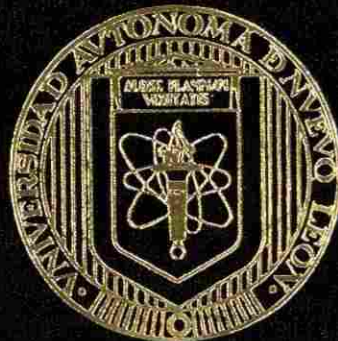


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



“DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE CARGA”

POR

ING. JOEL PUENTE SANCHEZ

T E S I S

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN DISEÑO MECANICO

San Nicolás de los Garza, N. L.

Octubre de 1999

J.P.S. "DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE CARGA"

1999

TM
Z5853
.M2
FIME
1999
P84



1020135197



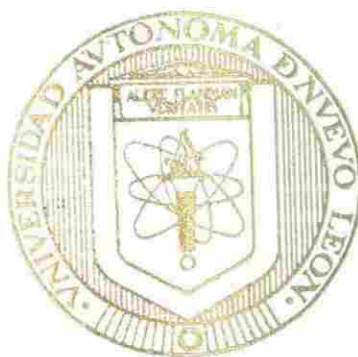
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST - GRADO



"DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE CARGA"

UANL

POR

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
ING. JOEL PUENTE SANCHEZ

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECANICO

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L. OCTUBRE DE 1999

0140-23060

TM
Z5853
•M2
FIME
1999
P84



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

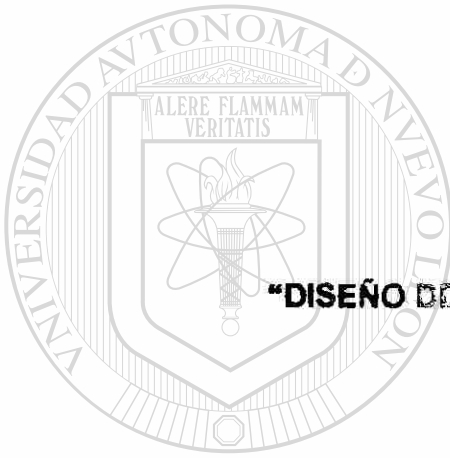
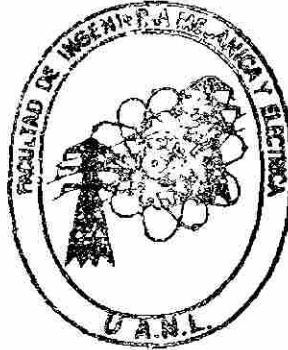
®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



FONDO
TESIS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST - GRADO



"DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE CARGA"

POR

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

ING. JOEL PUENTE SANCHEZ

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TESIS

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECANICO**

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L. OCTUBRE DE 1999

PROLOGO

El presente trabajo hecho por el Ingeniero Tomás Salinas Rodríguez y el Ingeniero Joel Puente Sánchez ha sido desarrollada con la mejor intención de que sirva tanto como fuente de información acerca del diseño en general para los estudiantes que se dedican a dicha disciplina como para la persona de la industria en la cual se presentan las necesidades de transportación tanto de materias primas como de productos.

Por sistema hemos tratado de presentar una descripción directa tanto del aparato en cuestión como de los componentes que lo constituyen así como una secuencia lógica de las tablas y gráficas utilizadas.

Hemos tratado de que la redacción sea clara, las explicaciones son prácticas y la teoría interesante.

Deseamos expresar nuestro agradecimiento a nuestros maestros de asignatura de Post- grado, a nuestro asesor y a las personas que nos ayudaron en la redacción particularmente a Mónica Salinas mi hija. Mil gracias.

INDICE

Pág

CAPITULO 1.- SINTESIS..... 1

CAPITULO 2.- INTRODUCCION..... 2

2.1.- Descripción del problema a resolver..... 2
2.2.- Objetivo de la tesis 2
2.3.- Justificación del trabajo de la tesis 3
2.4.- Metodología..... 3
2.5.- Limite del estudio..... 3
2.6.- Revisión bibliográfica..... 4

CAPITULO 3.- ANTECEDENTES..... 6

**CAPÍTULO 4.- CONSIDERACIONES TEORICAS DEL DISEÑO DE UN
TRANSPORTADOR POR BANDA..... 7**

4.1.- Datos básicos requeridos para el diseño..... 7
4.1.1.- Materiales que se van a manejar..... 7
4.1.2.- Capacidad..... 7
4.1.3.- Camino a viajar..... 8
4.1.4.- Condiciones de operación..... 8
4.1.5.- Vida requerida de instalación..... 8

CAPITULO 5.- BANDAS..... 11

5.1.- Viscosidad..... 11
5.2.- Temperatura..... 11
5.3.- Acción química..... 12
5.4.- Materiales de masas..... 12
5.5.- Angulos de inclinación..... 12
5.6.- Velocidad y ancho de la banda..... 15
5.6.1.- Velocidad límite para el material de manejo..... 17
5.6.2.- Clases de cargado, área de sección transversal y
volumen determinado por el material..... 20
5.6.3.- Ancho de la banda determinado por la capacidad..... 22
5.6.4.- Ancho determinado por el tamaño de la masa..... 23

CAPITULO 6.- SELECCION Y ESPACIAMIENTO DE LOS SOPORTES DE RODILLOS..... 27

6.1.- Selección de soportes de rodillos.....27
6.2.- Espaciamiento de los soportes de rodillos30
6.3.- Alineación de la banda en los soportes de rodillos.....33

CAPITULO 7.- REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y TENSIONES DE LA BANDA..... 34

7.1.- Análisis de fuerzas.....34
7.1.1.- Fuerzas de fricción.....44
7.1.2.- Fuerzas gravitatorias.....48
7.1.3.- Fuerzas de inercia.....48

CAPITULO 8.- MÉTODOS PARA CALCULAR EL CABALLAJE..... 50

8.1.- Método gráfico.....51
8.2.- Método analítico.....54
8.3.- Formulas para determinar las tensiones y las potencias de las bandas.....54

