_1] + C_{dr} \quad 3.6$$

donde

C_{ro} = carga sobre los rodillos superiores (kg)

W_{bl} = peso de la banda por unidad de longitud (kg/m)

s_1 = espaciado de los rodillos superiores (m), ver tabla VI

K_1 = factor de ajuste por tamaño de terrón del material, ver tabla XVI

M_{pm} = carga del material por metro de banda (kg/m)

C_{dr} = carga por desalineamiento de los rodillos (kg)

El valor de carga del material por metro de banda M_{pm} en kg/m, se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$M_{pm} = \frac{Q_t}{3.6 \cdot v} \quad 3.7$$

donde

Q_t = capacidad máxima de la banda (ton/h)

v = velocidad de la banda (m/s)

TABLA XVI
Factor K1 de ajuste por tamaño de terrón del material

tamaño de terrón		Peso específico del material							
		kg/m ³	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200
pulg.	mm	lb/pie ³	50	75	100	125	150	175	200
4	100		1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6	150		1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8	200		1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
10	250		1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
12	300		1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	350		1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	400		1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	450		1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

Referencia: Catálogo 699 Belt Conveyor Idlers, North American, Inc.

El valor de carga por desalineamiento de los rodillos en kg, también lo podemos calcular usando la siguiente ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i \cdot T_1}{9.8(6 \cdot s_1)} \quad 3.8$$

donde

m_i = desalineamiento de los rodillos (m)

T_1 = tensión en el lado apretado (N)

s_1 = espaciamento de los rodillos superiores (m)

Con este valor calculado de C_{ro} , carga sobre los rodillos superiores, seleccionamos la Serie apropiada de rodillos de la tabla XVII. El valor de carga sobre los rodillos calculado deberá ser igual o menor que el de la Serie seleccionada.

Cálculo de la carga en los rodillos inferiores

La carga que actúa sobre los rodillos inferiores se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$C_{ru} = W_{bl} \cdot s_2 + C_{dr} \quad 3.9$$

donde

C_{ru} = carga sobre los rodillos inferiores (kg)

W_{bl} = peso de la banda por unidad de longitud (kg/m)

s_2 = espaciamento de los rodillos inferiores (m), ver tabla VI

C_{dr} = carga por desalineamiento de los rodillos (kg)

El valor de carga por desalineamiento de los rodillos en kg, también lo podemos calcular usando la siguiente ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i \cdot T_2}{9.8(6 \cdot s_2)} \quad 3.10$$

donde

m_i = desalineamiento de los rodillos (m)

T_2 = tensión en el lado flojo (N)

s_2 = espaciamiento de los rodillos inferiores (m)

Con este valor calculado de C_{ru} , carga sobre los rodillos superiores, seleccionamos la Serie apropiada de rodillos de la tabla XVII.

TABLA XVII
Rangos de carga para rodillos CEMA B, C, D y E

CEMA B										
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno		
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	
450	18	410	186	410	186	410	186	220	100	-
600	24	410	186	410	186	410	186	190	86	-
750	30	410	186	410	186	410	186	165	75	-
900	36	410	186	410	186	396	180	155	70	-
1050	42	390	177	363	165	351	160	140	64	-
1200	48	380	173	353	160	342	155	130	60	-

basado en una mínima L10 de 30,000 horas a 500rpm

CEMA C											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
450	18	900	410	900	410	900	410	475	216	500	227
600	24	900	410	900	410	900	410	325	148	500	227
750	30	900	410	900	410	900	410	250	114	500	227
900	36	900	410	837	380	810	368	200	91	500	227
1050	42	850	386	791	360	765	348	150	68	500	227
1200	48	800	363	744	338	720	327	125	57	500	227
1350	54	750	340	698	317	675	307	*	*	500	227
1500	60	700	318	650	295	630	286	*	*	500	227

basado en una mínima L10 de 30,000 horas a 500rpm

* use rodillos de retorno CEMA D

CEMA D											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
600	24	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
750	30	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
900	36	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
1050	42	1200	545	1200	545	1200	545	500	227	850	386
1200	48	1200	545	1200	545	1200	545	425	193	850	386
1350	54	1200	545	1116	507	1080	491	375	170	850	386
1500	60	1150	523	1070	486	1035	470	280	127	850	386
1800	72	1050	477	977	444	945	430	155	70	850	386

basado en una mínima L10 de 60,000 horas a 500rpm

CEMA E											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
900	36	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1050	42	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1200	48	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1350	54	1800	818	1800	818	1800	818	925	420	1300	590
1500	60	1800	818	1800	818	1800	818	850	386	1300	590
1800	72	1800	818	1800	818	1800	818	700	318	1300	590
2100	84	1800	818	1674	761	1620	736	550	250	1300	590
2400	96	1750	795	1628	740	1575	716	400	182	1300	590

basado en una mínima L10 de 60,000 horas a 500rpm

Referencia: Catálogo 699 Belt Conveyor Idlers, North American, Inc.

Efecto de la carga en la vida L10 de los rodillos

Cuando la carga sobre los rodillos superiores o inferiores, C_{ro} y C_{ru} respectivamente, es menor que los rangos de carga de la Serie CEMA seleccionada, la vida de los rodamientos L_{10} se incrementa.

Este efecto de la carga sobre la expectativa de vida de los rodillos se muestra en forma gráfica en la figura 3.2, donde tenemos la relación de cargas sobre los rodillos calculada sobre seleccionada versus un factor llamado K_2 que representa el efecto de la carga sobre la vida esperada del rodillo.

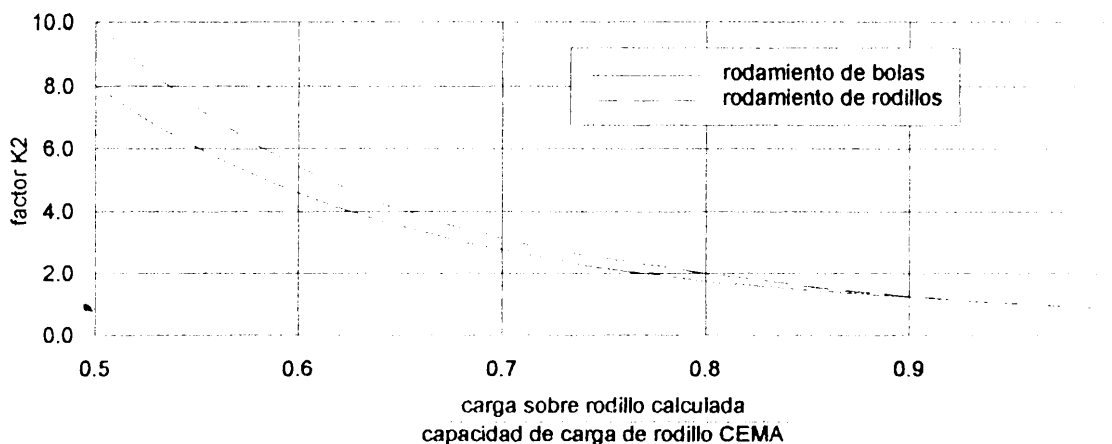


Figura 3.2 Efecto de la carga en la vida L10 de los rodillos

Mientras más grande sea la capacidad de carga de los rodillos de la Serie CEMA seleccionada en relación a la calculada, mayor será el factor K_2 y por lo tanto mayor será la vida L_{10} del rodillo.

Efecto de la velocidad de la banda en la vida L10 de los rodillos

La vida L_{10} de los rodillos según CEMA están basados en una velocidad de 500 rpm. Velocidades más lentas incrementarán la vida útil de los rodillos y viceversa, velocidades más altas disminuirán la vida de los mismos.

La figura 3.3 muestra esta relación. En esta gráfica tenemos en el eje de las abcisas la velocidad angular de los rodillos versus un factor K_3 que representa el efecto de la velocidad en la vida esperada de los rodillos. Notamos que cuando la velocidad angular del rodillo es de 500 rpm el factor K_3 es la unidad, a menores velocidades el factor aumenta y por lo tanto aumenta la vida útil de los rodillos.

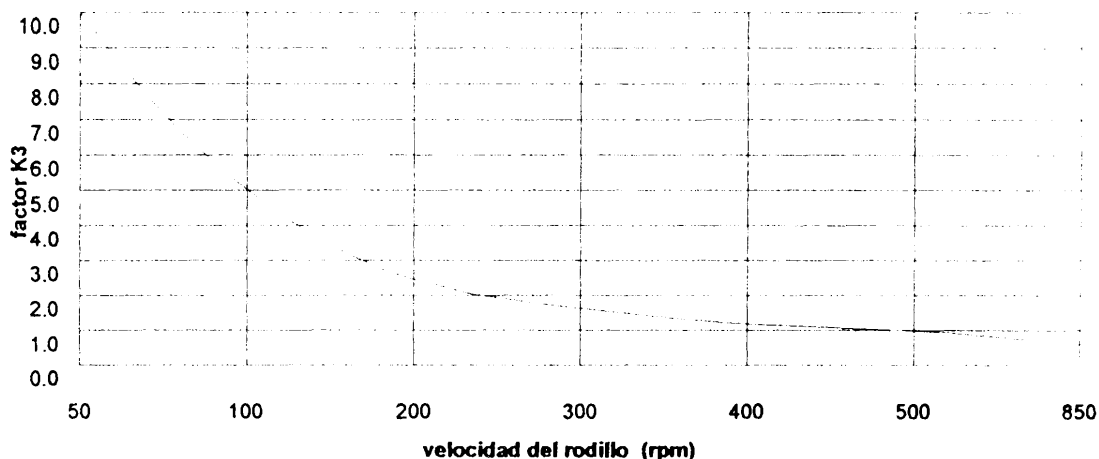


Figura 3.3 Efecto de la velocidad en la vida L10 de los rodillos

La velocidad angular de los rodillos en revoluciones por minuto se la puede calcular usando la siguiente ecuación:

$$\omega_{ro} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot d} \quad 3.11$$

donde

ω_{ro} = velocidad angular de los rodillos (rpm)

v = velocidad de la banda (m/s)

d = diámetro de los rodillos (mm)

Haciendo una aproximación numérica mediante el uso de los polinomios de interpolación de Lagrange del gráfico proporcionado por el fabricante podemos derivar una ecuación que relacione la velocidad del rodillo ω en rpm versus el factor K_3 , esta ecuación viene dada como sigue:

$K_3 = \text{polinomio-2}(x)$

donde

x = velocidad angular de los rodillos (rpm)

Efecto del diámetro del rodillo en la vida L_{10} de los mismos

Para una velocidad de banda dada, mientras más grande sea el diámetro de los rodillos empleado, mayor será la vida L_{10} de los

mismos. La figura 3.4 muestra los factores de ajuste K_4 de la vida L_{10} para varios diámetros de rodillos usando el valor de diámetro de 4" como la unidad.

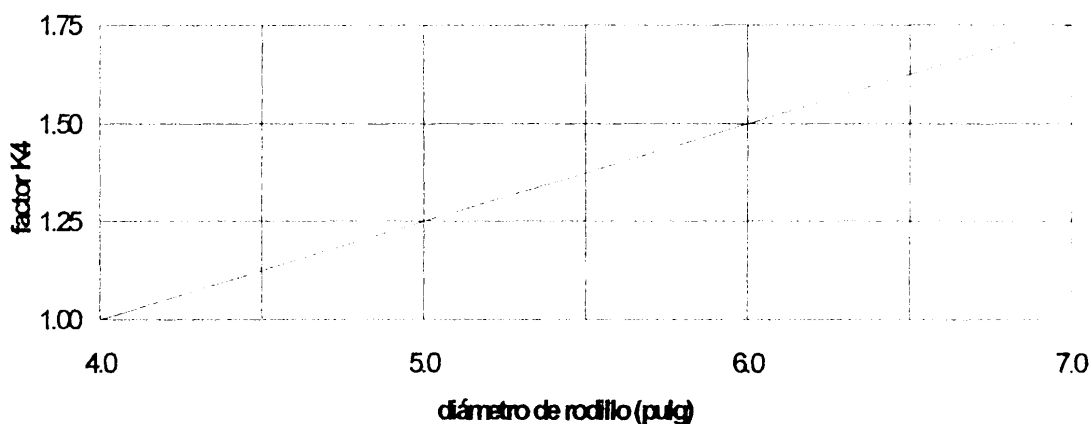


Figura 3.4 Efecto del diámetro en la vida L_{10} de los rodillos

En base a esta gráfica se puede calcular el porcentaje de incremento de la vida L_{10} en función del incremento en el diámetro del rodillo para una velocidad dada; además hemos derivado una ecuación en base al gráfico dado por el fabricante para determinar el factor K_4 en función del diámetro del rodillo, esta ecuación viene dada por:

$$K_4 = 1 + 0.25 (d - 4) \quad 3.12$$

donde,

K_4 = factor de ajuste de la vida del rodillo debido al diámetro

d = diámetro del rodillo (pulg.)

Efecto del mantenimiento, ambiente y temperatura en la vida L_{10}

Basada en la aplicación y la experiencia de los fabricantes de rodillos según las normas de CEMA, estas condiciones especiales son muy importantes en la determinación de la vida L_{10} de los rodillos. Estos resultados experimentales se muestran graficados en las figuras 3.5, 3.6 y 3.7 los cuales muestran los factores K_5 , K_6 , K_7 correspondientes al efecto del mantenimiento, condiciones ambientales y temperatura respectivamente.

De las gráficas dadas por los fabricante podemos determinar los valores discretos del los factores de ajuste K_5 y K_6 dependiendo del tipo de mantenimiento y las condiciones ambientales de operación de la banda transportadora; estos valores son los siguientes:

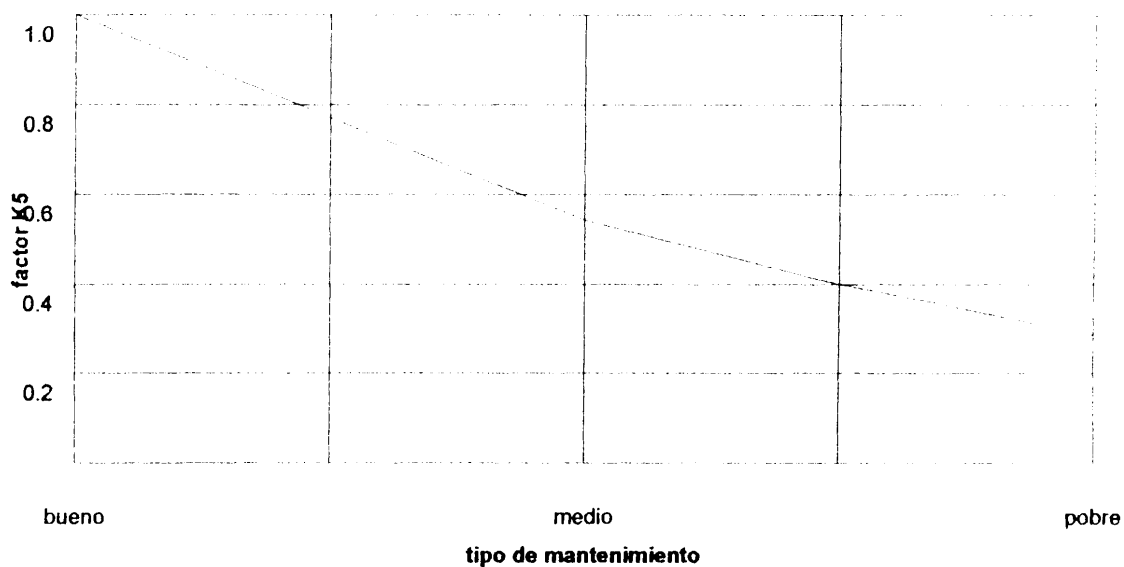


Figura 3.5 Efecto del mantenimiento en la vida L_{10} de los rodillos

Factor K_5 : efecto del mantenimiento

Tipo de mantenimiento	K_5
➤ Bueno	1.0
➤ Aceptable	0.78
➤ Regular	0.54
➤ Deficiente	0.40
➤ Pobre	0.28

Factor K_6 : efecto del medio ambiente

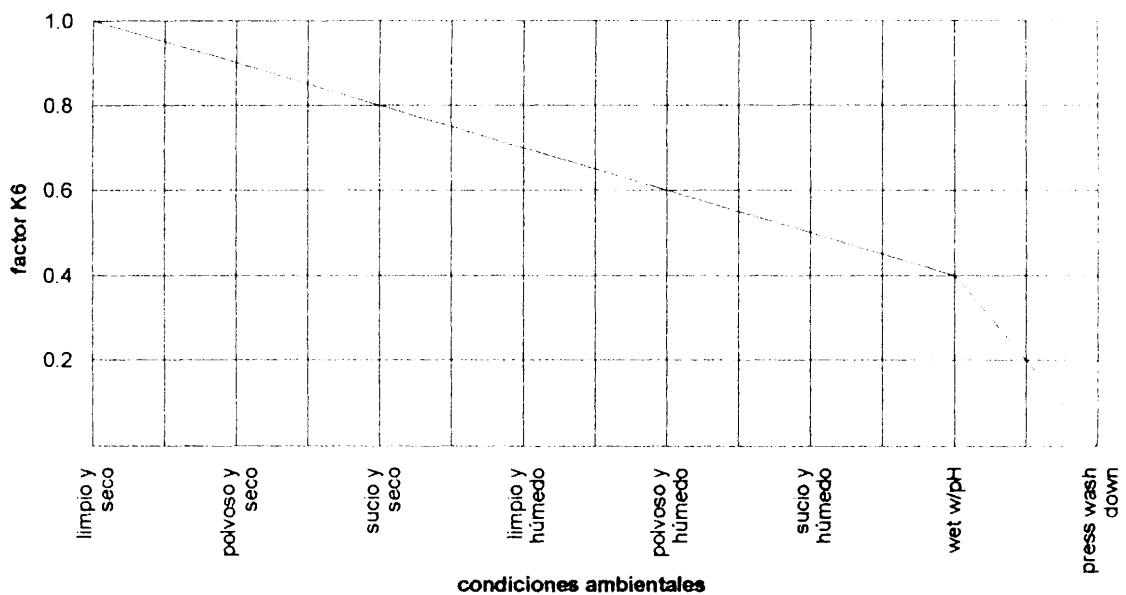


Figura 3.6 Efecto del medio ambiente en la vida L10 de los rodillos

Condiciones ambientales	K_6
➤ Limpio y seco	1.0
➤ Polvoso y seco	0.9

➤ Sucio y seco	0.8
➤ Limpio y húmedo	0.7
➤ Polvoso y húmedo	0.6
➤ Sucio y húmedo	0.5

Factor K_7 : efecto de la temperatura

Del mismo modo, de la gráfica del efecto de la temperatura sobre la vida de los rodillos dada por el fabricante, podemos derivar una ecuación para determinar el factor K_7 en función de la temperatura en grados Fahrenheit, esta ecuación es la siguiente:

$K_7 = 1.0$	$0 < T < 130$
$K_7 = 1 - 0.01 (T - 130)$	$130 < T < 170$
$K_7 = 0.6 - 0.005 (T - 170)$	$170 < T < 210$
$K_7 = 0.4$	$T > 210$

donde

K_7 = efecto de la temperatura en la vida de los rodillos

T = temperatura de operación de la banda (°F)



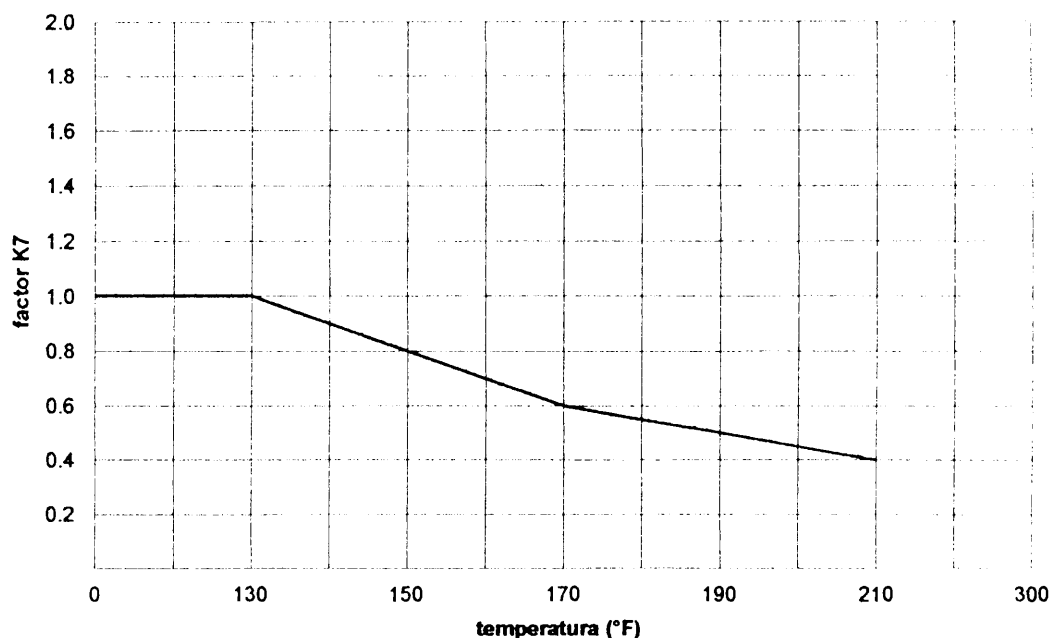


Figura 3.7 Efecto de la temperatura de operación en la vida L10 de los rodillos

Cálculo de la vida del rodillo seleccionado

Una vez determinado la clase CEMA de rodillos que se emplearán en la banda transportadora, se puede estimar la vida útil del rodillo basada en la vida L_{10} mínima que el fabricante estipula en las gráficas de la capacidad de carga de los rodillos.