CAPITULO 9.- SELECCION DE LA BANDA..... 62

9.1.- Armazón de la banda.....64
9.2.- Cubiertas de banda.....65
9.3.- Habilidad de acanalamiento.....65
9.4.- Dilatación de la banda.....66
9.5.- Uniones de la banda.....66
9.6.- Pesos de la banda.....71

CAPITULO 10.- SELECCION DEL EQUIPO DE LAS TERMINALES..... 74

10.1.- Poleas.....75
10.1.1.- Diámetro de poleas.....75
10.1.2.- Ancho de las poleas.....76
10.1.3.- Poleas de retención.....76
10.1.4.- Poleas con revestimiento.....77
10.1.5.- Poleas con separador magnético.....77
10.1.6.- Velocidad de las poleas.....77

10.2.- Tensores.....	80
10.2.1.- Tipos de tensores.....	80
10.2.2.- Localización de los tensores.....	82
10.2.3.- Cantidad de estiramiento requerido.....	82
10.2.4.- Longitud de viaje del tensor.....	83

CAPITULO 11.- CARGADO DE MATERIAL SOBRE LA BANDA..... 86

11.1.- Cargado de material con un gasto uniforme.....	88
11.2.- Cargado de material centradamente sobre la banda.....	88
11.3.- Impacto del material que cae sobre la banda.....	89
11.4.- Entrega del material en la dirección del viaje de la banda.....	90
11.5.- Entrega del material a una velocidad cercana a la velocidad de la banda.....	91
11.6.- Angulo de inclinación de la banda en el punto de cargado.....	91

CAPITULO 12.- DESCARGA DE MATERIALES DE LA BANDA..... 92

12.1.- Descargando sobre la polea final.....	92
12.2.- Descargando sobre uno ó más disparadores fijos.....	93
12.3.- Descargando sobre disparadores móviles.....	93
12.4.- Descargando el material para uno ó más lados de la banda, por medio de arados fijos o móviles.....	94

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

**CAPITULO 13.- OTRAS CONSIDERACIONES DE INGENIERIA QUE SE
DEBEN DE APLICAR..... 95**

13.1.- Cambios convexos en la trayectoria vertical del transportador.....	95
13.2.- Cambios cóncavos en la trayectoria vertical del transportador.....	97
13.3.- Medidas de seguridad.....	101

CAPITULO 14.- DISEÑO DEL TRANSPORTADOR.....102

14.1.- Características del transportador..... 103

14.2.- Diseño del transportador..... 104

 14.2.1.- Especificaciones o datos básicos para el diseño
 de la banda transportadora..... 104

 14.2.2.- Verificación del ángulo de inclinación de la
 sección inclinada..... 105

 14.2.3.- Cálculo del ancho y velocidad de la banda..... 106

 14.2.4.- Selección del tipo, serie y esparcimiento de los
 soportes del rodillo..... 108

 14.2.5.- Determinación de potencia y tensores
 de la banda..... 109

 14.2.6.- Máxima tensión de operación de la banda..... 122

14.3.- Selección del equipo de las terminales..... 123

14.4.- Cálculo y selección del equipo motor..... 126

 14.4.1.- Cálculo y selección del reductor..... 126

 14.4.2.- Cálculo y selección del sprocket..... 127

 14.4.3.- Análisis de fuerzas en la polea motriz..... 131

 14.4.4.- Cálculo y selección del cople..... 137

 14.4.5.- Cálculo y selección del accesorio del transportador
 tripper..... 141

14.5.- Cálculo y selección de estructuras y columnas..... 143

14.6.- Mantenimiento..... 146

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 148

BIBLIOGRAFIA..... 150

LISTADO DE TABLAS.....152

LISTADO DE GRAFICAS Y FIGURAS..... 154

GLOSARIO DE TERMINOS..... 155

AUTOBIOGRAFIA..... 156

CAPITULO No. 1

SINTESIS

Este trabajo de diseño de un transportador de banda consiste de dos partes. La primera parte contiene consideraciones teóricas y en ella se hace una descripción de cómo se usan las tablas y gráficas para la selección de los diferentes componentes de un transportador (banda, soportes, sprockets, columnas, etc.) ésta primera parte está contenida por los capítulos que van del 4 al 13. La segunda parte trata del diseño en sí de un transportador específico. Este transportador tiene aproximadamente 600 pies de longitud y será capaz de transportar en forma continua 900 ton/hr (1800 Klb/hr) de carbón coke desde el interior de una mina situada a 500 mts. (1640 pies) sobre el nivel del mar operando 16 horas de funcionamiento continuo. Esta segunda parte se presentará en el capítulo 14.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 2

INTRODUCCION

Existen muchos tipos de transportadores de carga siendo uno de los mas usados el transportador de banda, dicho tipo de transportador existe en diferentes tamaños desde los que transportan minerales que pueden tener hasta 1,000 pies de longitud hasta las pequeñas bandas de 10 pulgadas que forman parte de sistemas automáticos de movimientos secuenciales.

2.1- Descripción del problema a resolver.-

Nuestro problema consiste en sacar carbón de una mina de una manera continua y eficiente y desde luego que sea la más económica posible.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

2.2- Objetivo de la tesis.-

El objetivo de ésta tesis es la aplicación de los conceptos teóricos del diseño mecánico en un proyecto específico, en este caso un transportador de carga, así como la aplicación de conceptos de selección de materiales en la realización de dicho proyecto.

2.3- Justificación del trabajo de tesis.-

Se escogió este tema de tesis específicamente por la necesidad de satisfacer requerimientos de la industria minera, en la cual es muy utilizado este tipo de transportadores, dado que un transportador de banda no facilita la extracción continua de los productos de las minas sino que también hace posible su selección previa antes de su transporte a largas distancias.

2.4- Metodología

El método a seguir en el desarrollo de la tesis consistirá en las siguientes etapas: En primer término se investigarán las necesidades de la industria, después se tomarán en cuenta los materiales existentes en el mercado y finalmente se realizará la consulta bibliográfica (libros, manuales, etc.). Para una mejor exposición del tema se utilizarán tablas y figuras.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

2.5 – Límite del estudio.-

Nuestro trabajo consiste en 2 pasos principalmente. Primero el análisis de las tensiones y potencias y demás elementos de diseño para determinar el tamaño y la capacidad requerida en cada uno de los elementos que conforman nuestro transportador y el segundo paso es la selección de dichos elementos basándose en el uso de tablas, de manuales publicados por las diferentes marcas que existen en el mercado.

2.6 – Revisión Bibliográfica.-

LIBROS

Autor: Fitzgerald
Libro: Mecánica de Materiales
Editorial: Alfa Omega
Edición: 1996

Se utilizó la teoría para hacer el diagrama de cortantes y el diagrama de momentos en la polea tensora (págs. 83-92, capítulo No. 4 del texto, pág 134 de la tesis).

Autor: Spotts
Libro: Diseño de Elementos de Máquinas
Editorial: Reverté
Edición: 6ª 1990

Se utilizó la teoría para determinar las dimensiones de los cuñeros en los ejes de las poleas motrices, de cola y tensora (pág. 145 "chavetas" del texto, pág. 136 de la tesis)

MANUALES

Las tablas a continuación enlistadas con sus correspondientes manuales fueron empleadas para la selección de los diferentes componentes del transportador (*bandas, soportes de rodillos, sprockets, tripper, etc.*)

Autor: Marks
Manual: Manual del Ingeniero Mecánico
Edición: 1990
Tablas: 1,2,3,4,22

Manual: Gates
Edición: 1991
Tablas: 21
Gráficas: A

Continuación de la revisión bibliográfica....

MANUALES

Manual: Martín
Edición: 1998
Tablas: 8,9,12,13,14,20,24,25,26,33,34 y 43.
Gráficas: E

Manual: Manual de la Compañía **Vickers**
Edición: 1985
Tablas: 10

Manual: Manual de la Compañía **Link-Belt**
Edición: 1980
Tablas: 11,15, 17,18,19,29,30,31 y 32
Gráficas: B,C,D

Manual: Manual de la **ASTM**
Edición: 1998
Tomo: 2 y 3
Tablas: 16

Manual: Manual de la Compañía **Dodge**
Edición: 1995
Tablas: 23 y 27
Gráficas: F
Figuras: 1 y 2

Manual: Manual de la **Good Year -Oxo-**
Edición: 1980

CATALOGOS

Catalogo: Catalogo Rex 520
Tablas: 35,36,37 y 38

Catalogo: Catalogo de Coples Flak
Tablas: 39, 40, 41 y 42

CAPITULO No. 3

ANTECEDENTES

Las bandas transportadoras han tenido un uso intensivo en la industria desde hace más de 200 años, dichas bandas se basan en la transportación continua y en la facilidad para la selección y el empaque del producto de forma que en la actualidad, toda una industria se dedica a fabricar partes por separado de dichos transportadores, tenemos por un lado, los fabricantes de bandas y por el otro lado se fabrican sprockets, columnas, estructuras, cadenas, congilones, etc, todo por separado, de forma que el diseñador moderno solo tiene que armar los componentes, sin embargo, esto no nos exenta del trabajo del diseño, ya que para saber la capacidad y el tamaño de cada componente correspondiente a cada necesidad y circunstancia se requiere de un análisis completo en la aplicación de la teoría del diseño mecánico.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En la actualidad existen bandas automatizadas, es decir, que al llegar un paquete a un puesto de trabajo, la banda se detiene automáticamente obedeciendo a la señal de un sensor (óptico, inductivo, capacitivo, etc.) formando parte de una secuencia automática de movimientos.

CAPITULO No. 4

CONSIDERACIONES TEORICAS DEL DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR POR BANDA

4.1 .- Datos básicos requeridos para el diseño.

Los principales datos son los siguientes:

4.1.1.- Materiales que se van a manejar.

El diseño de una banda transportadora está grandemente influenciado por el material que se va a manejar; las características y el comportamiento de una gran variedad de materiales, se mencionan y clasifican en la tabla No. 3

Algunas características del material que pueden condicionar el uso de la banda transportadora, se describen en la Tablas No.3 y 4 por eso es necesario tener tal información acerca del material manejado, por ejemplo: tamaño, peso por m³, abrasividad, contenido de humedad, temperatura, ángulo de reposo, acción química y viscosidad.

4.1.2.- Capacidad.-

Debe de estar expresado en toneladas por hora (**ton/hr**), o en m³ por hora (**m3/hr**).

4.1.3.- Camino a Viajar.-

Las dimensiones deben indicarse en un plano original, y deben ser adecuadas para considerar posibles alteraciones.

4.1.4.- Condiciones de Operación.-

En este factor se deben incluir horas de operación diariamente, semanalmente y anualmente, períodos de cambio de estación, condiciones de clima, temperaturas del medio ambiente (máxima y mínima), operación reversible o en una dirección, o con el transportador cerrado o el medio ambiente.

4.1.5.- Vida Requerida de Instalación.-

Esta puede ser permanente o temporal y se expresa en años.

TABLA No. "1"
PRODUCTOS INDUSTRIALES

MATERIAL	PESO/PROM (LBS/PIE)	CLASE
ALUMBRE	45-50	B 26
ALUMINIO (VIRUTAS)	7-15	H 36 X
ALUMINIO (OXIDO)	67- 120	A 17 Y
ASBESTO EN ROCA	81	C 28 R
CENIZA DE CARBON SECA	35-40	C 37
CENIZA DE CARBON HUMEDA	45- 50	D 37 PZ
BAKELITA FINA	30-40	A 36
BICARBONATO DE SODIO	41	A 26
CARBON (PELETIZADO)	20-25	B 16 TZ
CEMENTO	65-83	A 27 X
CARBON BITUMINOSO	50	D 37 P
ARENA DE FUNDICION	90	B 38
VIRUTAS DE MADERA	10-30	H 36 WX

TABLA No. "2"
PRODUCTOS AGRICOLAS

MATERIAL	PESO/PROM (LBS/PIE)	CLASE
ALMENDRAS, ENTERAS O QUEBRADAS	28-30	A 26 LP
FRIJOL ENTERO	36	C 16
ARROZ	36	B 26 S
CAFE EN GRANOS	25	C 28 R
CAFÉ SOLUBLE	19	B 26 KLT
CACAHUATES	15-20	D 26 T
HARINA	35-40	A 36 K
MAIZ EN GRANO	45	C 16 ST