Por lo tanto para rodillos clase CEMA B y C, la vida L_{10} mínima base según el catálogo es de 30000 horas de operación a 500 rpm. (ver tabla XXXIV)

Por otro lado, para rodillos clase CEMA D y E, la vida L_{10} mínima base según el catálogo es de 60000 horas de operación a 500 rpm.

Por lo tanto podemos determinar la vida L_{10} de los rodillos seleccionados para nuestro sistema de transporte por banda mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7 (L_{10 \text{ nominal }}) \quad 3.13$$

donde la vida L_{10} vendrá expresado en horas de operación a la velocidad de los rodillos en rpm o a la velocidad de la banda en m/s.

Por otro lado, para rodillos clase CEMA D y E, la vida L_{10} mínima base según el catálogo es de 60000 horas de operación a 500 rpm.

Por lo tanto podemos determinar la vida L_{10} de los rodillos seleccionados para nuestro sistema de transporte por banda mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7 (L_{10 \text{ nominal }}) \quad 3.13$$

donde la vida L_{10} vendrá expresado en horas de operación a la velocidad de los rodillos en rpm o a la velocidad de la banda en m/s.

3.3 Diseño y selección de tambores

El diseño de tambores implica determinar el diámetro de tambor, el ancho de cara y el diámetro mínimo del eje del tambor. Adicionalmente se deben seleccionar, de acuerdo al fabricante de tambores, el tipo de polea, el tipo y espesor de recubrimiento, y los rodamientos adecuados.

Determinación del ancho de cara

Para determinar el ancho de cara de las poleas necesitamos conocer el ancho de la banda y aplicar las siguientes ecuaciones según sea el caso:

$$F = B + 0.05; \quad B < 1 \quad 3.14$$

$$F = B + 0.075; \quad B > 1 \quad 3.15$$

donde

F = ancho de cara del tambor (m)

B = ancho de banda (m)

Se debe revisar el catálogo del fabricante para comprobar que existe el tamaño de cara de tambor que se requiere, caso contrario se debe seleccionar el mínimo ancho de cara que cumpla con estas ecuaciones y que el fabricante disponga.

Determinación del diámetro de tambor

La selección del diámetro de tambor apropiado depende principalmente del tipo y espesor de la banda seleccionada. Como se menciona en el capítulo anterior, la banda consta de una carcasa compuesta de fibras sintéticas o de acero embebida en un recubrimiento de goma llamado cobertura. Cuando la cinta se arrolla sobre los tambores, las fibras internas se comportan como una lámina metálica curva, o sea, las fibras más alejadas del centro están sometidas a una mayor tensión que las más próximas. Pueden aplicarse las formulas clásicas de resistencia de materiales para determinar las tensiones en las fibras exteriores de la banda en función del número de capas, los diámetros de los tambores y el esfuerzo tangencial aplicado sobre la misma, pero esto exige un estudio particular en cada caso. Por lo tanto, los fabricantes de bandas indican para cada tipo de tejido, el diámetro mínimo recomendado que se debe emplear. La tabla XVIII muestra estos diámetros según Roulunds para los dos tipos de cintas que este fabricante provee. Para entrar en la tabla XVIII se debe calcular el porcentaje de utilización de la tensión de trabajo unitaria T_u , con la siguiente ecuación:

$$T_{u\%} = \frac{T_u}{T_{u_{\text{banda}}}} \cdot 100 \quad 3.16$$

TABLA XVIII
Diámetros mínimos recomendados para banda Roulunds, 2 capas y múltiples capas (mm)

Tu (porcentaje)		RO-PLY, tipos GWF y GWM							tipo IWE
		200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1.5	630/2 5+1.5	Grip 4	250/2 2+1
70-100%	D ₁	200	250	315	400	400	500	200	200
	D ₂	160	200	250	315	315	400	160	160
	D ₃	-	160	200	250	250	315	-	160
50-70%	D ₁	160	200	250	315	315	400	160	200
	D ₂	160	160	200	250	250	315	160	160
	D ₃	-	160	160	200	200	250	-	160
< 50%	D ₁	160	160	200	250	250	315	160	160
	D ₂	160	160	160	200	200	250	160	160
	D ₃	-	160	160	160	160	200	-	160

Tu (porcentaje)	# capas	EP 100			EP 125			EP 160			EP 200			EP 250 y 315			EP 400 y 500			EP 630			
		D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	
65-100%	2	160	160	125	200	160	160	250	200	160	315	250	200										
	3	200	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500				
	4	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	
	5	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000	
	6				630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000	2000	1600	1250	
30-65%	2	160	125	125	200	160	160	200	160	160	250	200	160										
	3	200	160	160	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400				
	4	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	
	5	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	
	6				500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000	
< 30%	2	125	125	125	160	160	160	160	160	160	200	200	160										
	3	160	160	160	200	160	160	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315				
	4	200	160	160	250	200	200	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	
	5	250	200	200	315	250	250	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	
	6				400	315	315	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	

Referencia: Catálogo Roulunds Bandas Transportadoras, pags 16 y 17

Por otro lado, se debe verificar el diámetro mínimo de tambor requerido en función de la tensión máxima a la que la banda estará sometida. Los fabricantes de tambores proporcionan tablas para la selección del diámetro apropiado en función de la tensión de trabajo unitaria T_u y del arco de contacto entre la cinta y el tambor. La tabla XIX muestra estos valores según DODGE. Cabe indicar que los valores de dicha tabla están tabulados en unidades distintas a las de esta tesis; la tensión de trabajo unitaria T_u está definida en unidades PIW (pounds per inch of belt width), las tensiones en libras y el ancho de banda en pulgadas. La tabla muestra los valores con las conversiones necesarias.

Dodge fabrica dos tipos de poleas para bandas transportadoras: poleas tipo tambor (drum pulleys) y poleas con aletas (wing pulleys). Las poleas con aletas deberán ser empleadas en los casos en que la tensión de operación de la banda no exceda 130 N/mm (750 PIW)

Con estos dos criterios de selección, podemos determinar el diámetro de los tambores: motriz, conducido, de tensión, y tambores adicionales; escogiendo el mayor valor del que nos den las tablas XVIII y XIX. Para la tabla XIX, en el caso de los tambores que no sean motrices se usará T_2 para calcular la tensión de trabajo unitaria T_u .

TABLA XIX

Diámetros recomendados por Dodge para tambores en función de la tensión de trabajo unitaria T_u (N/mm)

Para poleas tipo TAMBOR (DRUM PULLEYS)

arco de contacto (°)	DIÁMETRO DEL TAMBOR (pulg) (mm)													
	8 200	10 250	12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	24 600	30 750	36 900	42 1050	48 1200	54 1350	60 1500
10	11	14	17	21	25	31	36	46	61	75	91	106	121	136
20	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105
30	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	61	71	81	91
40	6	8	10	12	15	18	21	26	35	43	52	61	69	78
50	5	7	8	11	12	15	18	23	30	38	45	53	60	68
60	5	7	8	11	12	15	18	22	29	36	44	51	58	66
70	5	7	9	11	13	15	18	23	31	39	46	53	61	69
80	6	8	9	11	14	17	20	25	33	41	50	58	66	75
90	6	8	10	12	15	18	21	26	35	45	53	62	71	80
100	7	9	11	13	16	19	23	28	38	47	57	67	75	85
110	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	61	71	81	91
120	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	75	86	96
130	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105
140	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118
150	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118	132
160	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131	147
170	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146	163
180	15	18	22	28	34	40	48	61	81	101	121	141	161	182
190	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146	163
200	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131	147
210	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118	132
220	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118
230	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105
240	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	75	86	96

Para poleas con aletas (WING PULLEYS)

Diámetro		Tensión unitaria T_u	
mm	pulg	N/mm	PIW
200	8	14	80
250	10	18	100
300	12	21	120
350	14	25	140
400	16	28	160
450	18	32	180
500	20	35	200
600	24	42	240
750	30	49	280
900	36	61	350

Determinación del diámetro mínimo del eje del tambor

El eje del tambor es el elemento rotatorio generalmente de sección transversal circular cuya función es transmitir el movimiento y la potencia a la banda transportadora. Dada la configuración geométrica de los tambores en las bandas transportadoras, los criterios de diseño más importantes que se deben considerar para diseñar el eje son:

- Deformación por flexión
- Deformación por torsión

El primer paso para el diseño de los ejes es calcular la fuerza resultante sobre los tambores, la cual depende de las tensiones T_1 (tensión máxima), T_2 (tensión mínima) y del ángulo de contacto entre el tambor y la banda θ ; las ecuaciones son las siguientes (8):

$$R_T = (T_1 + T_2) \cdot \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad \text{tambores motrices} \quad 3.17$$

$$R_T = (2T_2) \cdot \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad \text{tambores no-motrices} \quad 3.18$$

Donde

R_T = fuerza resultante sobre el tambor (N)

y los demás parámetros se especificaron anteriormente.

Luego tenemos que determinar el momento flector y el torque que actúan sobre el eje del tambor. Las ecuaciones son las siguientes:

$$T = \frac{P_m \cdot 60 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot \omega_T} \quad 3.19$$

Donde

T = torque en el tambor (N.mm)

P_m = potencia instalada del motor (KW)

ω_T = velocidad angular del tambor (rpm)

Esta última puede ser calculada de la siguiente manera:

$$\omega_T = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad 3.20$$

Donde

v = velocidad de la banda (m/s)

D = diámetro del tambor (mm)

Luego tenemos la ecuación para el momento flector sobre el eje del tambor, así:

$$M = \frac{R_T (B_C - F)}{4} \quad 3.21$$

Donde

M = momento flector en el tambor (N.mm)

B_c = distancia entre apoyos (mm)

F = ancho de cara del tambor (mm)

Los valores de B_c se determinan de acuerdo a la geometría de la estructura del transportador, pero podemos emplear los valores recomendados de la tabla XX en función del ancho de la banda y del tipo de tambor.

TABLA XX
Distancia entre apoyos en los tambores

ancho de banda		distancia entre apoyos (mm)		
pulg.	mm	tambor motriz y de cabeza	tambor de cola y contrapeso	tambor adicional y desviador
16	400	760	760	630
18	450	810	810	680
24	600	1020	1020	840
30	750	1170	1170	990
36	900	1370	1370	1140
42	1050	1520	1520	1300
48	1200	1680	1680	1450
54	1350	1830	1830	1600
60	1500	1980	1980	1750
66	1650	2130	2130	1900
72	1800	2400	2400	2050
84	2100	2700	2700	2350
96	2400	3000	3000	2650
100	2500	3100	3100	2750

Referencia: Bulk Solids Handling, volume 6, No.2, April 1986

Finalmente con estos valores podemos determinar el diámetro mínimo necesario del eje del tambor debido a los esfuerzos combinados tanto de flexión como de torsión. Aplicando la teoría de von Mises, el diámetro del eje se calcula con la siguiente ecuación:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \eta}{\pi \cdot S_y} \left(\sqrt{(k_b \cdot M)^2 + T^2} \right)} \quad 3.22$$

Donde

d_s = diámetro mínimo del eje (mm)

η = factor de seguridad (5.8 para fatiga)

S_y = esfuerzo de fluencia del material del eje (Mpa)

k_b = 2.5 (factor por carga de transmisión)

M = momento flector (N.mm)

T = torque (N.mm)

Esta ecuación es aplicable para el diseño del eje del tambor motriz únicamente; los ejes de los otros tambores se seleccionan en base a la fuerza resultante sobre el eje R_T y el ancho de cara del tambor respectivo según la tabla XXI. Para el tambor motriz se escoge el mayor valor que resulte tanto del cálculo con la ecuación 3.22, como de la selección en base a la tabla XXI.

TABLA XXI

Diámetros recomendados por Dodge para ejes de tambores en función de la fuerza resultante RT (KN)

diám. del eje (pulg)	BC - F (mm)	ANCHO DE CARA DEL TAMBOR (pulg) (mm)														
		12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	22 550	26 650	32 800	38 950	44 1100	51 1275	57 1425	63 1575	66 1650	
1 3/16	50	4.5	4.1	3.5	3.0	2.6	2.4	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.8	0.7	
	150	2.5	2.3	2.0	1.7	1.5	1.3	1.1	3.1	0.7	0.6	0.8	0.4	0.4	0.4	
	250	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.6	0.5	0.4	0.4	0.3	0.3	0.3	
	350	1.3	1.2	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	
1 7/16	75	6.7	6.7	6.2	5.3	4.9	4.2	3.5	2.8	2.3	2.0	1.6	1.5	1.3	1.3	
	150	4.5	4.5	4.2	3.7	3.2	2.9	2.4	1.9	1.6	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8	
	250	3.1	3.1	2.9	2.5	2.2	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.6	
	350	2.4	2.4	2.3	2.0	1.7	1.6	1.3	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.4	
1 11/16	75	10.7	10.7	10.7	10.2	8.9	8.0	6.7	5.3	4.4	3.7	3.2	2.8	2.5	2.4	
	150	7.1	7.1	7.1	7.1	6.2	5.3	4.5	3.6	2.9	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6	
	250	4.9	4.9	4.9	4.9	4.3	3.8	3.1	2.5	2.0	1.7	1.5	1.3	1.2	1.2	
	400	3.5	3.5	3.5	3.3	2.9	2.6	2.2	1.7	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.8	
1 15/16	75	16.5	16.5	16.5	16.5	15.6	13.8	11.6	9.4	7.6	6.2	5.3	4.9	4.4	4.2	
	150	11.1	11.1	11.1	11.1	10.7	9.4	8.0	6.2	4.9	4.4	3.7	3.3	3.0	2.9	
	250	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	6.7	5.3	4.3	3.6	3.0	2.6	2.3	2.1	1.9	
	400	5.3	5.3	5.3	5.3	4.9	4.5	3.7	3.0	2.5	2.1	1.8	1.6	1.4	1.4	
2 3/16	75	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	22.7	18.7	14.7	12.5	10.7	8.9	8.0	7.1	6.7	
	200	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.5	10.2	8.5	6.7	5.8	4.9	4.4	4.0	3.8	
	300	9.8	32.1	9.8	9.8	9.8	9.4	7.6	6.2	4.9	4.3	3.7	3.3	2.9	2.8	
	450	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	5.3	4.4	3.6	3.1	2.6	2.4	2.1	2.0	
2 7/16	100	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	24.9	19.6	16.5	13.8	12.0	10.7	9.4	8.9	
	200	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	16.0	12.9	10.7	8.9	7.6	6.7	6.2	5.8	
	300	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	12.0	9.4	7.6	6.7	5.8	4.9	4.5	4.1	
	450	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	8.5	6.7	5.8	4.9	4.1	3.6	0.6	3.1	
2 11/16	100	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	28.5	23.6	20.0	16.9	15.1	13.8	12.9	
	200	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	18.7	15.1	12.9	11.1	9.8	8.9	8.5	
	300	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	13.8	11.6	9.8	8.5	7.1	6.7	6.2	
	450	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	9.8	8.0	7.1	5.8	5.3	4.9	4.5	
2 15/16	100	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	40.5	33.4	28.5	24.5	21.8	19.6	20.9	
	200	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	26.7	21.8	18.7	16.0	14.3	12.9	34.3	
	350	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	17.4	14.3	12.5	10.2	9.4	8.5	8.0	
	500	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	12.9	10.7	8.9	7.6	7.1	6.2	5.8	
3 7/16	150	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	45.0	37.9	32.1	28.5	25.4	24.5	
	250	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	33.0	28.1	23.6	20.9	18.7	17.8	
	350	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	25.8	21.8	18.7	16.5	14.7	14.3	
	500	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	19.6	16.9	14.3	12.5	11.1	10.7	
3 15/16	150	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	63.3	53.5	47.2	42.3	40.1	
	250	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	47.2	39.6	35.2	31.6	29.8	
	350	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	37.4	31.6	28.1	24.9	23.6	
	500	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	28.5	24.1	21.4	19.2	18.3	
4 7/16	200	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	85.1	71.7	63.3	56.6	53.9	
	300	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	65.9	55.7	49.4	44.1	41.9	
	400	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	53.9	45.9	40.5	36.1	34.3	
	550	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	42.3	36.1	31.6	28.5	26.7
4 15/16	200		112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	105.1	92.7	82.4	78.4	
	300		88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	82.9	73.1	65.0	61.9
	400		73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	68.6	60.1	53.9	51.2
	550		57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	54.3	47.7	42.8	40.5
5 7/16	250			118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	111.8	99.3	94.0	
	350			98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	92.2	82.0	78.0	
	450			83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	78.8	69.9	66.4
	600			68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	64.6	57.0	54.3

6	250			159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0	159.0
	350			131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4	131.4
	450			111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8	111.8
	600			91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8	91.8
6 1/2	300				174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6	174.6
	400				147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9	147.9
	500				128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3	128.3
	650				106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9	106.9
7	300				218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3	218.3
	400				184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4	184.4
	500				159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9	159.9
	650				133.2	133.2	89.1	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2	133.2
7 1/2	350				241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0	241.0
	450				207.1	207.1	207.1	216.0	216.0	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1	207.1
	550				181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7	181.7
	700				153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2	153.2
8	350				292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7	292.7
	450				251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2	251.2
	550				220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5
	700				186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2	186.2
8 1/2	400							301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6	301.6
	500							264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6	264.6
	600							235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6	235.6
	750							202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2	202.2
9	400							358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1	358.1
	500							314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0	314.0
	650							265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0	265.0
	800							229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4	229.4
9 1/2	400							421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0	421.0
	550							347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9	347.9
	700							296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2	296.2
	850							257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9	257.9
10	400							490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0	490.0
	550							405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8	405.8
	700							345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7	345.7
	850							288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7	288.7

Referencia: DODGE, Catálogo de selección de elementos para bandas transportadoras

Selección de los rodamientos para el eje del tambor

Conocido el diámetro del eje del tambor, solo basta con determinar la capacidad de carga dinámica requerida para seleccionar los rodamientos adecuados para el eje del tambor motriz, de cola, desviadores, de tensión y adicionales. Para ello es necesario conocer la vida nominal L_{10h} en horas de servicio que la banda debe trabajar y la carga dinámica equivalente que actúa sobre los rodamientos.

La ecuación de la vida nominal en horas de servicio es la siguiente:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot \omega_T} \left(\frac{C_d}{P_d} \right)^p \quad 3.23$$

Donde

L_{10h} = vida nominal, en horas de servicio

ω_T = velocidad angular del tambor (rpm)

C_d = Capacidad dinámica de carga (N)

P_d = carga dinámica equivalente (N)

p = exponente de la fórmula de la vida

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos

La vida nominal de los rodamientos depende de las horas de servicio que la banda transportadora trabajará según los requerimientos de producción. Como guía de este valor se puede considerar a las cintas transportadoras como máquinas para 8 horas de trabajo continuo diario totalmente utilizadas, para las cuales se espera una vida nominal entre 20000 a 30000 horas de servicio.

Las cargas que actúan sobre los rodamientos se compone de la fuerza resultante sobre el tambor R_T (que ya fue calculada anteriormente), más la fuerza de inercia adicional correspondiente al peso del tambor seleccionado. Por lo tanto, la carga total sobre cada rodamiento viene dada por la ecuación siguiente:

$$F_R = \frac{R_T + W_T}{2} \quad 3.24$$

Donde

F_R = carga sobre el rodamiento (N)

R_T = fuerza resultante sobre el tambor (N)

W_T = peso promedio del tambor seleccionado (N)

El valor del peso promedio de los tambores lo podemos obtener de la tabla XXII, la cual muestra los pesos de tambores según DODGE, tanto para tambores llenos (Drum pulleys) como para tambores con aletas (Wing pulleys), en función del diámetro del tambor y del ancho de cara del mismo. Estos son valores promedio, pero si se conoce exactamente el tipo del tambor seleccionado, es preferible consultar el catálogo del fabricante para determinar el peso real de dicho tambor.

TABLA XXII

Pesos promedios de tambores DODGE para bandas transportadoras (KN)

poleas tipo TAMBOR (Drum Pulleys)

ancho de cara tambor		DIÁMETRO DEL TAMBOR (pulg) (mm)														
mm	pulg	6 150	8 200	10 250	12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	24 600	30 750	36 900	42 1050	48 1200	54 1350	60 1500
300	12	0.12	0.15	0.22	0.33	0.42	0.47	0.55	0.60	0.79	1.13	1.43	2.12	2.58	0.00	0.00
350	14	0.13	0.16	0.24	0.35	0.45	0.56	0.65	0.71	0.90	1.27	1.58	2.08	2.79	3.32	5.72
400	16	0.14	0.18	0.25	0.37	0.47	0.58	0.86	0.92	1.22	1.51	1.99	2.39	3.11	3.66	6.13
450	18	0.15	0.19	0.27	0.39	0.49	0.61	0.90	0.96	1.72	2.39	2.76	3.77	4.35	5.01	6.98
500	20	0.16	0.20	0.28	0.41	0.51	0.63	0.93	1.00	1.80	2.73	3.13	4.19	4.79	5.80	7.47
550	22	0.16	0.21	0.30	0.43	0.53	0.66	0.97	1.04	1.87	2.82	3.24	4.37	4.99	6.02	7.72
600	24	0.17	0.23	0.31	0.45	0.55	0.68	1.01	1.09	1.94	2.92	5.44	6.23	7.09	8.03	9.04
650	26	0.18	0.24	0.33	0.46	0.57	0.71	1.04	1.13	2.02	3.01	5.59	6.40	7.29	8.25	9.29
750	30	0.20	0.26	0.36	0.50	0.62	0.76	1.12	1.21	2.16	3.38	5.88	6.75	7.68	8.70	9.79
800	32	0.21	0.28	0.37	0.52	0.64	0.78	1.15	1.25	2.24	3.47	6.34	7.38	8.52	9.76	11.10
900	36	0.23	0.31	0.42	0.57	0.71	0.87	1.27	1.39	2.50	3.65	6.64	7.73	8.92	10.21	11.59
950	38	0.24	0.32	0.43	0.60	0.73	0.90	1.31	1.44	2.57	3.75	6.78	7.90	9.11	10.43	11.96
1000	40	0.25	0.33	0.45	0.61	0.75	0.92	1.35	1.48	2.65	3.84	6.93	8.07	9.31	10.65	12.09
1100	44	0.27	0.36	0.48	0.65	0.80	0.97	1.43	1.56	2.79	4.03	7.23	8.42	9.71	11.10	12.58
1150	46	0.28	0.37	0.49	0.67	0.82	0.99	1.56	1.60	2.87	4.12	7.38	8.59	9.91	11.32	12.83
1275	51	0.30	0.40	0.53	0.72	0.87	1.06	1.65	1.71	3.05	4.35	7.75	9.02	10.40	11.88	13.46
1350	54	0.32	0.43	0.57	0.76	0.94	1.13	1.76	1.83	3.27	4.67	8.28	9.75	11.34	13.05	14.89
1425	57	0.33	0.45	0.59	0.79	0.97	1.17	1.81	1.89	3.39	4.81	8.50	10.00	11.64	13.39	15.26
1500	60	0.34	0.46	0.61	0.82	1.00	1.20	1.87	1.96	3.50	4.95	8.72	10.26	11.93	13.72	15.63
1575	63	0.36	0.48	0.64	0.85	1.03	1.24	1.92	2.01	3.61	5.09	8.94	10.52	12.23	14.05	16.01
1650	66	0.37	0.50	0.66	0.87	1.06	1.28	1.98	2.08	3.72	5.23	9.17	10.78	12.53	14.39	16.37
1800	72	0.40	0.54	0.72	0.95	1.16	1.39	2.14	2.26	4.05	5.51	9.61	11.31	13.12	15.06	17.12
1875	75	0.41	0.57	0.74	0.98	1.19	1.43	2.19	2.33	4.16	5.64	9.83	11.56	13.42	15.39	17.49
1950	78	0.43	0.58	0.77	1.01	1.22	1.47	2.25	2.39	4.27	5.96	10.36	12.29	14.35	16.57	18.93

poleas con aletas (Wing Pulleys)

ancho de cara tambor		DIÁMETRO DEL TAMBOR (pulg) (mm)									
mm	pulg	8 200	10 250	12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	24 600	30 750	36 900
300	12	0.16	0.29	0.37	0.49	0.54	0.60	0.67	0.88	1.33	2.02
350	14	0.19	0.32	0.40	0.54	0.66	0.72	0.80	1.03	1.53	2.30
400	16	0.20	0.35	0.44	0.59	0.72	0.94	0.94	1.27	1.81	2.65
450	18	0.23	0.38	0.47	0.65	0.78	1.00	1.00	1.67	2.49	3.36
500	20	0.25	0.41	0.50	0.70	0.84	1.07	1.07	1.77	2.81	3.70
550	22	0.27	0.44	0.54	0.75	0.90	1.14	1.14	1.87	2.95	3.92
600	24	0.29	0.47	0.56	0.81	0.97	1.21	1.21	1.97	3.10	4.15
650	26	0.30	0.50	0.61	0.86	1.03	1.27	1.27	2.07	3.26	4.38
750	30	0.34	0.56	0.67	0.96	1.15	1.41	1.41	2.27	3.56	4.84
800	32	0.37	0.58	0.71	1.02	1.22	1.48	1.48	2.37	3.72	5.07
900	36	0.44	0.61	0.76	1.02	1.27	1.49	1.62	2.58	4.03	5.54
950	38	0.47	0.64	0.80	1.07	1.33	1.56	1.69	2.68	4.18	5.77
1000	40	0.49	0.79	0.93	1.12	1.39	1.63	1.76	2.78	4.34	6.01
1100	44	0.54	0.86	1.01	1.21	1.51	1.77	1.90	2.99	4.65	6.48
1150	46	0.57	0.90	1.05	1.26	1.57	1.84	1.96	3.09	4.81	6.72
1275	51	0.63	1.00	1.16	1.38	1.73	2.02	2.14	3.35	5.20	7.31
1350	54	0.66	1.06	1.22	1.45	1.82	2.12	2.25	3.51	5.43	7.66
1425	57	0.70	1.11	1.28	1.52	1.91	2.23	2.35	3.66	5.67	8.02
1500	60	0.74	1.17	1.35	1.59	2.00	2.33	2.74	3.81	5.90	8.37
1575	63	0.78	1.23	1.41	1.67	2.10	2.44	2.86	3.97	6.14	8.74
1650	66	0.81	1.29	1.47	1.74	2.19	2.55	2.98	4.12	6.37	9.04

Referencia: DODGE Catálogo de componentes para bandas transportadoras

Una vez determinada la carga sobre el rodamiento, debemos determinar la carga dinámica equivalente P_d . Si la carga F_R sobre el rodamiento calculada con la ecuación 3.24 cumple con las propiedades de la capacidad dinámica de carga C_d , es decir, si es constante en magnitud y dirección, y actúa radialmente sobre un rodamiento radial, o axialmente y centrada sobre un rodamiento axial, entonces $P_d = F_R$, pudiendo introducir F_R directamente en las ecuaciones de la vida. En el caso del tambor en la banda transportadora, la carga aplicada es radial y no existe una componente axial, por lo tanto tenemos el valor de la carga dinámica equivalente con la cual podemos determinar la capacidad dinámica de carga C_d , conociendo la vida del rodamiento L_{10h} , mediante la ecuación 3.23.

Conocida la capacidad dinámica de carga y el diámetro del eje del tambor, podemos seleccionar cualquier rodamiento apropiado consultando el catálogo del fabricante.

3.4 Diseño del sistema de alimentación del material

Generalmente, las bandas transportadoras son alimentadas a través de un chute o tolva que guía el material hasta la zona donde se encuentran las guías de carga. La trayectoria del material cuando abandona la banda es importante en la determinación de la ubicación de estos chutes o tolvas receptoras. Esta trayectoria del material que descarga de la banda está determinada por las siguientes relaciones de fuerzas:

1. La fuerza centrífuga, la cual actúa en contra de la gravedad y determina el punto en el que el material abandona la banda.
2. La velocidad del material en el instante en que abandona la banda
3. La fuerza de gravedad que actúa sobre la carga en el instante que esta deja la banda y de ahí en adelante.

Las ecuaciones para estas componentes son:

$$F_c = \frac{M_{pm} \cdot v^2}{g \cdot r} \quad 3.25$$

$$y = \frac{1}{2} g \cdot t^2 \quad 3.26$$

Donde

F_c = fuerza centrífuga

M_{pm} = carga del producto por metro de banda (kg/m)

v = velocidad de la banda (m/s)

r = radio desde el centro del tambor hasta el centro de gravedad del material (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

y = distancia de caída del material (m)

t = tiempo (s)



La fuerza centrífuga, por definición, actúa en la dirección radial. La acción de la fuerza centrífuga es opuesta a la componente radial del peso del material sobre la banda. Esta componente puede determinarse con la siguiente ecuación:

$$M_{pm(r)} = M_{pm} \cdot \cos \phi \quad 3.27$$

Donde

ϕ = ángulo de fuga del material desde la banda ($^{\circ}$)

Dado que la componente radial del peso del material sobre la banda actúa en la misma dirección, pero con sentido opuesto a la fuerza centrífuga, el punto en el que se equilibran estas dos fuerzas determina el lugar donde el material abandona la banda. Por lo tanto, en el instante en que el material abandona la banda se cumple que:

$$\frac{M_{pm} \cdot v^2}{g \cdot r} = M_{pm} \cdot \cos \phi$$

O también,

$$\frac{v^2}{g \cdot r} = \cos \phi \quad 3.28$$

Cuando el valor v^2/gr excede el coseno del ángulo de inclinación de la banda, el material empezará a abandonar la banda en el punto donde la banda es tangente al tambor debido a que la fuerza centrífuga sobrepasa a la componente radial del peso del material. Se pueden dar 6 casos generales que indican el punto donde el material abandona la banda y se muestran en la siguientes figuras. (3.8-3.13)

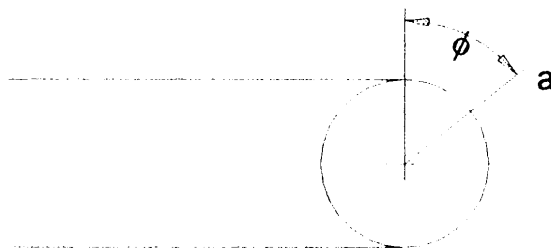


Figura 3.8 Baja velocidad, horizontal

En este caso (figura 3.8), si la velocidad de la banda es tal que v^2/gr resulta menor que 1, la descarga del material empezará en el punto "a", en donde este valor es igual al $\cos \phi$

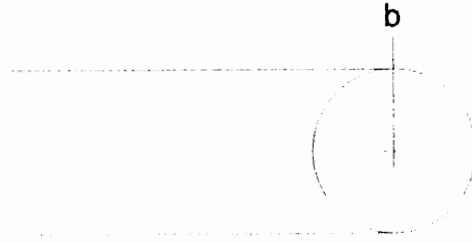


Figura 3.9 Alta velocidad, horizontal

En este caso, (figura 3.9), si la velocidad de la banda es tal que el v^2/gr es mayor que la unidad, la descarga empezará en el punto "b", o sea, en donde la banda llegue a ser tangente al tambor.

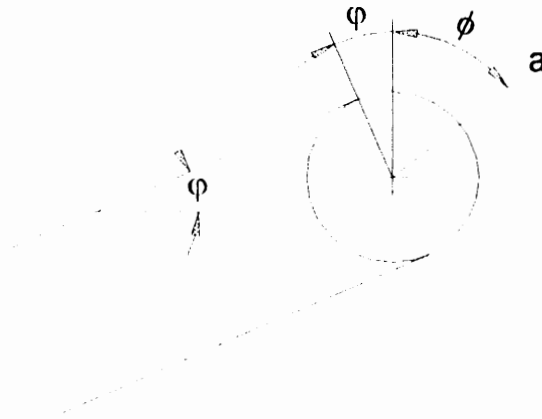


Figura 3.10 Baja velocidad, ascendente

En este caso, (figura 3.10), si la velocidad de la banda es tal que v^2/gr es menor que el coseno del ángulo de inclinación φ , el punto de descarga estará en "a", donde ϕ es el ángulo cuyo coseno es v^2/gr .

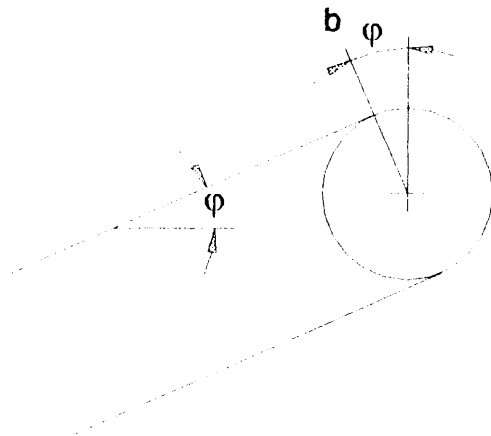


Figura 3.11 Alta velocidad, ascendente

En este caso, (figura 3.11), si la velocidad de la banda es tal que v^2/gr es mayor que el coseno del ángulo de inclinación ϕ , el punto de descarga estará en el punto "b" en el cual la banda llega a ser tangente al tambor.

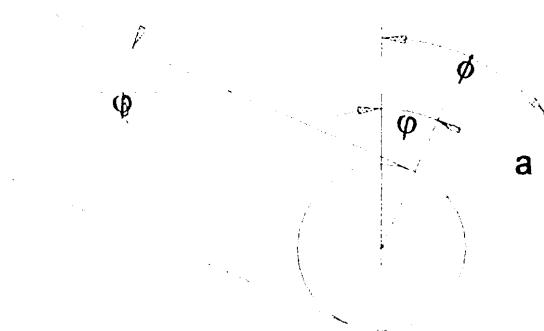


Figura 3.12 Baja velocidad,

Aquí, si la velocidad de la banda es tal que v^2/gr es menor que el coseno del ángulo de inclinación ϕ , el punto de descarga estará en el punto "a".

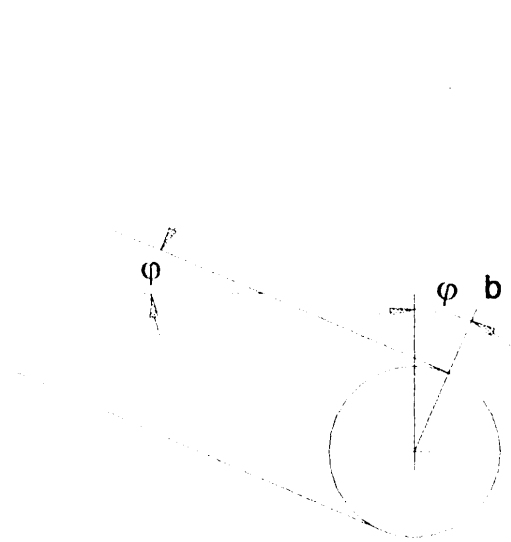


Figura 3.13 Alta velocidad,

En este caso, si la velocidad de la banda es tal que v^2/gr es mayor que el coseno del ángulo de inclinación ϕ el punto de descarga estará en "b", en el cual, la banda llega a ser tangente al tambor.

Una vez determinado el punto de descarga, se puede trazar una tangente al tambor motriz en dicho punto. Esta tangente representaría la trayectoria del material si este no se viera afectado por la gravedad.