TABLA No. "3"
CARACTERISTICAS DEL MATERIAL

TAMAÑO	MUY FINO	100 % MALLA	A
	FINO	1/8 DE PULGADA DE MALLA Y MENORES	B
	GRANULAR	1/2 DE PULGADA Y MENORES	C
	ATERRONADO	MASAS MAYORES DE 1/2	D
	PULGADA IRREGULAR		H
FLUJO	MUY LIBRE DE FLUIR	ANGULO DE REPOSO 30°	
	LIBRE DE FLUIR	30° A 45° EN REPOSO	
	INACTIVO	EN REPOSO HASTA 45° O MAS	
ABRASIVIDAD	NADA ABRASIVO		
	MEDIO ABRASIVO		
	MUY ABRASIVO		

TABLA No. "4"
OTRAS CARACTERISTICAS

CONTAMINABLE, AFECTA SU USO Y SU SALIDA
 HIGROSCOPICO
 CORROSIVIDAD ALTA
 CORROSIVIDAD MEDIA
 CEDE FUERA DE TIERRA, VAPORES Y MORTALES
 CONTIENE TIERRA, VAPORES Y MORTALES
 CONTIENE TIERRA EXPLOSIVA
 DESAGRADABLE, AFECTA SU USO Y SALIDA
 MUY LIGERO Y SUAVE
 ENTRELAZARSE O RESISTIRSE A ABANDONAR
 MUY FLUIDO AL PRINCIPIO
 SE DESPERDICIA BAJO PRESION

CAPITULO No. 5

BANDAS

Las bandas transportadoras pueden transportar toda clase de materiales, siendo condicionado su uso por las características de dichos materiales tales como:

5.1.- Viscosidad.-

La viscosidad puede llegar a ser muy elevada de tal forma que los materiales pueden adherirse a la banda o a los rodillos, poleas y tensoras. Algunos materiales extremadamente viscosos no deben ser descargados por una banda transportadora. Sin embargo, muchos materiales mas o menos viscosos y pegajosos, pueden ser manejados eficazmente siempre y cuando los rodillos, poleas, banda, artefactos de limpieza, inclinación y velocidad de la banda estén debidamente diseñados o seleccionados para asegurar una operación óptima.

5.2 .- Temperatura.-

Cuando la temperatura del material que se transporta se excede de 66°C, usualmente se requieren bandas resistentes al calor. El deterioro de una banda esta algunas veces en proporción a la temperatura de trabajo. Sin embargo las bandas transportadoras están siendo usadas últimamente para transportar vaciados muy calientes o cuando ocasionalmente se mezclan materiales incandescentes en arena u otro material fino.

Cuando las temperaturas varían entre 121° C y 149° C, la economía de una banda puede ser comparada con otros tipos de transportadores.

5.3.- Acción Química.-

Algunos aceites, productos químicos, grasas y ácidos pueden ser dañinos para las bandas, poleas y rodillos. El neopreno u otros recubrimientos se pueden aplicar a las bandas, mientras que las poleas y rodillos pueden ser hechos o cubiertos con algunos tipos de sustancias para resistir la corrosión o la acción química.

5.4.- Materiales de Masas Grandes.-

El tamaño de las masas grandes y el porcentaje de un volumen total representado por estas masas, son dos de los factores que determinan el mínimo ancho de banda tal como se muestra en la tabla No.10.

Se puede encontrar ventajoso triturar las masas si estas requieren un ancho de banda grande; como se muestra en la tabla No. 18, el valor de la tensión de algunas bandas está determinado por el tamaño y peso de las masas.

5.5.- Angulos de Inclinación.-

El ángulo de inclinación al cual una banda transportadora deberá llevar un material específico, depende de las características de tamaño, contenido de humedad, y habilidad de fluir de este. Los factores del diseño que pueden afectar el comportamiento de los materiales en una banda inclinada, incluyen la velocidad de la banda, ya sea que el material este ascendiendo o descendiendo; las maneras en que se este cargando la banda ya sea continua e intermitentemente.

Cuando la inclinación tiene una pendiente muy grande algunas partes de la gama del material pueden resbalar, deslizarse, fluir o rodar hacia atrás, resultando una pérdida de material, también cuando la banda está demasiado inclinada, grandes montones de material esférico peletizado, serán desalojados de la cama, ya sea cerca del lado de la banda o en el extremo final del alimentador. Para grandes masas esta condición se dificulta cuando la banda lleva aproximadamente menos del 60% de su carga normal de sección transversal, también grandes y pesadas masas que se van separando, pueden rodar hacia atrás y golpear fuertemente creando un accidente.

La tabla No. 5, muestra los máximos ángulos conservativos, a los cuales las bandas transportadoras pueden llevar materiales a una capacidad específica, aún cuando se manejan a altas capacidades y cuando es cargada intermitentemente. Sin embargo, mejores y más seguras condiciones de operación resultarán con inclinaciones menores que estos máximos particularmente cuando se manejan a altas velocidades y cuando es cargada intermitentemente, o cuando se manejan materiales que contienen masas mayores de 10.16 cms. (4 pulgadas.)

El ángulo de inclinación y la velocidad de la banda, pueden no ser críticos, cuando un transportador de descenso va a descargar a un depósito de reserva o almacén donde los efectos de una posible avalancha no crearían un problema de limpieza.

En la gráfica "A" se pueden obtener el ángulo de inclinación y la longitud inclinada de la banda conociendo la distancia horizontal entre centros y la elevación de ésta.

TABLA No. "5"
MATERIAL TRANSPORTADO

MATERIAL TRANSPORTADO ▲	○ ■	MATERIAL TRANSPORTADO ▲	○ ■
Alumina, seca libre de fluir	18	Piedras	15 a 20
Grano entero	8	Paquetes	15 a 20
Carbón, antracita	16	Pellets dependiendo el tamaño, material y concentración	5 a 15
Carbón, Bituminoso de más de 4"	15	Rocas	15 a 20
Carbón bituminoso de menos de 4"	16	Arena muy fina □	15
Carbón bituminoso sin medida	18	Arena húmeda △	20
Carbón bituminoso, fino, fácil de fluir ⊙	20	Arena para fundición	24
Carbón bituminoso, fino, lento △	22	Piedras en una sola medida, 4" en adelante	15
Carbón coke, de una sola medida	17	Piedras en una sola medida, mayores de 4"	16
Tierra de flujo fácil ⊙	20	Piedra fina de 3/8 para abajo	20
Grava de un solo tamaño lavado	12		
Grava de un solo tamaño sin lavar	15		
Grava de varios tamaños	18		
* Tierra de flujo lento △	22	Viruta o aserrín	27
Grano	15		

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

○ Angulo máximo de inclinación en grados.