Llamaremos X a la distancia que avanzaría el material a lo largo de esta tangente, por lo tanto, por cinemática podemos escribir:

$$X = v \cdot t$$

3.29

Sin embargo, dado que el material también se ve afectado por la aceleración de la gravedad, este no solamente avanza, sino que también cae una distancia e igual a $gt^2/2$. Usando el mismo intervalo

para t que en el cálculo de X , podemos determinar las coordenadas (x,y) que forman la trayectoria del material.

A continuación, describiremos mediante un ejemplo, el cálculo de estas coordenadas y graficaremos la trayectoria del material.

Asuma una banda con las siguientes características:

Velocidad de la banda $v = 1.524 \text{ m/s}$

Radio de curvatura $r = 0.46 \text{ m}$

Ángulo de inclinación de la banda $\phi = 18^\circ$

Por lo tanto

$$\frac{v^2}{g \cdot r} = \frac{1.524^2}{9.8 \cdot 0.46} = 0.5175$$

$$\cos 18^\circ = 0.951$$

como $v^2/g \cdot r$ es menor que 0.951, entonces el punto de descarga estará en el punto "a", donde el $\cos \phi$ sea igual a 0.5175, o sea que

$$\phi = 58^\circ 50'$$

Usando intervalos de tiempo iguales a $1/20$ segundos tenemos

$$X = v \cdot t$$

$$X_1 = 1.524(1/20) = 76.2 \text{ mm}$$

$$X_2 = 1.524(2/20) = 152.4 \text{ mm}$$

$$X_3 = 1.524(3/20) = 228.6 \text{ mm}$$

$$X_4 = 1.524(4/20) = 304.8 \text{ mm}$$

Y la caída del material se determina así:

$$y = g.t^2/2$$

$$y_1 = 9.8(1/20)^2/2 = 12.25 \text{ mm}$$

$$y_2 = 9.8(2/20)^2/2 = 49 \text{ mm}$$

$$y_3 = 9.8(3/20)^2/2 = 110.25 \text{ mm}$$

$$y_4 = 9.8(4/20)^2/2 = 196 \text{ mm}$$

El gráfico de esta trayectoria se muestra en la figura 3.14

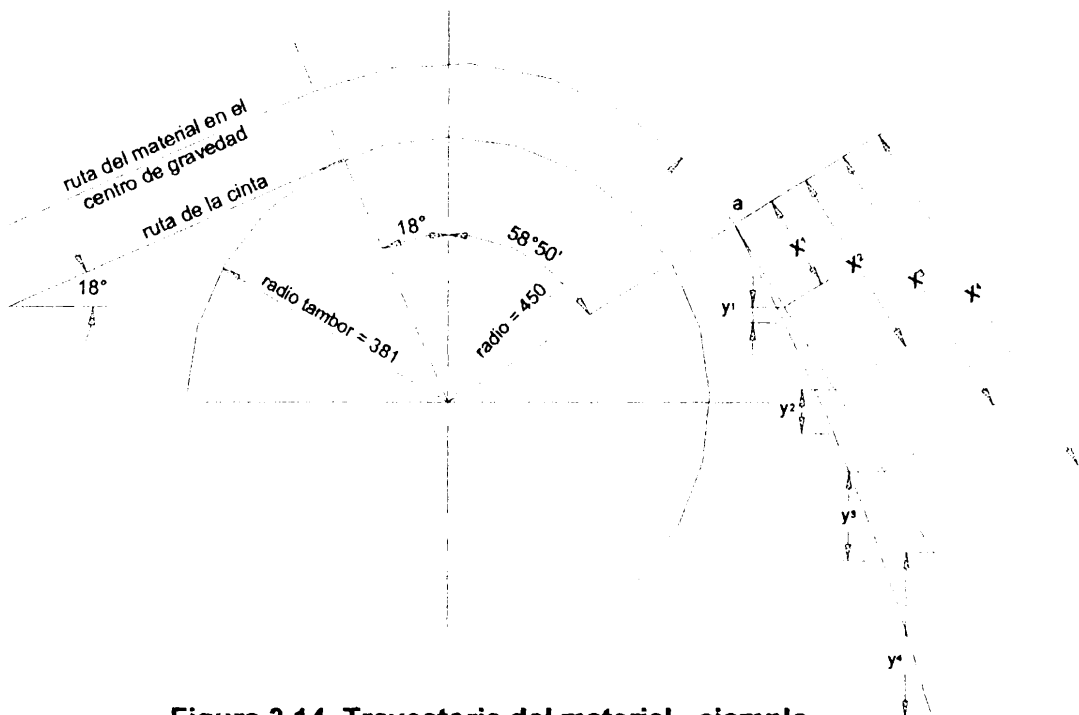


Figura 3.14 Trayectoria del material - ejemplo

3.5 Diseño de radios verticales de transición

En el capítulo 1 de esta tesis se consideró brevemente el ángulo máximo de inclinación que una banda puede manejar. Esta pendiente, sea de ascenso o descenso, está determinada por la tendencia de los terrones del material transportado a rodar sobre la banda bajo la acción de la gravedad, o por la tendencia del material a deslizarse como una masa o por el flujo interno del mismo. Se presentan problemas de rodamiento del material cuando tenemos ángulos muy elevados y alimentación continua. Terrones de material que normalmente deslizarían sobre una banda vacía, pueden ser transportados sin problema sobre una capa de finos o inclusive con otros terrones. Un deslizamiento ocasional del material usualmente no es desastroso y requiere una pequeña limpieza del material derramado. Por otro lado, una gran masa de material deslizándose pudiera sepultar el tramo inferior y causar serios problemas de limpieza.

El ángulo permisible de inclinación varía dentro de la clasificación de los materiales y depende del contenido de humedad, análisis de tamiz, y forma de las partículas. La tabla II muestra los valores recomendados de acuerdo al material, sin embargo, un buen conocimiento acerca del material que se desea transportar es muy útil al momento de determinar el ángulo de inclinación apropiado.

Cuando se tienen tramos de banda con diferentes ángulos de inclinación, se requieren curvas verticales para empalmar las dos tangentes en la transición. Cuando tenemos un cambio negativo en los grados de inclinación, o sea un radio cóncavo, se necesita hacer un análisis para prevenir el levantamiento de la cinta, deformación de los extremos de la banda y tensión excesiva. Cuando se presenta un cambio positivo en la pendiente, o sea un radio convexo, se debe analizar y prevenir una excesiva tensión de los extremos y una deformación central de la banda.

La curva vertical de empalme puede ser asumida como un segmento circular de radio R o una curva parabólica de longitud proyectada X que une las dos tangentes. En realidad, una catenaria sería una forma más exacta de la curva, pero la diferencia entre estos tres tipos de curvas no es significativa para los casos prácticos.

Para determinar la curva vertical, es necesario determinar lo siguiente:

1. Se debe determinar la tensión en el punto de transición, usando las ecuaciones descritas en las secciones anteriores. Cuando se determinan estas tensiones, no se conocen ni el radio de curvatura ni la longitud de la transición; sin embargo la tensión no varía grandemente a través de toda el área de transición. Para la mayoría

de los radios cóncavos, es suficiente asumir que la banda está cargada hasta el punto de intersección de la curva, calculando la tensión en ese punto. Para curvas convexas asuma que la banda está completamente cargada y de nuevo calcule la tensión en dicho punto; estas condiciones se observan en la figura 3.15

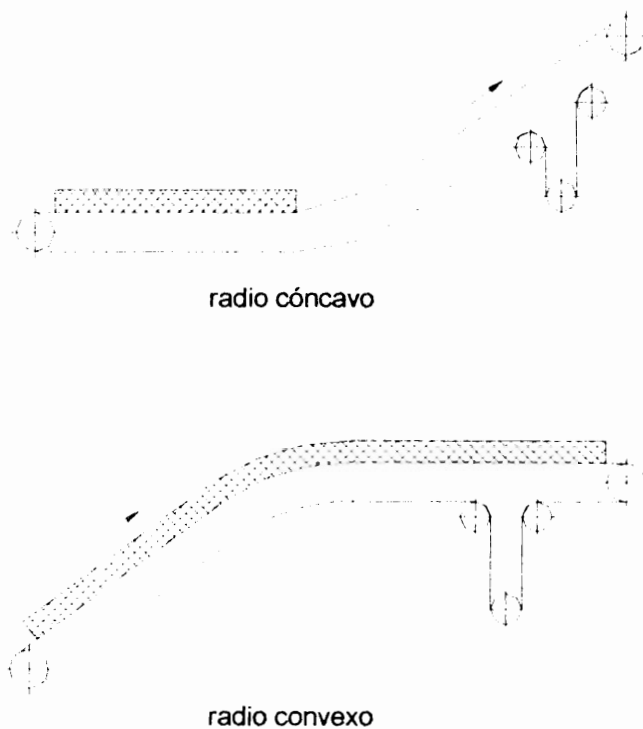


Figura 3.15 Curvas verticales

2. Necesitamos saber el cambio en la pendiente de una tangente a la otra, lo cual se determina por la geometría del transportador.
3. Para radios cóncavos se necesita conocer el peso de la banda vacía.

Cálculo curvas verticales cóncavas

El problema más común que se presenta en las transiciones de las bandas transportadoras es levantamiento de la cinta debido a un radio cóncavo incorrecto. Algunas bandas podrían trabajar con radios inapropiados, pero a expensas de reducir la vida útil de la banda debido a las tensiones excesivas.

Las siguientes ecuaciones⁽¹¹⁾ nos dan el radio de curvatura mínimo, así como la longitud necesaria para prevenir el levantamiento de la cinta y se muestran en la figura 3.16

$$R = \frac{0.204 \cdot T_{\text{punto}}}{G_b}$$



3.30

Donde

R = radio de curvatura cóncavo (m)

T_{punto} = tensión en el punto de inicio de la curva (N)

G_b = peso de la banda (kg/m)

$$R_x = R \cdot \text{sen } \varphi$$

3.31

R_x = proyección horizontal de la curva (m)

φ = ángulo de inclinación de la banda (°)

Estas expresiones se aplican a una curva que empalma un tramo horizontal con una tangente inclinada. Para curvas de empalme de un tramo inclinado descendente con uno ascendente, dos tramos descendentes de diferente inclinación o dos tramos ascendentes con distinta pendiente, se deben emplear el siguiente ajuste:

En vez del $\text{sen } \varphi$, use la suma de los senos de los dos ángulos cuando las pendientes cambien de dirección; use la diferencia de los senos cuando las pendientes sean de la misma dirección, así:

$$R_x = R \cdot (\text{sen } \varphi_1 \pm \text{sen } \varphi_2) \quad 3.32$$

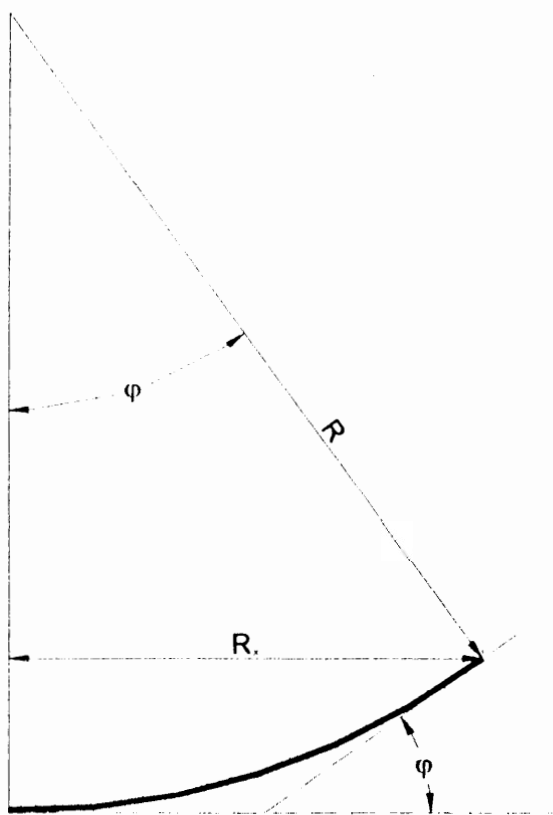


Figura 3.16 Geometría de la curva

Una vez determinada la longitud R_x de la curva, podemos graficar puntos de la trayectoria de dicha curva calculando la elevación mediante las siguientes expresiones, según sean los casos mencionados anteriormente:

$$Y' = \frac{X'^2 \cdot \tan\varphi}{2 \cdot R_x} \quad 3.33$$

$$Y' = \frac{X'^2 (\tan\varphi_1 \pm \tan\varphi_2)}{2 \cdot R_x} \quad 3.34$$

A continuación presentaremos dos ejemplos de la aplicación de estas ecuaciones para el cálculo del radio de curvatura cóncavo.

a) *Curva cóncava vertical empalmando tangentes horizontal e inclinada:*

Datos

$$T_{\text{punto}} = 13400 \text{ N}$$

$$G_b = 15 \text{ kg/m}$$

$$\varphi = 15^\circ$$

aplicando las ecuaciones 3.30 y 3.31 tenemos

$$R_x = 0.204(13400)(\text{sen}.15^\circ)/15 = 48 \text{ m}$$

Usando la ecuación 3.33 podemos graficar la trayectoria de la curva según se muestra en la figura 3.17

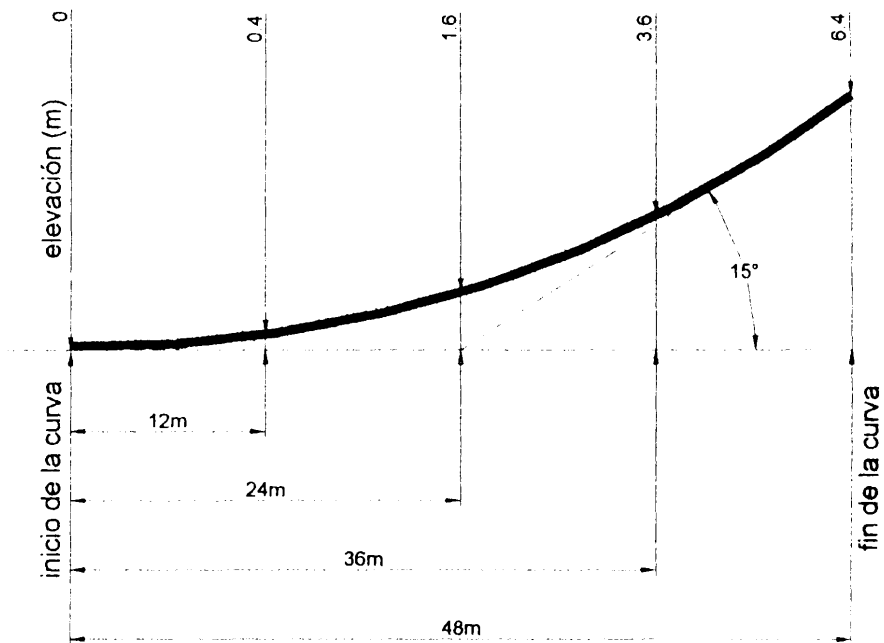


Figura 3.17 Curva cóncava vertical – Ejemplo a

b) *Curva cóncava vertical empalmado tangentes descendente y ascendente:*

Datos

$$T_{\text{punto}} = 26800 \text{ N}$$

$$G_b = 17 \text{ kg/m}$$

$$\varphi_1 = 8^\circ$$

$$\varphi_2 = 14^\circ$$

aplicando las ecuaciones 3.30 y 3.32 tenemos

$$R_x = 0.204(26800)(\text{sen } 8^\circ + \text{sen } 14^\circ)/17 = 122 \text{ m}$$

La elevación de la curva a la distancia de 122 m la podemos determinar usando la ecuación 3.34

$$Y' = (\tan 8^\circ + \tan 14^\circ)(122^2) / 2(122) = 24 \text{ m}$$

Usando la ecuación 3.34 podemos graficar la trayectoria de la curva para las elevaciones intermedias según se muestra en la figura 3.18

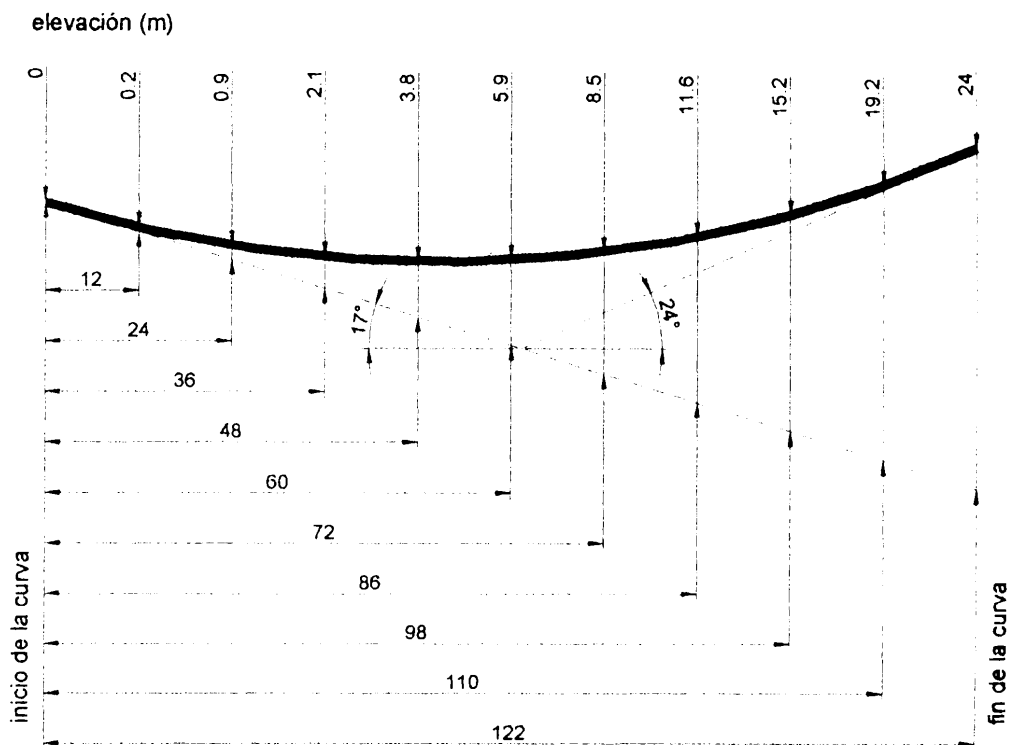


Figura 3.18 Curva cóncava vertical – Ejemplo b

Cálculo de curvas verticales convexas

Los radios de curvatura convexos son generalmente más cortos que los cóncavos debido a que el problema de levantamiento de la cinta no se presenta. En el cálculo de radios convexos se debe considerar la tensión excesiva en los bordes de la cinta o una muy baja tensión en el centro de la cinta.

Las fibras externas de la banda están sometidos a mayores tensiones que las centrales en una curva convexa, debido a que estas están elevadas por los rodillos portantes y en consecuencia recorren una distancia mayor a través de la curva. Para limitar esta tensión lateral al 15% sobre la resistencia máxima de la cinta, que es lo que recomienda Goodyear, el radio de curvatura debe ser calculado con la siguiente expresión:

$$R = \frac{0.222 \cdot \text{sen } \lambda \cdot E \cdot B \cdot N}{(1.15T_{u_{\text{banda}}} - T_{u_{\text{punto}}})} \quad 3.35$$

donde

λ = ángulo de los rodillos (°)

E = módulo de elasticidad de la cinta (N/mm)

B = ancho de la banda (m)

N = número de capas de la carcasa

$T_{U_{banda}}$ = tensión de trabajo unitaria de la banda escogida (N/mm)

$T_{U_{punto}}$ = tensión de trabajo unitaria en la curva (N/mm)

Por otro lado, el centro de la cinta está sometido a menor tensión que los extremos y podría producirse pandeo si llegara a estar libre de tensión. Para evitar esta condición el radio de curvatura mínimo debería ser el siguiente:

$$R = \frac{0.222 \cdot \text{sen } \lambda \cdot E \cdot B \cdot N}{2(T_{U_{punto}} - 0.05T_{U_{banda}})} \quad 3.36$$

donde los términos son los mismos que los definidos para el caso anterior. Si fuera necesario considerar otro valor para la tensión en el centro de la cinta, simplemente sustituya el valor de $0.05T_{U_{banda}}$ por el valor deseado.

En la tabla XXIII se muestran los valores promedio del módulo de elasticidad de las cintas transportadoras.

TABLA XXIII

Valores promedio del módulo de elasticidad de las bandas transportadoras

Tipo de carcasa	Módulo de elasticidad E (N/mm)*	
250/2	3077	
315/2	3037	
400/2	3722	
630/2	3733	**
315/3	2136	
400/3	4336	
500/3	5063	
630/3	6380	
1000/3	7845	
500/4	3478	
630/4	6381	
800/4	7805	
1000/4	8000	**
1600/4	10700	**
800/5	6214	

* valores de acuerdo al método de prueba ISO 9856

** valores todavía en prueba

Referencia: Información obtenida por e-mail del fabricante Roulunds

A continuación presentaremos un ejemplo de la aplicación de estas ecuaciones para el cálculo del radio de curvatura convexo, sean:

$$B = 1.05 \text{ m}$$

$$T_{U_{banda}} = 175.4 \text{ N/mm}$$

$$T_{U_{punto}} = 144.5 \text{ N/mm}$$

$$\lambda = 20^\circ$$

$$N = 1$$

$$\varphi_1 = 10^\circ, \varphi_2 = 8^\circ$$

$$E = 66642.8 \text{ N/mm}$$

El radio para prevenir tensión excesiva en los extremos de la cinta, según la ecuación 3.35 es:

$$R = 0.222\text{sen}(20^\circ)(66642.8)(1.05)(1)/(1.15 \times 175.4 - 144.5)$$

$$R = 93 \text{ m}$$

Por otro lado, el radio para prevenir una baja tensión en el centro de la cinta tomando como límite 0.05 de la tensión de trabajo unitaria de la banda seleccionada, según la ecuación 3.36 es:

$$R = 0.222\text{sen}(20^\circ)(66642.8)(1.05)(1)/2(144.5 - 0.05 \times 175.4)$$

$$R = 19.5 \text{ m}$$

Para satisfacer la peor de estas dos condiciones, debemos usar como radio de curvatura 93 metros. La longitud proyectada de esta curva la podemos determinar usando la ecuación 3.32:

$$R_x = R(\text{sen } 10^\circ + \text{sen } 8^\circ)$$

$$R_x = 93 (0.174 + 0.139) = 29.12 \text{ m (use 30 m)}$$

$$N = 1$$

$$\varphi_1 = 10^\circ, \varphi_2 = 8^\circ$$

$$E = 66642.8 \text{ N/mm}$$

El radio para prevenir tensión excesiva en los extremos de la cinta, según la ecuación 3.35 es:

$$R = 0.222 \text{sen}(20^\circ)(66642.8)(1.05)(1)/(1.15 \times 175.4 - 144.5)$$

$$R = 93 \text{ m}$$

Por otro lado, el radio para prevenir una baja tensión en el centro de la cinta tomando como límite 0.05 de la tensión de trabajo unitaria de la banda seleccionada, según la ecuación 3.36 es:

$$R = 0.222 \text{sen}(20^\circ)(66642.8)(1.05)(1)/2(144.5 - 0.05 \times 175.4)$$

$$R = 19.5 \text{ m}$$

Para satisfacer la peor de estas dos condiciones, debemos usar como radio de curvatura 93 metros. La longitud proyectada de esta curva la podemos determinar usando la ecuación 3.32:

$$R_x = R(\text{sen } 10^\circ + \text{sen } 8^\circ)$$

$$R_x = 93 (0.174 + 0.139) = 29.12 \text{ m (use 30 m)}$$

Finalmente la curva puede ser graficada de la misma manera como en el caso de las curvas cóncavas, calculando las elevaciones de la curva para determinados valores de distancias horizontales usando la ecuación 3.34, obtenemos así la curva de la figura 3.19

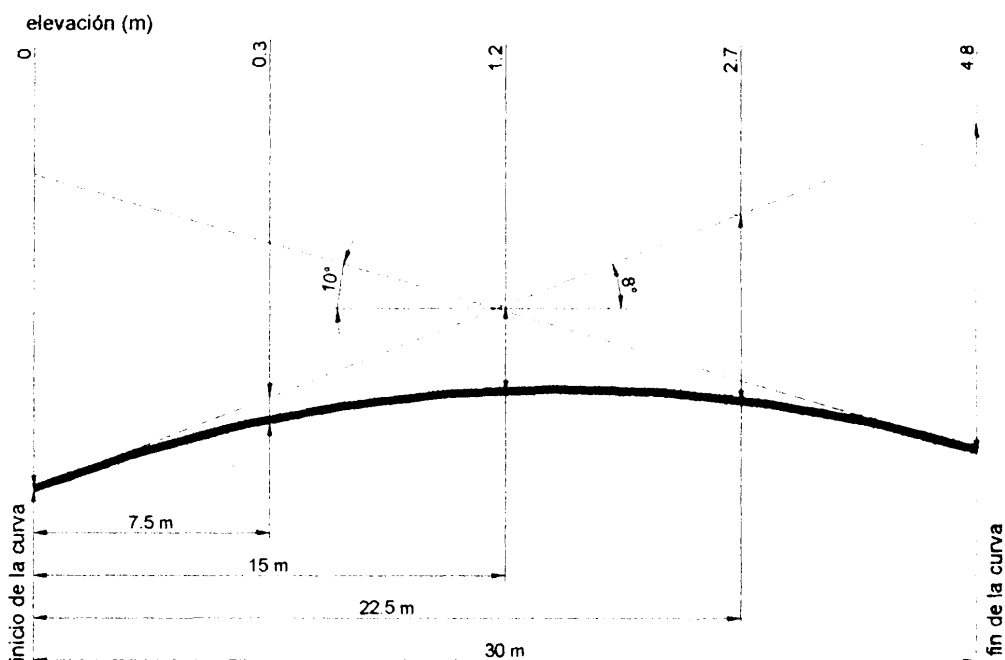


Figura 3.19 Curva convexa vertical – Ejemplo a

CAPÍTULO 4

4. PROGRAMACIÓN DEL SOFTWARE

4.1 Software y Hardware requeridos

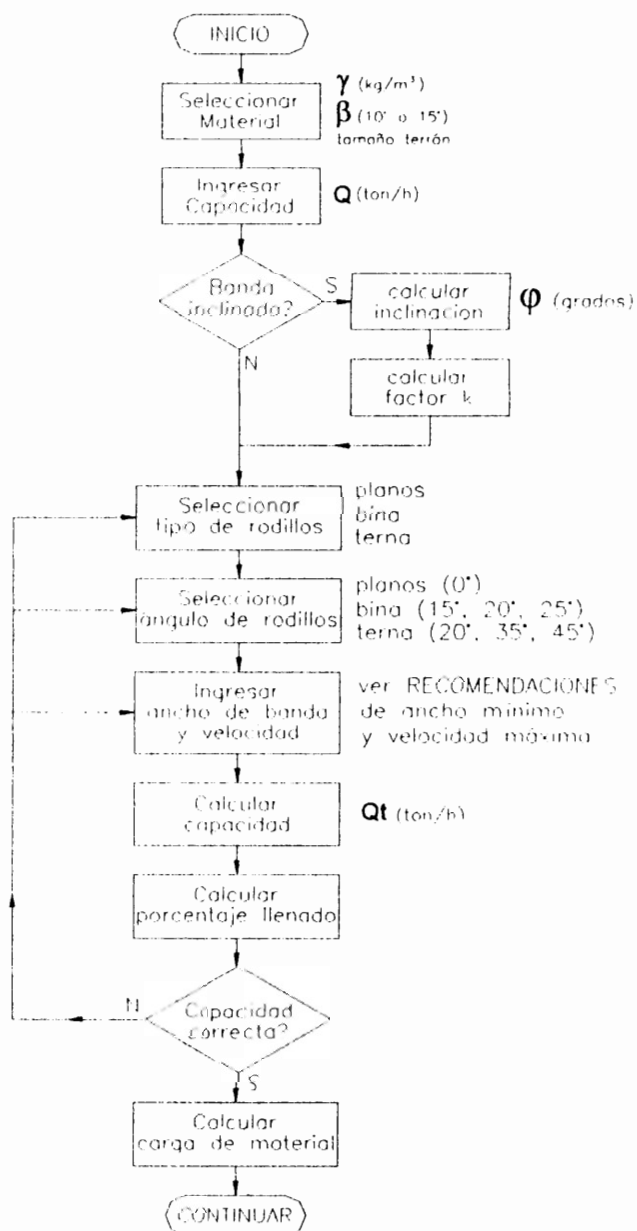
El programa de esta tesis ha sido desarrollado en Microsoft Visual Basic, el cual es un potente sistema de programación que permite construir de forma rápida y eficiente aplicaciones para Microsoft Windows. Para correr el programa será necesario disponer de un computador con Windows 3.1 o superior, 56 Mbytes de memoria RAM, y por lo menos 4 Mbytes libres en disco duro para los archivos. Una vez instalado el programa, no será necesario tener Visual Basic para correrlo, pues este será del tipo .EXE, o sea, autoejecutable.

El hardware necesario es el mismo que para la mayoría de los programas convencionales: un teclado, un mouse o ratón y una impresora para documentar los proyectos.

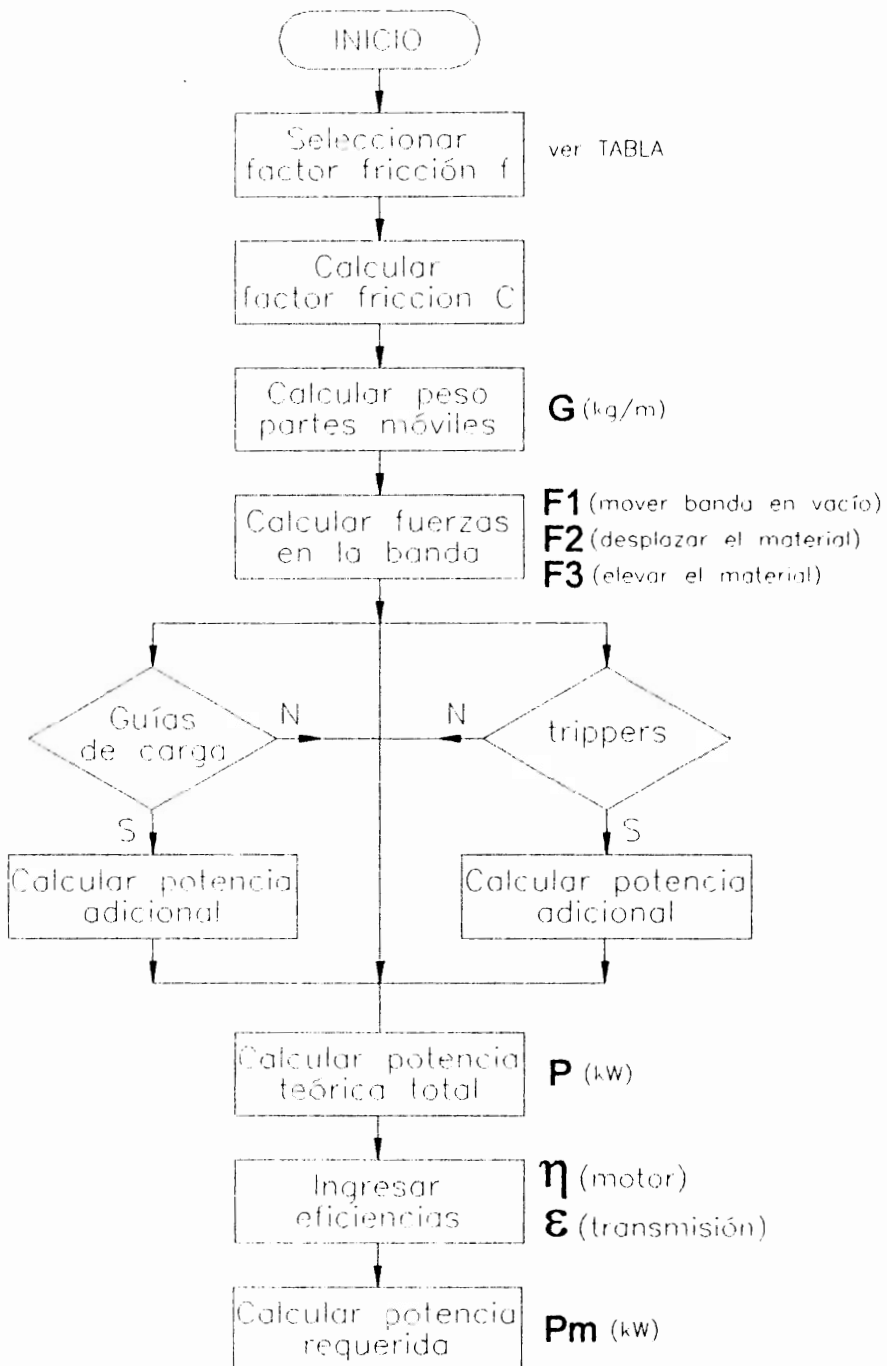
4.2 Algoritmo

A continuación se muestran los algoritmos simplificados que el programa emplea para el cálculo y diseño de la banda:

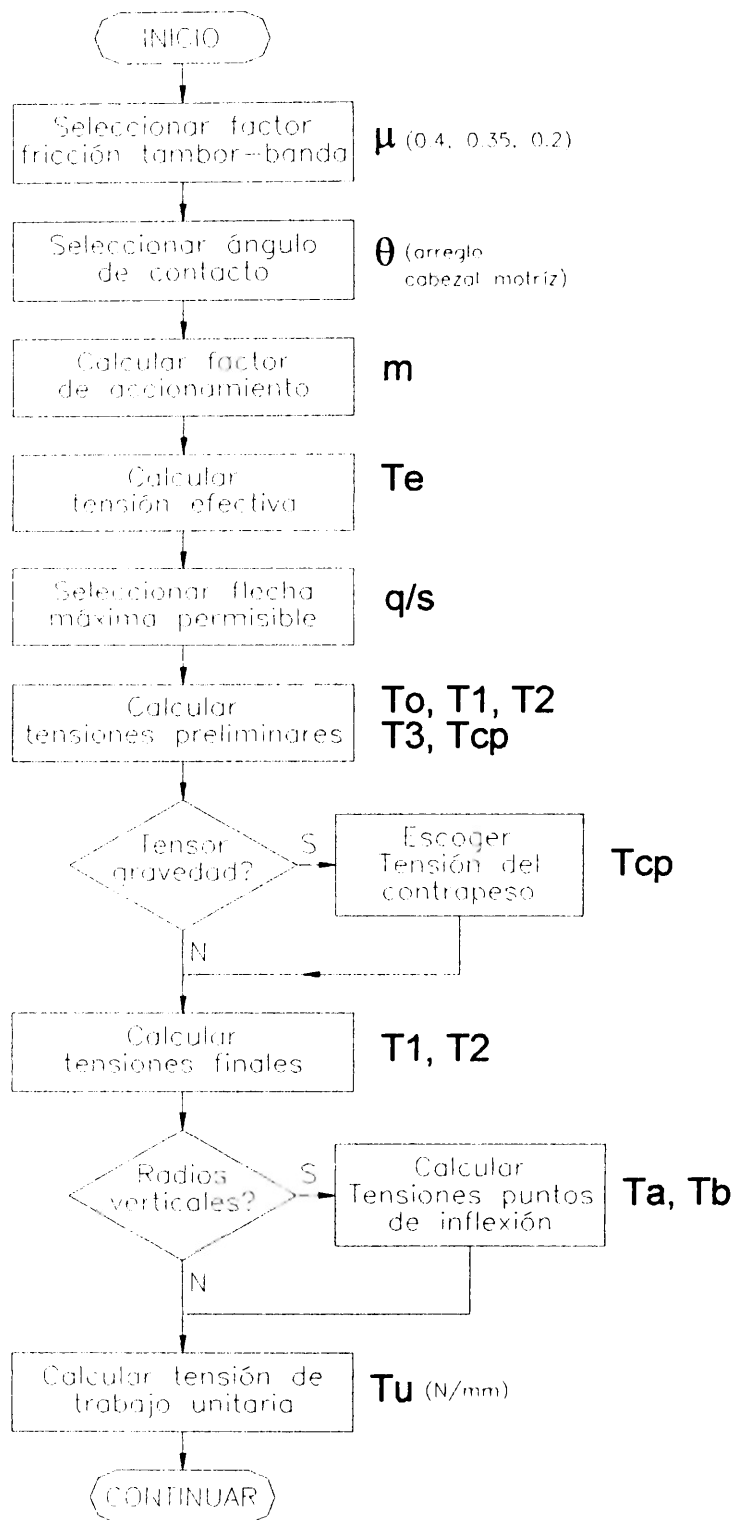
CAPACIDAD



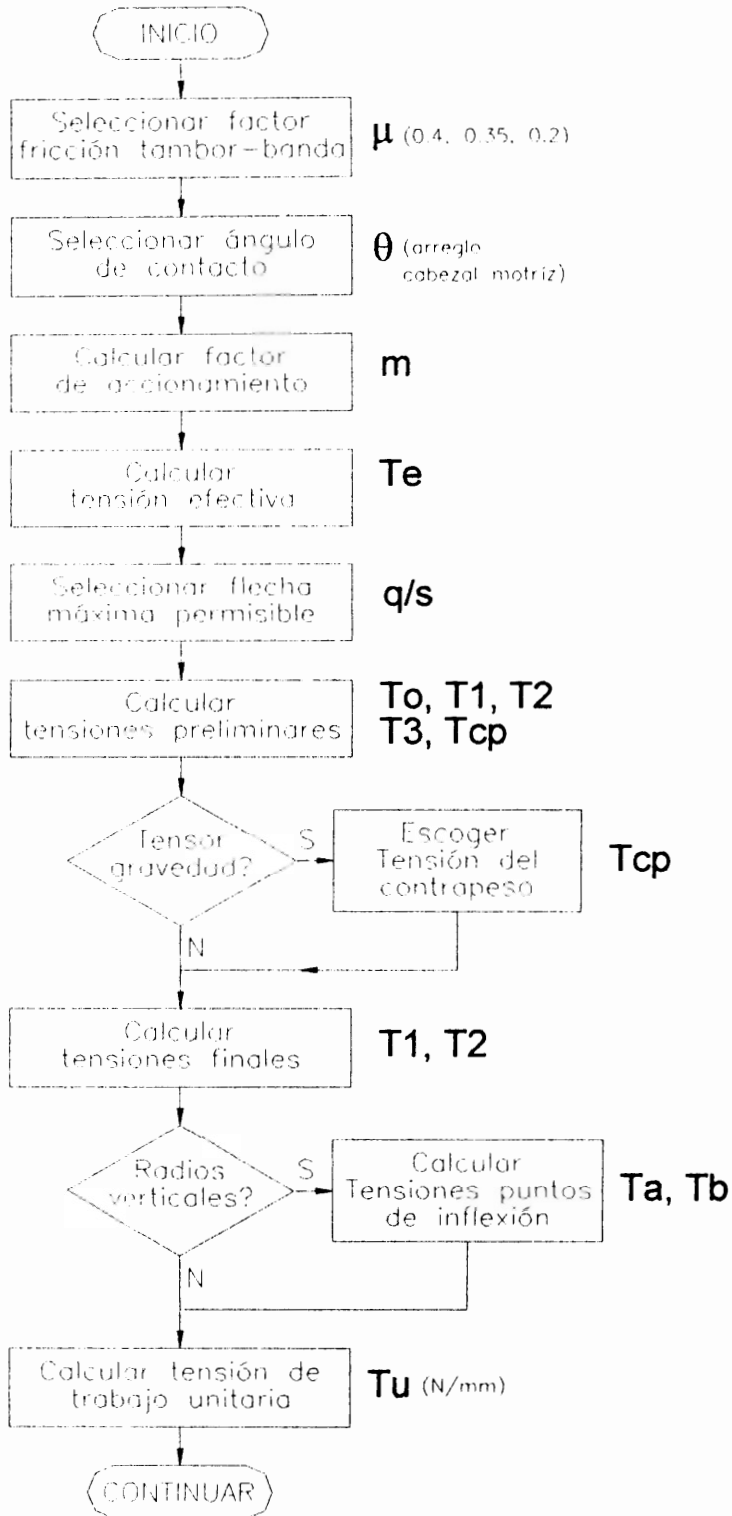
FUERZAS Y POTENCIAS



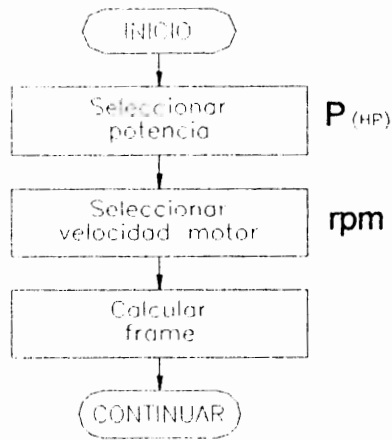
TENSIONES



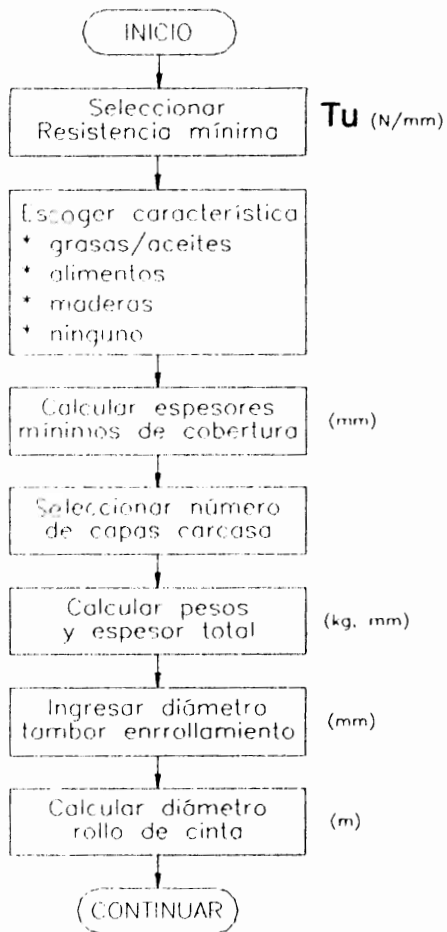
TENSIONES



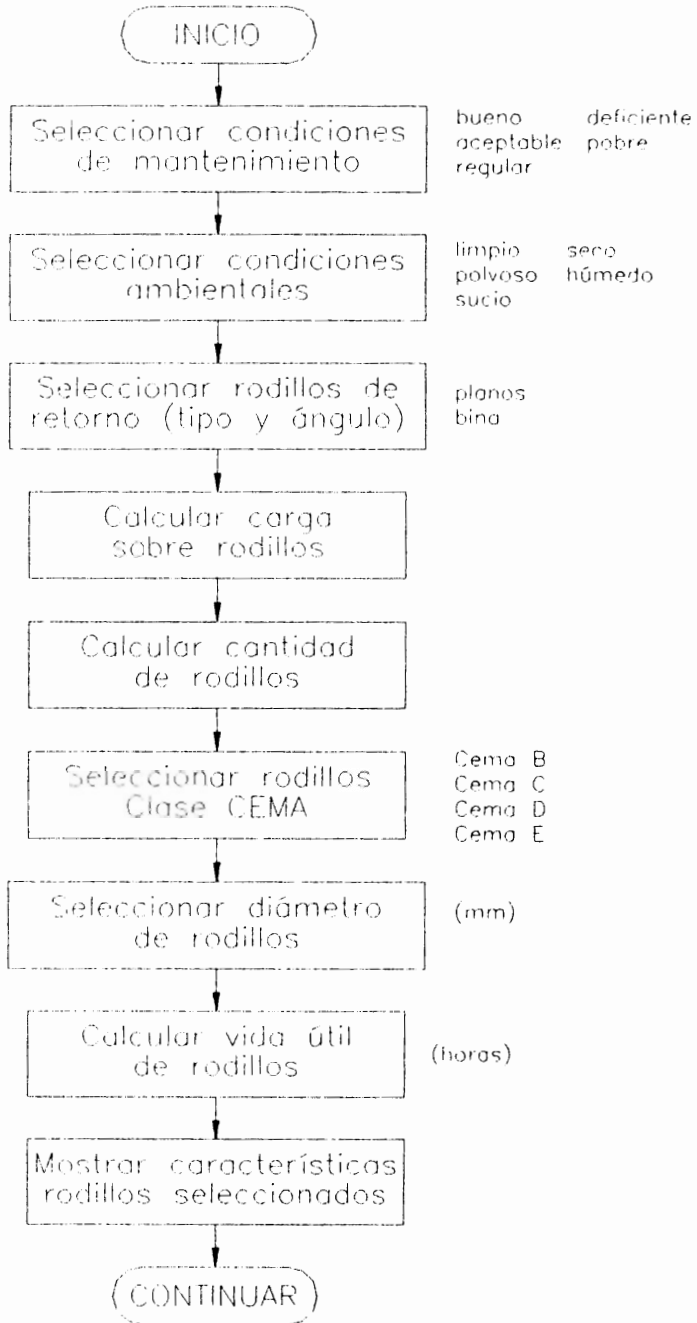
SELECCIÓN DEL MOTOR



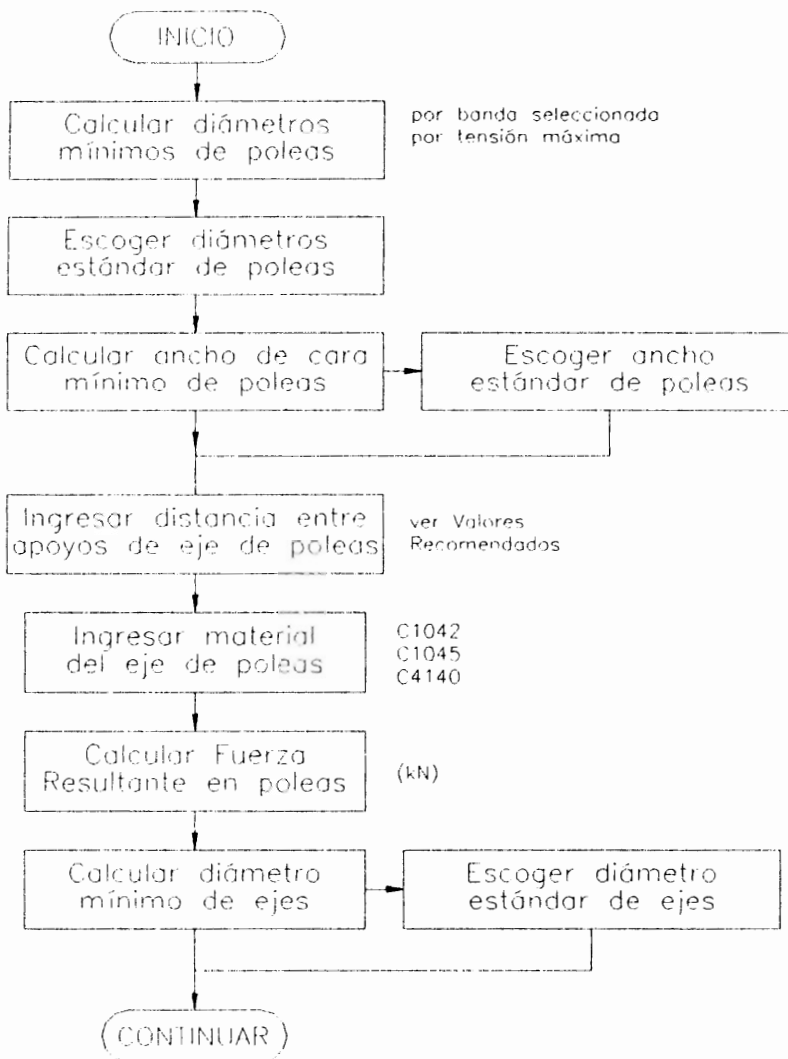
SELECCIÓN DE LA BANDA



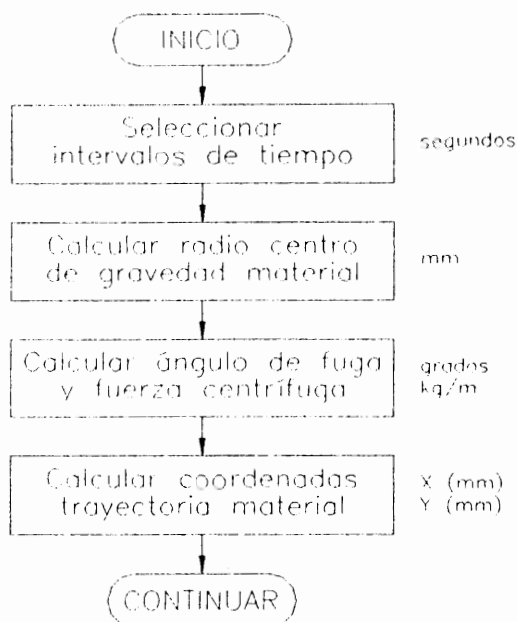
SELECCIÓN DE RODILLOS



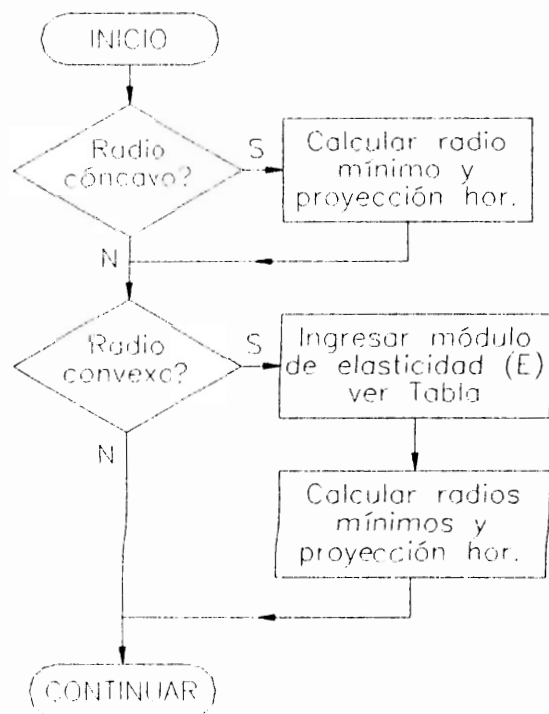
DISEÑO Y SELECCIÓN DE TAMBORES



CÁLCULO TRAYECTORIA DEL MATERIAL



CÁLCULO DE RADIOS VERTICALES



4.3 Funcionamiento del programa

El software consta de 9 interfaces gráficas que guían al usuario en el diseño completo de una banda transportadora. Las tres primeras corresponden a la parte de diseño y cálculo de los parámetros técnicos que corresponden a CAPACIDAD, FUERZAS-POTENCIAS y TENSIONES; luego vienen 4 interfaces de selección de componentes que incluyen MOTOR, BANDA, RODILLOS y TAMBORES. Finalmente dos interfaces para diseños adicionales como son TRAYECTORIA DEL MATERIAL y RADIOS VERTICALES.

El entorno gráfico del programa hace que el mismo sea de fácil manejo, especialmente para quién tiene conocimientos básicos sobre el empleo de programas utilitarios, por lo tanto, el usuario no tendrá problemas para usar el software si sigue las siguientes indicaciones:

- Todas las interfases de diseño, cálculo y selección siguen el mismo patrón: ingreso de datos, cálculo y/o selección, presentación de resultados y continuación con la siguiente etapa del diseño. El software esta diseñado para seguir las 9 etapas de diseño en orden estricto, forzando al usuario a seguir este orden y evitar de ese modo errores de cálculo.
- Cada interfase de diseño tiene elementos de uso conocido en diversas aplicaciones para Windows, como por ejemplo, cuadros

de texto, cuadros de selección múltiple, botones de orden, botones de opción, cuadros de verificación, cuadros de gráficos, barras de desplazamientos, menús, cuadros de diálogo, etc. El usuario debe estar familiarizado con el uso de estos controles para ejecutar correctamente el programa y obtener los resultados correctos.

- El programa está diseñado para guiar al usuario durante el proceso de cálculo y selección, de tal manera que se ingresen los parámetros requeridos de manera adecuada; por ejemplo, todos los cuadros de texto en los que se requiere que el usuario ingrese los datos tienen color de fondo blanco, los cuadros de texto que contienen los parámetros calculados por el programa tienen colores de fondo verde o naranja y están, como es lógico, bloqueados para escritura.
- El programa trabaja a prueba de errores de diseño, por ejemplo, muestra cuadros de diálogo de advertencia cada vez que se digitan valores incorrectos o cuando se sobrepasan valores permisibles de algún parámetro técnico.
- El programa está diseñado para efectuar los cálculos de Capacidad, Fuerzas, Potencias y Tensiones en tiempo de ejecución, esto permite al usuario verificar los cambios que se producen en los parámetros calculados al variar cada uno de los

parámetros de entrada, esta es una de las principales ventajas que tiene el desarrollo del software para el ingeniero.

A continuación explicaremos con más detalle el funcionamiento del software mediante su verificación con casos reales de diseño de bandas transportadoras.

4.4 Verificación del programa

Para verificar el funcionamiento del software vamos a calcular y diseñar dos bandas transportadoras: una para CARBON BITUMINOSO y la otra para transporte de PIEDRA CALIZA. Ambos ejemplos son tomados de casos reales, se trata de dos bandas transportadoras que van a ser diseñadas, fabricadas y montadas por La Cemento Nacional en la Planta Cerro Blanco como parte de dos proyectos: Molienda de Carbón y Aumento de Capacidad de la Línea 2 de Cemento.

Ejemplo 1.- BANDA TRANSPORTADORA DE CARBON

Los parámetros requeridos para el diseño de esta banda son los siguientes:

Material: Carbón bituminoso

Peso específico: 880 kg/m³

Ángulo de reposo: 35°

Ángulo de sobrecarga: 15°

Tamaño máximo de terrón: 51mm

Temperatura: 30°C

Abrasividad del material: ligera

Ancho de la banda: 915mm

Velocidad de la banda: 1.4 m/s

Capacidad requerida: 300 ton/h

Longitud horizontal: 100 m

Elevación: 20 m

Tipo de rodillos: terna

Ángulo de rodillos: 35°

Con estos parámetros de entrada para la interfase del cálculo de la capacidad de transporte de la banda, el programa arroja los siguientes parámetros calculados:

Longitud total de la trayectoria: 101.98 m

Capacidad máxima calculada: 449.4 ton/h

Carga del material por metro de banda: 60 kg/m

Porcentaje de llenado: 61%

Verificados los parámetros para el cálculo de la capacidad, pasamos a la interfase del cálculo de las fuerzas y potencias; los parámetros requeridos son:

Factor de fricción de las partes giratorias: 0.02

Peso promedio de la banda: 13 kg/m

Peso promedio de rodillos superiores: 14 kg

Peso promedio de rodillos inferiores: 11.8 kg

Espaciamiento entre rodillos superiores: 1.2 m

Espaciamiento entre rodillos inferiores: 3 m

Eficiencia del motor: 95%

Eficiencia de la transmisión (polea-banda): 94%

Longitud total de guías de carga: 10 m

Los parámetros calculados por el software son los siguientes:

Factor de fricción por longitud de banda: 1.73

Fuerza para mover la banda en vacío: 1410.44 N

Fuerza para desplazar el material: 2018.14 N

Fuerza para elevar la carga: 11678.5 N

Fuerza Total: 15107.1 N

Potencia adicional por guías de carga: 1.12 kW

Potencia teórica total: 22.27 kW

Potencia requerida: 24.94 kW

Ahora pasamos al calculo de las tensiones en la banda, los parámetros requeridos son:

Coefficiente de fricción tambor-banda: 0.35

Ángulo de contacto tambor-banda: 210°

Flecha máx. de pandeo permisible: 2%

Con estos parámetros el software calcula valores preliminares de tensiones, a saber:

Factor de accionamiento: 0.38

Tensión efectiva: 15907.14 N

Tensión mínima para evitar pandeo: 5370.98 N

Tensión en el lado apretado T1: 22010.45 N

Tensión en el lado flojo T2: 6103.3 N

Tensión en el retorno T3: 4127.46 N

Tensión del contrapeso requerida: 14693.63 N

Ahora ingresamos la Tensión de contrapeso escogida, vamos a colocar 14700 N en el tambor de contrapeso y calcularemos las tensiones finales; los resultados son:

Tensión en el lado apretado T1: 23257.14 N

Tensión en el lado flojo T2: 7350 N

Tensión de trabajo unitaria Tu: 25.42 N/mm

Espaciamiento de rodillos superiores calculado: 1.2 m

Espaciamiento de rodillos inferiores calculado: 6.74 m

Con estos parámetros termina la fase de cálculo y diseño, ahora viene la etapa de selección de componentes para lo cual el programa requerirá ciertos parámetros de entrada; empezamos con la selección del motor para la banda transportadora, los parámetros son:

Potencia del motor: 40 HP

Velocidad del motor: 1800 rpm

Con estos dos parámetros el programa nos proporciona el frame del motor y las dimensiones generales del motor. Esta información es importante para diseñar el cabezal motriz, que incluye la transmisión y el bastidor de soporte; el parámetro de salida es:

Frame del motor: 324T

Seguimos con la selección de la banda. El software nos muestra la resistencia mínima requerida por la cinta en N/mm, y nosotros seleccionaremos una banda con una resistencia estándar del fabricante superior al mínimo:

Resistencia de la banda: 31.5 N/mm

Luego le indicaremos al programa si se requiere alguna característica adicional de entre cuatro opciones:

- 1.- Resistencia a grasas y/o aceites
- 2.- Banda para transporte de alimentos
- 3.- Banda especial para maderas y derivados
- 4.- Ninguna de las anteriores

Con estos parámetros el programa selecciona el tipo de banda según la nomenclatura común para algunos fabricantes que proporcionan cintas de Poliéster-Poliamida (EP) en valores estándar de resistencia en N/mm, sin embargo el usuario puede ingresar cualquier otro valor de resistencia siempre que este expresada en N/mm y que sea superior a la tensión unitaria mínima requerida.