□ Muy húmedo o muy seco, con ángulo de reposo menor de 45°

▲ Vea la nota al pie de la Tabla No. 6, para definiciones de materiales de un sólo tamaño, de varios tamaños y finos.

■ Para transportadores ascendentes, cuando son uniformemente cargados.

⊙ Angulo de reposo de 30° a 45°

△ Angulo de reposo 45° ó más.

5.6.- Velocidad y Ancho de la Banda.-

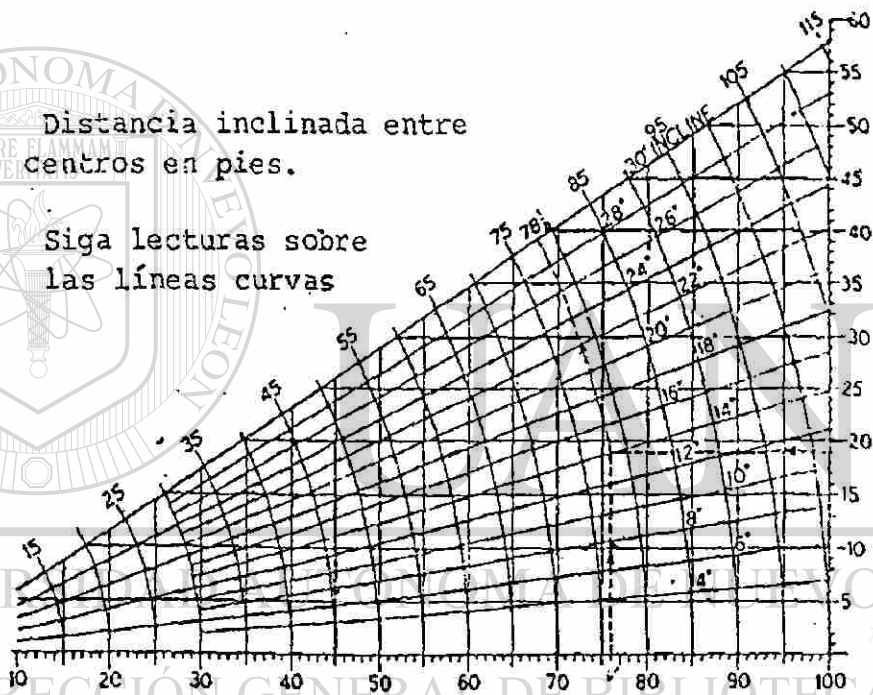
La velocidad de la banda depende de la capacidad, ángulo de inclinación, tensiones de la banda, tamaño del material que se va a manejar; debido al número de variaciones de éstas condiciones, es frecuentemente necesario considerar varias alternativas de velocidad y ancho de la banda, antes de establecer el diseño final. El incremento de la necesidad de manejar grandes capacidades a grandes distancias ha tenido como resultados el desarrollo de sistemas de transportadores de gran velocidad.

El costo inicial es usualmente bajo para el transportador angosto y de alta velocidad, pero las altas velocidades pueden crear problemas en los puntos de cargado o en las porciones inclinadas frecuentemente, el más bajo costo de operación se obtiene cuando se usa una banda ancha a baja velocidad, las condiciones que influyen en la selección del mejor ancho y velocidad de la banda son descritas a continuación:

GRAFICA "A"
ANGULO Y LONGITUD DE INCLINACION

Distancia inclinada entre
centros en pies.

Siga lecturas sobre
las líneas curvas



Distancia horizontal entre centros
en pies.

5.6.1.- Velocidad limite para el material de manejo.-

Cuando se transportan materiales abrasivos, es necesario encontrar la banda más angosta y la más alta velocidad permisible, la cual será a su vez la más económica.

Sin embargo, con algunos materiales y bajo ciertas condiciones pueden ser preferibles velocidades más bajas.

Algunas características y condiciones del material que influyen en la velocidad de la banda son:

Materiales Livianos, Finos y Blandos

Tales como cenizas de carbón y jabón en polvo deben ser transportados a bajas velocidades para prevenir que sean desalojados de la banda debido al viento o a la resistencia del aire.

Materiales Polvorientos, Finos y Secos

Tales como carbón pulverizado, deben ser transportados a baja velocidad para minimizar la dispersión de partículas en el aire.

Materiales Frágiles

Deben ser llevados lentamente, pero es necesario usar rodillos especiales, recubrimientos de hule, para evitar que el material se golpee entre sí, al ir avanzando por la banda transportadora.

Materiales Húmedos y Pesados

Tales como carbón mojado o arena húmeda, los cuales tienen una tendencia a adherirse o pegarse a la banda, deben ser transportados a altas velocidades para asegurar una mejor descarga.

Materiales Duros, Burdos, Pesados, de Forma Puntiaguda

Tales como terrones extraídos de una mina o piedras, deberán viajar a velocidades moderadas, para minimizar el daño a la banda en los puntos de cargado.

Materiales Abrasivos

Si estos son relativamente pequeños pueden limitar la velocidad de la banda, a pesar de la necesidad de una velocidad mayor.

Materiales de Superficie Lisa o Granos

Tales como frijol, semilla de algodón, etc. generalmente son llevados a más altas velocidades, que otros materiales.

Ancho de Banda

Generalmente para bandas anchas se usa una alta velocidad.

Tensiones de la Banda

Algunas veces se determina la velocidad de la banda, dentro del rango limitado por otros factores. Una alta velocidad con reducida área de carga, de sección transversal, puede permitir una banda más económica.

La tabla No. 6 muestra velocidades presentadas en la práctica y la experiencia, indicando cual debe ser la más práctica y la más económica, estas son sólo para usarse como una guía general, para tener un diseño bien balanceado; y deberán de considerarse muchos otros factores.