Los parámetros de salida para nuestro ejemplo son.

Tipo: Banda de ligera resistencia a la abrasión (tipo B) EP315

Factor de frecuencia: 0.41

Espesor de la cubierta superior: 2.5 mm

Espesor de la cubierta inferior: 1 mm

Peso aprox. por 1 mm: 1.14 kg/m²

Espesor de la carcasa: 4.8 mm

Espesor de la cobertura: 3.5 mm

Finalmente ingresamos dos parámetros más requeridos por el programa:

Número de lonas de la carcasa: 3

Diámetro del tambor de enrollamiento: 250mm

Con estos datos el programa termina de determinar los parámetros finales, a saber:

Peso aprox. por lona: 2.0 kg/m²

Espesor aprox. por lona: 1.6 mm

Peso de la carcasa: 6 kg/m²

Peso de la cobertura: 3.99 kg/m²

Peso de la banda: 9.99 kg/m²

Peso total de la cinta: 1864.37 kg

Espesor total de la cinta: 8.3 mm

Diámetro total del rollo: 1.49 m

Con esto termina la selección de la cinta, luego viene la interfase de selección de rodillos, los parámetros requeridos son:

Tipo de rodillos inferiores: planos

Ángulo de rodillos inferiores: 0°

El tipo y ángulo de los rodillos superiores ya lo hemos definido en la fase de diseño y cálculo de la capacidad.

El software requiere que le indiquemos el tipo de mantenimiento y las condiciones ambientales a las que se verá sometida la banda transportadora, los datos que ingresaremos son los siguientes:

Mantenimiento: Pobre

Condiciones ambientales: sucio-húmedo

Desalineamiento rodillos superiores: 0.0024 m

Desalineamiento rodillos inferiores: 0.006 m

Con estos datos el programa selecciona la clase CEMA apropiada de rodillos superiores y de retorno que se requieren:

Rodillos superiores: Cema B

Rodillos inferiores: Cema B

Ahora debemos ingresar el diámetro de los rodillos:

Diámetro rodillos superiores: 102 mm

Diámetro rodillos inferiores: 102 mm

Finalmente, los parámetros calculados son los siguiente:

Carga en rodillos superiores: 83.76 kg

Carga en rodillos inferiores: 27.67 kg

Cantidad aprox. de rodillos superiores: 102 unidades

Cantidad aproximada de rodillos inferiores: 34 unidades

Capacidad de carga rodillos superiores: 165 kg

Capacidad de carga rodillos inferiores: 64 kg

Velocidad de rodillos superiores: 262 rpm

Velocidad de rodillos inferiores: 262 rpm

Vida útil rodillos superiores: 64774 horas

Vida útil rodillos inferiores: 68544 horas

Adicionalmente el programa muestra algunas características técnicas de la clase CEMA de rodillos seleccionados, donde se muestran el tipo de rodamientos, la capacidad dinámica de carga y el diámetro del eje.

Luego pasamos a la fase de selección y diseño de tambores o poleas. Con los parámetros que hemos introducido hasta ahora los diámetros mínimos de tambores que el programa calcula son:

Polea motriz: 400 mm

Polea conducida: 200 mm

Polea de contacto: 250 mm

Polea desviadora 1: 250 mm

Polea desviadora 2: 300 mm

Polea de contrapeso: 200 mm

Con estos diámetros mínimos podemos seleccionar los tambores adecuados de acuerdo a lo que proporcione el fabricante.

Adicionalmente el software nos proporciona los siguientes parámetros calculados:

Ancho de poleas mínimo: 965 mm

Porcentaje de utilización de la resistencia de la banda: 79.37%

Tensión unitaria en poleas no-motrices: 8.03 N/mm

Torque máximo en el tambor motriz: 3562.86 N.m

Momento flector máximo en el tambor motriz: 1884.45 N.m

Ingresamos luego los siguientes parámetros adicionales:

Ancho del tambor seleccionado: 965 mm

Distancia entre apoyos (poleas motriz, de cola): 1220 mm

Distancia entre apoyos (desviadoras, de contacto): 1169 mm

Finalmente el programa calcula los diámetros mínimos de eje para cada una de las poleas, así tenemos:

Eje polea motriz: 113 mm

Eje polea conducida: 113 mm

Eje polea de contacto: 87 mm

Eje polea desviadora 1: 87 mm

Eje polea desviadora 2: 87 mm

Eje polea de contrapeso. 113 mm



Terminada la fase de selección de componentes (banda, rodillos y tambores), el software proporciona dos pantallas finales: cálculo de la trayectoria del material y cálculo de radios verticales de transición, esta última estará activa según sea el caso de la banda transportadora.

Para nuestro ejemplo, la banda no tiene transiciones, por lo tanto terminaremos el diseño con el cálculo de la trayectoria. Los parámetros requeridos son los siguientes:

Intervalo de tiempo: 0.05 segundos

Con este parámetro el programa determina los puntos de la parábola que describe el material al desprenderse del tambor motriz, los resultados son los siguientes:

Coord. 1: $x = 70 \text{ mm}$, $y = 12.26 \text{ mm}$

Coord. 2: $x = 140 \text{ mm}$, $y = 49.05 \text{ mm}$

Coord. 3: $x = 210 \text{ mm}$, $y = 110.36 \text{ mm}$

Coord. 4: $x = 280 \text{ mm}$, $y = 196.2 \text{ mm}$

Coord. 5: $x = 350 \text{ mm}$, $y = 306.56 \text{ mm}$

Coord. 6: $x = 420 \text{ mm}$, $y = 441.5 \text{ mm}$

Coord. 7: $x = 490 \text{ mm}$, $y = 600.86 \text{ mm}$

Coord. 8: $x = 560 \text{ mm}$, $y = 784.8 \text{ mm}$

Con esto queda completo el diseño de la banda transportadora para CARBÓN BITUMINOSO.

Ejemplo 2.- BANDA PARA TRANSPORTE DE PIEDRA CALIZA

Para este caso no repetiremos la entrada de todos los parámetros requeridos, mas bien veremos los parámetros finales para ilustrar la presentación de resultados por medio de la impresora que el software realiza una vez terminado el cálculo del sistema.

Las páginas que el programa imprime para este ejemplo se muestran en el Apéndice B.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El software desarrollado en esta tesis proporciona al ingeniero una herramienta sumamente útil para el cálculo, diseño y selección de los parámetros técnicos más importantes de una banda transportadora.
2. Todos los cálculos, bases de datos, recomendaciones, sugerencias y demás información técnica presentada por el software han sido tomados de CEMA Handbook of Belt Conveyor for Bulk Materials, o de catálogos proporcionados por fabricantes que emplean las normas CEMA en sus productos.
3. Para el diseño y cálculo de resultados de la fase de selección de componentes (banda, rodillos y tambores) han sido consultados fabricantes específicos como Roulunds, North American y Dodge. Sin embargo esto no obliga al usuario a emplear estos fabricantes en sus diseños, pues el software permite ingresar parámetros técnicos

distintos a los recomendados siempre que estos no excedan los valores permisibles.

4. Puesto que el computador no "piensa", solo ejecuta órdenes y cálculos, el usuario debe cerciorarse que se estén ingresando datos coherentes al software y que los resultados obtenidos sean correctos; el ingeniero debe usar su criterio para evaluar y decidir tanto los datos de entrada como los parámetros calculados para el diseño final de la banda transportadora. Es de estricta responsabilidad del ingeniero la decisión final en la implementación de los resultados dados por el programa.

5. Dado el desarrollo tecnológico actual en el campo del transporte de materiales, este software solo debe ser empleado para el cálculo y diseño de transportadores para materiales a granel dentro de las especificaciones y restricciones que el programa indica. Otros casos de transportadores de banda, como bandas en espiral, bandas con radios horizontales de transición, bandas con cama deslizante, bandas con cámara de aire, etc. no se consideran en este software, y por lo tanto, no se pueden aplicar sus resultados al diseño de estos tipos de transportadores.

APÉNDICE A

TABLA II

PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	mín.	máx.							
	kg/m ³								
1 ALGODÓN, SEMILLAS, CÁSCARAS	190	190	3	3	45	30	25	ligera	flujo lento
2 ALGODÓN, SEMILLAS, PULPA	640	640	3	3.5	35	25	25	ligera	flujo normal
3 ALMENDRAS	450	480	10	3	35	25	25	moderada	flujo normal
4 ALMIDÓN	400	800	3	4	24	10	12	ligera	flujo libre
5 ALUMBRE, FINOS	720	800	3	3	35	25	23	ligera	flujo normal
6 ALUMBRE, GRUESOS	800	960	15	3	27	25	17	ligera	flujo normal
7 ALUMINA	800	1040	3	3	25	10	10	fuerte	flujo libre
8 ALUMINIO, HIDRATO	290	300	10	3	35	25	25	ligera	flujo normal
9 ALUMINIO, SULFATO	860	870	15	3	32	20	17	ligera	flujo libre
10 AMONIO, CLORURO DE (CRYS)	720	835	3	3	35	25	12	moderada	flujo normal
11 AMONIO, NITRATO	720	720	10	3	35	25	15	moderada	flujo normal
12 AMONIO, SULFATO (GRAN)	720	1280	10	3	35	25	20	ligera	flujo normal
13 ARCILLA CERÁMICA SECA, FINOS	960	1285	1	3.5	35	25	22	ligera	flujo normal
14 ARCILLA SECA, FINOS	1605	1925	10	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
15 ARCILLA SECA, GRUESOS	960	1200	15	3	35	25	20	moderada	flujo normal
16 ARCILLA, CALCINADA	1285	1605	3	3.5	35	25	22	fuerte	flujo normal
17 ARENA DE FUNDICIÓN, SACUDIDA	1450	1600	15	2	39	25	22	fuerte	flujo normal
18 ARENA DE FUNDICIÓN PREPARADA	1280	1450	3	2	35	25	24	fuerte	flujo normal
19 ARENA DE SÍLICE, SECA	1450	1600	3	3	25	10	15	fuerte	flujo libre
20 ARENA HÚMEDA, BANCO	1680	2090	3	3.5	45	30	22	fuerte	flujo lento
21 ARENA SECA, BANCO	1440	1770	3	3	35	25	18	fuerte	flujo normal
22 ARENISCA, PIEDRA	1360	1450	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
23 ARROZ. PULIDO	720	800	3	4	20	5	8	ligera	flujo rápido
24 ASBESTO, MINERAL O ROCAS	1300	1300	15	3	35	25	18	fuerte	flujo normal

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	mín.	máx.							
	kg/m ³								
25 ASBESTO, TRIZAS O RETAZOS	320	400	1	3	45	30	30	moderada	flujo lento
26 ASERRÍN	160	210	3	4	36	25	22	fuerte	flujo normal
27 ASFALTO, AGLOMERANTE	1285	1365	10	3	45	30	30	ligera	flujo normal
28 ASFALTO, TRITURADO <12mm	720	720	10	3	35	25	20	ligera	flujo libre
29 AVENA	410	560	10	4	35	10	12	ligera	flujo libre
30 AZÚCAR GRANULADA	800	880	4	3	35	25	15	ligera	flujo libre
31 AZÚCAR, CAÑA DE	880	1040	3	3	45	30	22	moderada	flujo lento
32 BAQUELITA, POLVO	560	720	3	3.5	45	30	33	ligera	flujo lento
33 BAUXITA, TRITURADA <75mm	1200	1370	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
34 BAUXITE, DE LA MINA	1280	1450	1	3	30	20	17	fuerte	flujo normal
35 BAUXITE, MOLIDA, SECA	1090	1090	3	3.5	25	10	25	ligera	flujo libre
36 CACAO EN GRANO	480	720	10	4	28	25	15	ligera	flujo normal
37 CAFÉ, ABONO	400	400	3	3.5	23	10	10	ligera	flujo libre
38 CAFÉ, SEMILLAS VERDES	510	720	10	3.5	35	25	15	ligera	flujo normal
39 CAFÉ, SOLUBLE	300	300	3	3.5	45	30	20	ligera	flujo lento
40 CAL HIDRATADA <3mm	640	640	3	3.5	40	30	21	ligera	flujo normal
41 CAL, <3mm	960	1050	3	3	43	30	23	ligera	flujo normal
42 CAL, GUIJARROS	850	900	15	3	30	20	17	ligera	flujo normal
43 CALCIO, CARBURO TRITURADO	1120	1290	15	3.5	35	25	18	moderada	flujo normal
44 CALIZA, PIEDRA <3mm	1090	1090	3	3.5	35	25	20	moderada	flujo normal
45 CALIZA, PIEDRA TRITURADA	1360	1450	10	3	38	25	18	moderada	flujo normal
46 CARBÓN	800	900	100	3.5	30	15	18	moderada	flujo libre
47 CARBÓN ANTRACITA	880	965	10	3	27	10	16	moderada	flujo libre
48 CARBÓN ANTRACITA <3mm	960	960	3	3	35	25	18	moderada	flujo normal

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	mín.	máx.							
	kg/m ³								
49 CARBÓN BITUMINOSO	720	880	15	3	35	25	16	ligera	flujo normal
50 CARBÓN BITUMINOSO <50 malla	800	870	3	3	45	30	24	moderada	flujo lento
51 CARBÓN NEGRO NODULIZADO	320	400	3	3.5	25	10	5	ligera	flujo libre
52 CARBÓN VEGETAL	290	400	15	4	35	25	25	moderada	flujo normal
53 CARBÓN, LIGNITA	720	880	15	3	38	25	22	moderada	flujo normal
54 CARBONATO SÓDICO LIVIANO	320	560	1	4	37	25	22	moderada	flujo normal
55 CARBONATO SÓDICO PESADO	880	1040	3	3.5	32	20	19	moderada	flujo normal
56 CARBONATO SÓDICO BRIQUETEADO	800	800	10	4	22	10	7	moderada	flujo libre
57 CARBURO DE SILICIO <75mm	1600	1600	15	2.5	25	10	15	fuerte	flujo libre
58 CAUCHO, NÓDULOS	800	880	15	4	35	25	22	ligera	flujo normal
59 CEBADA	595	770	3	4	25	10	15	ligera	flujo libre
60 CEMENTO PORTLAND	1160	1590	1	3.5	35	25	20	moderada	flujo normal
61 CEMENTO PORTLAND AIREADO	960	1200	1	3.5	15	5	10	moderada	flujo rápido
62 CEMENTO, CLINKER	1200	1525	15	3.5	35	25	20	fuerte	flujo normal
63 CENIZAS BLAST FURNANCE	915	915	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
64 CENIZAS, CARBÓN	640	640	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
65 CENIZAS, CARBÓN, HÚMEDO<75mm	720	900	15	3	50	30	30	moderada	flujo lento
66 CENIZAS, CARBÓN, SECO<75mm	560	700	15	3	45	30	25	moderada	flujo lento
67 CENIZAS, VOLÁTILES	640	720	1	3	40	30	20	fuerte	flujo normal
68 CENTENO	680	740	3	4	23	10	8	ligera	flujo libre
69 COBRE, MINERAL	1930	2410	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
70 COBRE, SULFATO	1200	1370	15	3	31	20	17	moderada	flujo normal
71 CONCRETO, CENIZAS	1440	1600	15	3	45	30	25	moderada	flujo lento
72 COQUE <6mm	400	560	10	3	35	25	20	fuerte	flujo normal

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	min.	máx. kg/m ³							
73 COQUE SUELTO	370	560	3	4	35	25	18	fuerte	flujo normal
74 COQUE, PETRÓLEO CALCINADO	560	720	15	3	35	25	20	moderada	flujo normal
75 CROMO, MINERAL	2000	2250	15	3	35	25	17	fuerte	flujo normal
76 CUARZO 12mm CRIBADOS	1280	1450	12	3	25	10	15	fuerte	flujo libre
77 CUARZO 40-75mm TROZOS	1360	1530	75	2.5	35	10	18	extra fuerte	flujo libre
78 DEXTROSA, CORN SUGAR	500	500	3	3.5	35	25	10	ligera	flujo normal
79 DOLOMITA, GRUESOS	1280	1600	15	3	35	25	22	moderada	flujo normal
80 ESCORIA DEL HORNO GRANULADA	960	1040	10	3	30	10	16	fuerte	flujo libre
81 ESCORIA DEL HORNO TRITURADA	1280	1450	1	2.5	30	10	16	fuerte	flujo libre
82 ESQUISTO QUEBRADO	1450	1600	15	3	25	10	18	moderada	flujo libre
83 ESQUISTO TRITURADO	1360	1450	10	3	39	25	22	moderada	flujo normal
84 FELDESPATO MALLA 200	1200	1600	1	3	40	25	23	fuerte	flujo normal
85 FOSFATO FERTILIZANTE	800	880	3	4	45	30	30	ligera	flujo lento
86 FOSFATO TRISÓDICO GRANULAR	960	960	3	3	35	25	11	ligera	flujo normal
87 FOSFATO TRISÓDICO TRITURADO	800	800	3	3	40	30	25	ligera	flujo normal
88 FOSFATO, ROCAS	1200	1370	15	3.5	25	10	15	moderada	flujo libre
89 FOSFATO, ROCAS TRITURADAS	960	960	3	3.5	40	30	25	moderada	flujo normal
90 GRAFITO MINERAL	1040	1200	15	3	35	25	18	fuerte	flujo normal
91 GRAFITO, ESCAMAS	640	640	10	3	35	25	15	ligera	flujo normal
92 GRANITO, QUEBRADO	1520	1600	15	2.5	35	25	20	fuerte	flujo normal
93 GRANOS DE INFUSIÓN HÚMEDOS	880	960	10	3	45	30	27	ligera	flujo lento
94 GRANOS DE INFUSIÓN SECOS	400	480	10	4	45	30	27	ligera	flujo lento
95 GRANOS, ENTEROA	580	580	10	3.5	25	10	10	ligera	flujo libre
96 GRANOS, PULPA	560	640	3	3.5	15	5	10	ligera	flujo libre