TABLA No. "6"
VELOCIDAD MÁXIMA RECOMENDABLE PARA BANDAS,
DETERMINADA POR EL MATERIAL MANEJADO

MATERIAL			Máxima velocidad recomendada de la banda (en pies/min)												
			Ancho de la banda en pulgadas												
CARACTERÍSTICAS		EJEMPLO DE MATERIAL	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	72	84
Maximo tamaño de masa de un solo tamaño o de varios	Poco abrasivo	Carbón, tierra	300	300	400	400	450	500	550	600	600	650	650	650	65
	Muy abrasivo, sin forma puntiaguda	Grava	300	300	400	400	450	500	550	550	600	600	600	600	60
	Muy abrasivo, puntiaguda	Piedras	250	250	300	350	400	450	500	500	550	550	550	550	55
Tamaño medio máximo de masas de una o varias medidas	Medio abrasivo	Carbón, tierra	300	300	400	400	500	600	650	700	700	700	700	700	70
	Muy abrasivo	Carbón, piedra, vidrio de desecho.	300	300	400	400	500	600	650	650	650	650	650	650	65
Hojuelos		Viruta de madera, corteza, pulpa de madera.	400	450	450	500	600	700	800	800	800	800	800	800	80
Granos de 1/8 a 1/2 de pulgada		Arena, granos, carbón, semilla de algodón.	400	450	450	500	600	700	800	800	800	800	800	800	80
Granos finos	Liviano, seco polvoriento	Carbón pulverizado, Ceniza.250 - 300 pies/min.....												
	Pesado	Cemento, polvo.250 - 300 pies/min.....												
Materiales frágiles donde la degradación es perjudicial		Carbón, carbón coke.200 - 250 pies/min.....												
		Jabón granulado150 - 200 pies/min.....												

5.6.2.- Clases de Cargado. Area de Sección Transversal y Volumen Determinados por el Material.

Una característica del material, que influye grandemente en la capacidad de la banda transportadora, es su ángulo de reposo o como está siendo transportado sobre la banda, y su ángulo de descarga. Algunos materiales finos tales como la arena pueden detenerse a un gran ángulo de sobrecarga, cuando estos contienen ciertas porciones de humedad, pero pueden desplomarse a pequeños ángulos, cuando el material está limpio y seco.


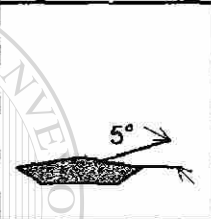
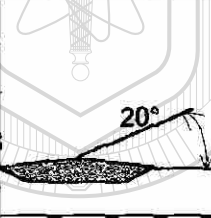
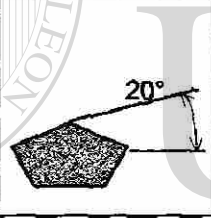
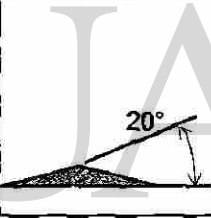
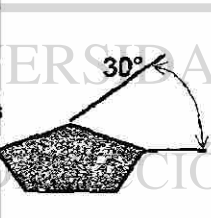
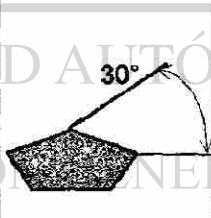
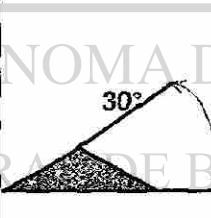
Generalmente los materiales fibrosos tienen un gran ángulo de sobrecarga. En la tabla No. 7 se muestran 3 clases de cargado "A", "B" y "C", para denotar el máximo ángulo de sobrecarga y el área de sección transversal a la cual algunos materiales representados, son normalmente transportados en bandas que viajan sobre soportes de rodillos.

El ángulo de sobrecarga, en conjunto con el ancho de banda, la forma de acanalamiento en la banda. La cantidad de material expresado en lbs/pie de banda o tonelada/pie de banda.

Tablas subsecuentes, para calcular las velocidades requeridas de la banda, están basadas en éstas clases de cargado.

Aún cuando los volúmenes mostrados son conservativos, estos no deben excederse especialmente en transportadores inclinados, sin la debida consideración de la capacidad de flujo, y el tamaño de las masas del material, velocidad y longitud de la banda, así como su ángulo de inclinación.

TABLA No. "7"
CLASES DE CARGADO

Comparación de áreas de sección transversal			Características del material	Materiales Típicos
20°	45°	Plana		
			Muy fácil de fluir, teniendo ángulo de reposo, menor de 30°. Semifluido ó muy seco ó muy húmedo, partículas pequeñas esféricas.	Grano entero. Semilla entera. Frijol entero. Arena sílica seca. Concreto. Cemento Ceniza. Hojuelas de mica.
			Mantiene un ángulo de reposo entre 30° y 35°. Las más grandes masas permitidas por el ancho de banda; ver tabla No. 10	Carbón, cenizas. Arena, grava. Tierra, piedra. Masas de yeso. Sal bruta, y granos triturados.
			Masas de tamaño medio como el mostrado en la tabla No. 10. Mantienen ángulos de reposo sobre 40°.	Similar a los de la clase de cargado B. Viruta de madera, bagaso, semilla de algodón, arena de fundición, malta verde, lupulo, caña desmenzada.

▲ Máximo ángulo de carga a la cual el material debe ser transportado sobre bandas que viajan sobre soportes de rodillos.

5.6.3.- Ancho de la Banda Determinado por la Capacidad.

El mínimo ancho de la banda para llevar el volumen requerido de material, depende por lo general de la velocidad a la cual la banda deberá viajar, y el área de sección transversal permisible de la carga sobre la banda. El gasto del material que será manejado, está generalmente expresado en términos de **tons/hr, m³/hr.,etc**

Para asegurar que el volumen nunca sea más grande del que se ha planeado, será necesario usar placas limitadoras con alimentadores, o si no el flujo de material puede ser regulado por algunos otros métodos, tal como otros transportadores o equipos procesadores, la tabla No. 9 indica el área de sección transversal permisible de la carga sobre la banda, para varios tipos de soportes de rodillos y para varias clasificaciones de cargado; en términos de la cantidad por hora del material transportado cuando la velocidad de la banda sea (0.305 mts/min) es decir 1 pie/min. y el material es constante y uniformemente alimentado a la banda. Estos valores son 60 veces el volumen de material por cada pie lineal de banda. Mientras que la velocidad permisible de la banda, varía con diferentes condiciones y anchos de banda, más de un cálculo debe ser realizado, para llegar a la óptima condición y combinación de ancho y velocidad de banda. Por ejemplo cuando se usan soportes de 20° y la clase de cargado es "B" o "C", la velocidad de la banda debe ser determinada en tons/hr del material que será transportado; interpolando los valores de la tabla No. 8.

TABLA No. "8"
CAPACIDADES DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS
USANDO SOPORTE DE RODILLOS A 20°

⊖	Ancho de banda en pulg.	Capacidad, clase de cargado "B". Toneladas cortas (2000 lbs) / hora								Capacidad, clase de cargado "B". Toneladas cortas (2000 lbs) / hora							
		Velocidad de banda en pies / min								Velocidad de banda en pies / min							
		100	200	300	400	500	600	700	800	100	200	300	400	500	600	700	800
		14	16	32	48	65	16	32	48	65
16	21	42	63	84	105	23	46	69	92	115	
18	27	54	81	108	135	31	63	94	126	157	
20	34	67	101	135	188	39	79	118	158	197	
50	24	50	100	150	200	250	300	60	120	180	240	300	360
	30	61	162	243	324	405	486	567	...	97	194	291	389	485	582	680	...
	36	117	235	352	470	587	704	822	940	147	295	442	590	737	884	1032	1180
	42	162	325	487	650	812	974	1137	1300	202	405	607	810	1012	1214	1417	1620
	48	220	440	660	880	1100	1320	1547	1760	275	550	825	1100	1375	1650	1925	2200
	54	285	570	855	1140	1425	1710	1995	2280	357	715	1072	1430	1787	2144	2500	2860
	60	360	720	1080	1440	1800	2160	2520	2880	450	900	1350	1800	2250	2700	3150	3600
	72	555	1110	1665	2220	2775	3330	3885	4440	680	1360	2070	2760	3450	4140	4830	5520
	84	775	1550	2325	3100	3875	4650	5425	6200	970	1940	2910	3880	4850	5820	6790	7760
	100	14	32	64	96	128	32	64	96	128
16		42	84	126	168	210	46	92	138	184	230
18		54	108	162	216	270	63	126	189	252	315
20		67	135	202	270	337	79	158	237	316	395
24		100	200	300	400	500	600	120	240	360	480	600	720
30		162	324	486	648	810	972	1134	...	194	389	583	778	972	1166	1361	...
36		235	470	705	940	1175	1410	1645	1880	295	590	885	1180	1475	1770	2065	2360
42		325	650	975	1300	1625	1950	2275	2600	405	810	1215	1620	2025	2430	2835	3240
48		440	880	1320	1760	2200	2640	3080	3520	550	1100	1650	2200	2750	3300	3850	4400
54		570	1140	1710	2280	2850	3420	3990	4560	715	1430	2145	2860	3575	4290	5005	5720
60	720	1440	2160	2880	3600	4320	5040	5760	900	1800	2700	3600	4500	5400	6300	7200	
72	1110	2220	3330	4440	5550	6660	7770	8880	1380	2760	4140	5520	6900	8280	9660	11040	
84	1550	3100	4650	6200	7750	9300	10850	12400	1940	3880	5820	7760	9700	11640	13580	15520	
150	14	48	96	144	192	48	96	144	192
	16	62	126	186	248	68	136	204	272	340
	18	80	160	240	320	400	94	188	282	376	470
	20	102	204	306	408	510	118	236	354	472	590
	24	150	300	450	600	750	900	180	360	540	720	900	1080
	30	242	484	726	968	1210	1452	1694	...	290	582	872	1164	1454	1744	2036	2320
	36	352	704	1056	1408	1760	2112	2464	...	442	884	1326	1768	2210	2652	3094	3536
	42	486	972	1458	1944	2430	2916	3402	...	606	1214	1820	2428	3034	3640	4248	4848
	48	660	1320	1980	2640	3300	3960	4620	...	824	1650	2474	3300	4124	4948	5774	6592
	54	854	1708	2562	3416	4270	5124	5978	...	1070	2144	3214	4288	5358	6428	7502	8560
60	1080	2160	3240	4320	5400	6480	7560	...	1350	2700	4050	5400	6750	8100	9450	10800	
72	1665	3330	4995	6660	8325	9990	11655	13320	2070	4140	6210	8280	10350	12420	14490	16560	
84	2325	4650	6975	9300	11625	13950	16275	18600	2910	5820	8730	11640	14550	17460	20370	23280	

- ⊖ Referencia tabla No. 6, para la máxima velocidad.
 ■ Referencia tabla No. 10, para el mínimo ancho de banda, según el tamaño de la masa.
 ⊙ Referencia tabla No. 7, para determinar la clase de cargado.
 ⊕ Peso del material en lbs/pie³