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	min.	máx.							
	kg/m ³								
97 GRANOS, SECOS	770	770	10	3	29	10	10	ligera	flujo libre
98 GRAVA, BANCO	1440	1600	3	3.5	38	25	20	moderada	flujo normal
99 GRAVA, GUIJARROS	1450	1600	15	2.5	30	20	12	moderada	flujo normal
100 GRAVA, SECA	1450	1600	15	3.5	38	25	16	fuerte	flujo normal
101 GUISANTES SECOS	720	800	10	4	30	5	8	ligera	flujo rápido
102 HARINA DE HUESOS	800	960	1	4	10	5	20	ligera	flujo rápido
103 HARINA DE TRIGO	560	640	1	3	45	30	21	ligera	flujo lento
104 HIELO PICADO	560	720	15	3	30	5	5	moderada	flujo rápido
105 HIERRO, MINERAL	1600	3200	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
106 HIERRO, MINERAL, NÓDULOS	1860	2090	15	3	35	25	15	fuerte	flujo normal
107 HULE RECUPERADO	400	480	15	4	32	20	18	ligera	flujo normal
108 ILMENITA, MINERAL	2250	2570	3	2.5	35	25	0	fuerte	flujo normal
109 KAOLIN, ARCILLA <75mm	1010	1010	50	3	35	25	20	moderada	flujo normal
110 LECHE, EN POLVO SECA	580	580	3	3.5	45	30	35	ligera	flujo lento
111 LIGNITA, SECADO EN AIRE	720	880	15	3.5	35	25	18	ligera	flujo normal
112 LINAZA	720	720	3	3.5	21	10	12	ligera	flujo libre
113 LINAZA, GUISANTES	800	800	10	3.5	35	25	15	ligera	flujo normal
114 LINAZA, PULPA	430	430	3	3.5	34	25	20	ligera	flujo normal
115 MADERA, ASTILLAS DE	200	500	15	3	45	30	27	ligera	flujo lento
116 MAGNESIO, CLORURO	530	530	10	3	40	30	23	ligera	flujo normal
117 MAGNESIO, SULFATO	640	800	1	3	35	25	15	ligera	flujo normal
118 MAÍZ MOLIDO	510	640	3	3.5	35	25	22	ligera	flujo normal
119 MAÍZ, DESGRANADO	720	720	10	3.5	21	10	10	ligera	flujo libre
120 MAÍZ, ESPIGA	900	900	10	3.5	30	20	18	ligera	flujo normal

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	min.	máx. kg/m ³							
121 MAÍZ, SÉMOLA	640	720	3	3.5	35	25	10	ligera	flujo normal
122 MAÍZ, TRITURADO	720	800	10	3.5	45	30	10	ligera	flujo lento
123 MANGANESO, MINERAL	2000	2250	15	3	39	25	20	fuerte	flujo normal
124 MANGANESO, SULFATO	1120	1120	10	3.5	35	25	15	fuerte	flujo normal
125 MANÍ, EN CÁSCARA	240	390	15	4	35	25	8	ligera	flujo normal
126 MANÍ, SIN CÁSCARA	560	720	10	4	35	25	8	ligera	flujo normal
127 MARMOL TRITURADO <12mm	1280	1530	10	3	30	25	15	fuerte	flujo normal
128 MICA, ESCAMAS	270	350	3	3.5	19	5	8	moderada	flujo rápido
129 MICA, TIERRA	210	240	3	3.5	34	20	23	moderada	flujo normal
130 MOLYBDENITE POWDERED	1720	1720	3	3.5	40	30	25	ligera	flujo normal
131 MOLYBDENO MINERAL	1720	1720	3	3	40	30	25	moderada	flujo normal
132 NUEZ DE NOGAL, CÁSC. TRITURADA	560	720	3	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
133 OSTRAS, CONCHAS DE	1290	1290	15	4	35	30	8	ligera	flujo normal
134 PESCADO, HARINA	560	640	3	3.5	45	30	20	ligera	flujo lento
135 PIEDRA PÓMEZ <3mm	640	720	3	3.5	45	30	22	fuerte	flujo lento
136 PIRITA DE HIERRO 50-75mm	2170	2330	50	2	25	10	17	fuerte	flujo libre
137 PLATINO, MINERAL	1900	1900	200	3	35	25	20	fuerte	flujo libre
138 PLOMO, MINERAL	3210	4330	3	2.5	30	20	15	moderada	flujo normal
139 PLOMO, OXIDO	960	2410	3	3	45	30	20	ligera	flujo lento
140 PLOMO, OXIDO PULVERIZADO	3210	4010	1	2.5	35	25	20	ligera	flujo normal
141 POLIESTIRENO, NÓDULOS	560	560	3	3.5	23	10	15	ligera	flujo libre
142 POLIETILENO. NÓDULOS	560	560	3	3.5	23	10	15	ligera	flujo libre
143 POLIVINIL. CLORURO	320	480	1	3.5	45	30	35	ligera	flujo lento
144 REMOLACHA, ENTERA	770	770	15	3	45	30	20	ligera	flujo lento

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	mín.	máx.							
	kg/m ³								
145 REMOLACHA, PULPA HÚMEDA	400	720	1	3	45	30	25	moderada	flujo lento
146 REMOLACHA, PULPA SECA	190	240	1	3	45	30	25	ligera	flujo lento
147 ROCAS DE EXCAVACIÓN, SUAVES	1600	1770	15	3	35	25	22	fuerte	flujo normal
148 SAL COMÚN SECA	640	900	10	4	30	10	18	moderada	flujo libre
149 SAL COMÚN SECA, FINA	1120	1290	3	4	25	10	11	moderada	flujo libre
150 SAL, BRUTA	1200	1200	200	3	15	12	15	moderada	flujo libre
151 SALVADO	160	320	3	3	35	25	12	ligera	flujo normal
152 SEDIM. AGUAS SERVIDAS, HÚMEDO	890	890	3	4	35	25	20	moderada	flujo normal
153 SEDIM. AGUAS SERVIDAS, SECO	720	890	3	4	35	25	20	moderada	flujo normal
154 SEMILLAS ALGODÓN EN TROZOS	640	720	15	3.5	35	25	20	ligera	flujo normal
155 SEMILLAS ALGODÓN TRITURADAS	640	720	3	3.5	35	25	20	ligera	flujo normal
156 SEMILLAS DE GIRASOL	300	600	10	4	20	10	12	ligera	flujo libre
157 SODA CAÚSTICA	1410	1410	1	3	35	25	25	moderada	flujo normal
158 SODIO, FOSFATO	800	1040	3	4	37	25	16	moderada	flujo normal
159 SODIO, NITRATO	1120	1290	15	4	24	10	11	ligera	flujo libre
160 SOYA, ENTERA	720	800	10	4	25	10	16	fuerte	flujo libre
161 SOYA, PULPA	640	640	3	4	35	25	20	ligera	flujo normal
162 SOYA, TRITURADA	480	640	10	4	35	25	18	moderada	flujo normal
163 SULFATO <75MM	1280	1360	75	3	35	25	18	ligera	flujo normal
164 SULFATO TRITURADO <12mm	800	960	10	3	35	25	20	ligera	flujo normal
165 SULFATO, POLVO	800	960	3	3	35	25	21	ligera	flujo normal
166 TABACO, HOJAS SECAS	190	220	15	3	45	30	25	ligera	flujo lento
167 TIERRA HÚMEDA CON ARCILLA	1600	1770	3	3	45	30	23	moderada	flujo lento
168 TIERRA SECA	1120	1280	3	3	35	25	20	moderada	flujo normal

TABLA II
PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad aparente		tamaño de grano máximo mm	veloc. máx. m/s	ángulo de reposo °	ángulo de sobre carga °	ángulo máx. de inclinación °	Abrasividad	Fluidez
	mín.	máx. kg/m ³							
169 TITANIO, DIÓXIDO DE	2250	2250	3	2	35	25	18	fuerte	flujo normal
170 TITANIO, ESPONJA	960	1120	15	2	45	30	25	fuerte	flujo lento
171 TIZA EN TROZOS	1200	1365	15	3	45	30	15	moderada	flujo lento
172 TRIGO	720	770	10	4	28	10	12	ligera	flujo libre
173 TRIGO, GERMEN DE, SECO	290	450	3	4	25	10	15	ligera	flujo libre
174 VERMICULITA EXPANDIDA	260	260	10	3	45	30	23	ligera	flujo lento
175 VERMICULITA MINERAL	1120	1280	15	2.5	35	20	20	moderada	flujo normal
176 VIDRIO, DESPERDICIOS EN TROZOS	1280	1930	15	3	35	25	20	fuerte	flujo normal
177 YESO 12mm TAMIZADO	1120	1290	10	3	40	30	21	moderada	flujo normal
178 YESO 75mm TERRONES	1120	1290	75	3	30	20	15	moderada	flujo normal
179 ZINC, MINERAL TOSTADO	1770	1770	10	2.5	38	25	25	fuerte	flujo normal
180 ZINC, MINERAL TRITURADO	2400	2600	10	2.5	38	25	22	fuerte	flujo normal
181 ZINC, ÓXIDO LIGERO	160	240	1	3	45	30	20	moderada	flujo lento
182 ZINC, ÓXIDO PESADO	480	560	1	2.5	50	30	25	moderada	flujo lento

APÉNDICE B

**PÁGINAS IMPRESAS POR EL SOFTWARE CON LOS
RESULTADOS DEL DISEÑO DE UNA BANDA PARA
TRANSPORTE DE PIEDRA CALIZA**



Heber 2002 - Bandas transportadoras



Proyecto: Modificación Molino Vertical
 Cliente: La Cemento Nacional
 Código: 058.41.1.BT3

Descripción: Banda desde BT2 a BT4
 Diseñó: Ing Hinojosa
 Fecha: 8-01-2002

Material

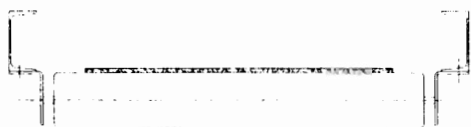
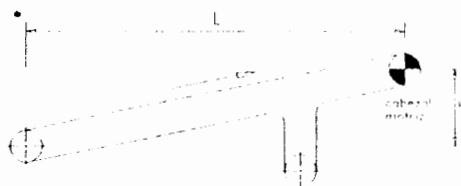
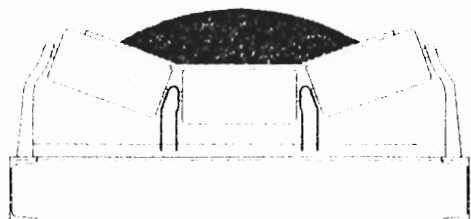
Nombre: CALIZA, PIEDRA TRITURADA
 Peso específico: 1400 kg/m³
 Ángulo sobrecarga: 20 °
 Tamaño terrón: 140 mm
 Temperatura: 25 °C
 Ángulo reposo: 38 °
 Ángulo máximo: 18 °
 Abrasividad: extra fuerte

Capacidad

Ancho: 1220 mm
 Velocidad: 1.2 m/s
 Capacidad requerida: 1000 ton/h
 Capacidad máxima: 1416.77 ton/h
 Carga de material: 231 kg/m
 Porcentaje llenado: 71%

Geometría

Longitud horizontal: 152 m
 Elevación: 23 m
 Pendiente: 9 °



Rodillos

	Superiores	Retorno	
Clase:	Cema C	Cema C	
Tipo:	terna	plano	
Ángulo:	35	0	°
Diámetro:	127	127	mm
Espaciamiento:	1.2	3	m
Cantidad:	154	51	u
Vida útil:	22714	70363	horas

Heber 2002 - Bandas transportadoras



Proyecto: Modificación Molino Vertical
 Cliente: La Cemento Nacional
 Código: 058.41.1.BT3

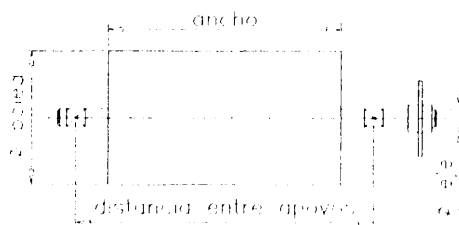
Descripción: Banda desde BT2 a BT4
 Diseñó: Ing Hinojosa
 Fecha: 8-01-2002

Tambores		Motriz	Conducido	de Contacto	Desviador 1	Desviador 2	Contrapeso
Ancho de cara:	mm	1295	1295	1295	1295	1295	1295
Ángulo de contacto:	o	210	180	30	99	81	180
Diámetro:	mm	900	300	450	450	500	300
Distancia entre apoyos:	mm	1680	1680	1600	1600	1600	1680
Fuerza resultante:	N	108.31	45	11.65	34.22	29.23	45
Diámetro del eje:	mm	165	125	87	138	138	125
Peso del tambor:	kg	828	76	176	176	183	76
Cap. carga rodamien.:	kN	416.66	236.11	60.31	162.08	135.06	236.11
Material del eje		AISI 1045	AISI 1045	AISI 1045	AISI 1045	AISI 1045	AISI 1045
Torque (polea motriz):		33828.75	N m				
Momento (polea motriz):		10424.84	N m				

Banda

Tipo: Banda de extremada resistencia a la abrasión, EP1000

Resistencia:	100	N/mm
Cobertura superior:	5.0	mm
Cobertura inferior:	2.0	mm
Lonas carcasa:	4	
Espesor total cinta:	17.4	mm
Peso banda:	26.82	kg/m
Diámetro total cinta:	2.62	m



Heber 2002 - Bandas transportadoras



Proyecto: Modificación Molino Vertical
 Cliente: La Cemento Nacional
 Código: 058.41.1.BT3

Descripción: Banda desde BT2 a BT4
 Diseñó: Ing Hinojosa
 Fecha: 8-01-2002

Fuerzas

Factor de fricción: 0.020
 Factor por longitud: 1.51
 Fuerza en vacío: 2863.53 N
 Fuerza desplazar carga: 10438.6 N
 Fuerza elevar carga: 52229.1 N
 Fuerza Total: 65531.3 N

Tensiones

Ángulo de contacto: 210 °
 Fricción tambor-banda: 0.4
 Flecha máx. pandeo: 2 %
 Tensión mín. pandeo: 18453 N
 Tensión máxima T1: 89633 N
 Tensión mínima T2: 22500 N
 Tensión efectiva Te: 67133 N
 Tensión unitaria Tu: 73 N/mm
 Tensión contrapeso (manual o automático): 45000 N
 4592 kg

Potencias

Eficiencia motor: 95 %
 Eficiencia transmisión: 94 %
 Potencia Teórica: 80.56 kW
 Potencia por trippers: 0 kW
 Potencia por skirtboards: 1.92 kW
 Potencia requerida: 90.21 kW
 120.28 HP
 Potencia motor: 150 HP
 Velocidad motor: 1800 rpm
 Frame: 445TS

Radios verticales de curvatura

Concavo
 Radio mínimo: 0 m
 Proyección horizontal: 0 m
 Convexo
 Radio mínimo: 0 m
 Proyección horizontal: 0 m

Otros

Skirtboards: 20 m
 Trippers: 0 u

Heber 2002 - Bandas transportadoras



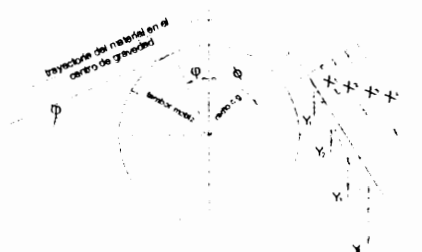
Proyecto: Modificación Molino Vertical
 Cliente: La Cemento Nacional
 Código: 058.41.1.BT3

Descripción: Banda desde BT2 a BT4
 Diseñó: Ing Hinojosa
 Fecha: 8-01-2002

Trayectoria descarga material

Ángulo de fuga: 55 °
 Intervalo de tiempo: 0.05 s
 Radio c.g. material: 525 mm

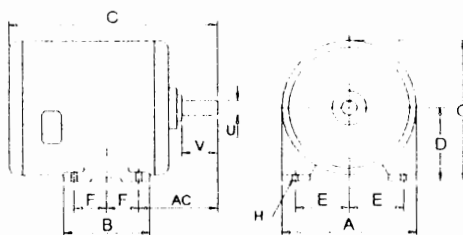
Coordenada	X(mm)	Y(mm)
1	60	12.26
2	120	49.05
3	180	110.36
4	240	196.2
5	300	306.56
6	360	441.45
7	420	600.86
8	480	784.8



Motor (dimensiones):

A:	559	mm	H:	21	mm
B:	521	mm	O:	587	mm
C:	1041	mm	V:	114	mm
D:	279	mm	AC:	311	mm
E:	229	mm	U:	60	mm
F:	210	mm			

Diám. pernos: 16 mm
 Long. pernos: 57 mm
 Peso motor: 734 kg



BIBLIOGRAFÍA

1. ADI FRITELLA, Conveyor Idlers - Mathematical Selection Criteria
 2. BRIDGESTONE, Conveyor Belt Design Manual
 3. CONTINENTAL, Conveyor Belt System Design
 4. CONVEYING MACHINERY CO. INC., Engineering and Specification Guide
 5. CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION (CEMA), Belt Conveyors for Bulk Materials, 2nd Edition
 6. DEUTSCHE NORM, Belt Conveyors for Bulk Materials, DIN 22101
 7. DODGE, Catalogo de selección de componentes para bandas transportadoras
-

8. DUNLOP INDUSTRIAL PRODUCTS, Conveyor Belt Design Manual
9. EUZKADI PRODUCTOS INDUSTRIALES, Manual de Ingeniería para Bandas Transportadoras
10. GARSKE WOLFGANG J., Máquinas de Transporte y Elevación (MTE), 1996
11. GOODYEAR, Handbook of Conveyor and Elevator Belting, 1975
12. HANS-JÜRGEN ZEBISCH, Fördertechnik 2 kurz and bündig, stetigförderer und lagerwesen, Vogel-Verlag
13. J. E. SHIGLEY – C. R. MISCHKE, Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill
14. KURT GIECK, Manual de fórmulas técnicas, XVI Edición
15. MICHAEL HALVORSON, Aprenda Visual Basic Ya, Editorial McGraw-Hill

16. NORTH AMERICAN, INC – TRANSALL DIVISION., Belt Conveyor
Idlers Catalogue
17. REXNORD, Catálogo de Bandas Transportadoras 1040R
18. ROULUNDS, Conveyor Belting Catalogue
19. SKF, Catálogo General de selección de rodamientos, 1997
20. TARGHETTA LUIS/A. LÓPEZ ROA, Transporte y Almacenamiento de
materias primas en la industria básica, Tomo 2, Editorial Blume, 1970
21. THE MELCO PRECISMECA BELT CONVEYOR IDLER ROLL, Melco
Mining Supplies (Pty) Ltd
22. TRANS TECH PUBLICATIONS, Bulk Solids Handling – The
International Journal of Storing and Handling Bulk Materials, Vol. 6, No.
2, April 1986