TABLA No. "9"
VALOR DE CARGADO DE MATERIAL POR HORA PARA
UNA VELOCIDAD DE BANDA DE 1 PIE/MIN

Ancho de banda, en pulgadas	Volumen por hora, para 1 pie/min de velocidad de banda V2								
	Pie ³ /hora Δ			Yardas ³ / hora			Bushels/hora		
	Clase de cargado \circ								
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
■ Rodillos planos									
14	2.6	4.1	0.09	0.15	2.1	3.2
16	3.7	5.8	0.13	0.21	2.9	4.6
18	5.3	8.5	0.19	0.31	4.2	6.8
20	7.3	11.6	0.27	0.43	5.8	9.3
24	11.9	18.9	0.44	0.7	9.6	15.2
30	18	28.6	0.66	1.06	14.4	23.0
36	27.2	43.0	1.00	1.59	21.8	34.8
42	38.2	60.6	1.42	2.24	30.7	48.7
48	48.3	76.4	1.78	2.83	38.8	61.5
54	59.2	94.7	2.20	3.50	47.6	76.0
60	74.5	111.9	2.75	4.12	60.0	89.2
72	107.0	157.0	3.90	5.80	85.0	125.0
84	142.0	210.0	5.20	7.70	113.0	167.0
■ Soportes de Rodillos a 20°									
14	3.35	6.48	6.48	0.13	0.24	0.24	2.70	5.20	5.2
16	5.04	8.40	9.2	0.19	0.31	0.36	4.05	6.75	7.4
18	6.9	10.80	12.9	0.25	0.4	0.46	5.55	8.70	10.1
20	8.85	13.50	15.80	0.33	0.5	0.58	7.12	10.85	12.9
24	13.50	20.00	24.00	0.5	0.74	0.89	10.85	16.10	19.3
30	22.60	32.40	38.90	0.84	1.2	1.44	18.10	26.00	31.2
36	33.50	47.00	59.00	1.24	1.74	2.18	27.00	37.80	47.5
42	47.60	65.00	81.00	1.76	2.41	3.00	38.80	52.20	65.00
48	63.00	88.00	110.00	2.23	3.26	4.07	50.50	71.00	88.50
54	80.00	114.00	143.00	2.96	4.22	5.30	64.20	91.50	115.00
60	98.00	144.00	180.00	3.62	5.33	6.65	79.00	116.00	145.00
72	145.00	222.00	276.00	5.35	8.23	10.20	116.00	177.00	220.00
84	200.00	282.00	385.00	7.40	10.40	14.20	160.00	226.00	307.00
■ Rodillos a 45°, con desigual longitud de rol									
24	19.8	26.4	30.4	0.74	0.98	1.13	15.9	21.2	24.4
30	32	42.6	50	1.18	1.58	1.85	25.7	34.2	40.2
36	41.5	55.2	70	1.54	2.15	2.58	33.4	44.5	58.2
42	57.5	76.8	96	2.12	2.83	3.56	46.2	61.5	77.2
48	78	103.8	126.5	2.88	3.85	4.7	62.8	83.0	102
■ Rodillos a 45°, con iguales longitudes de rol									
24	22.0	28.7	33.0	0.81	1.06	1.22	17.5	22.9	26.3
30	36.0	48.0	54.2	1.33	1.77	2.00	28.8	38.5	43.7
36	53.0	70.8	80.0	1.96	2.62	2.98	42.5	56.5	64.2
42	74.5	99.6	116.0	2.76	3.68	4.30	59.5	79.5	93.5
48	104.2	139.8	149.0	3.85	5.15	5.52	84.0	112.0	120.0
54	135.0	180.0	193.0	5.00	6.67	7.15	108.0	144.0	155.0
60	173.0	231.0	243.0	6.40	8.55	8.65	139.0	185.0	196.0
72	262.0	349.0	355.0	9.70	12.90	13.10	210.0	280.0	286.0

\circ Referencia tabla No. 7 para determinar la clase de cargado.

■ Selección de los soportes de rodillos (ver punto "E" de introducción al diseño , capítulo 2).

Δ Pies³/hora = tons/hora X lbs/tons/peso del material, en lbs/pie³

Generalmente la más económica de operar es la banda permisiblemente más angosta, a una máxima velocidad admisible, sin embargo, cuando se calcula la carga de sección transversal permisible a la máxima velocidad permisible se maneja la sección transversal de carga y se selecciona una velocidad suficiente para transportar el volumen requerido de material.

El ancho y velocidad que han sido determinados, pueden ser considerados como una tentativa; mientras las tensiones de la banda son establecidas, para esto puede ser necesario incrementar el ancho para proveer suficiente tensión de carga, de tal manera que se reduzca la tensión requerida. Otra consideración que debe tomarse en cuenta después para influenciar en el ancho y velocidad de la banda, es el acalamiento de la banda; el cual es determinado por el espesor de la banda y el material de dicha banda.

5.6.4.- Ancho determinado por el tamaño de la masa.-

El tamaño de la masa que se va a transportar, puede determinar el mínimo ancho de banda particularmente para transportadores de alta capacidad, cuando un pequeño porcentaje de masas grandes requiere una banda substancialmente ancha, es necesario emplear algunos métodos especiales de cargado, como una tolva, con sistema triturador de materiales. También bajo ciertas condiciones se pueden usar bandas angostas, si ocasionalmente las masas grandes son limitadas por guardas, o cubiertas de seguridad.

Las bandas que tienen un ancho muy amplio, usualmente justifican su costo inicial por ahorros subsecuentes en limpieza y seguridad, particularmente en transportadores de longitud moderada. En transportadores muy largos o sistemas de transportadores es aconsejable triturar las masas extremadamente

grandes o dividir estas y manejarlas separadamente. En la **tabla No. 10** se muestran los mejores datos prácticos con respecto al máximo tamaño de las masas para banda de anchos dados, sin considerar las series de los soportes de rodillos o la tensión de la banda. La **tabla No. 11** ilustra la influencia del tamaño de las masas en la selección de los soportes de rodillos, en la **tabla No. 18**, muestra la necesidad de considerar el tamaño de las masas con respecto a la tensión de las bandas.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 6

SELECCION Y ESPACIAMIENTO DE LOS SOPORTES DE RODILLOS

6.1.- Selección de Soportes de Rodillo.-

El tipo y espaciamiento de los soportes de rodillos del transportador tiene influencia en la vida de estos, de la banda y en menor grado en el requerimiento de la potencia. La selección del más satisfactorio soporte de rodillo, requiere de consideraciones del material manejado, capacidad y condiciones de servicio.

El tipo de soporte de rodillo es determinado por la función que va a ejecutar, ya sea cuando traslada la carga, o cuando soporta el retorno de la banda vacía, por el comportamiento de la banda y el amortiguamiento del impacto de la carga. La selección del soporte del rodillo ya sea para banda plana o curva, peso y capacidad y tipo del material que será manejado.

Varias series de cada tipo de soporte de rodillo son fabricadas con el fin de cubrir una amplia variedad de condiciones de operación. La selección de las series se determina por las condiciones tales como tipo y frecuencia de servicio, grado de abrasividad en la atmósfera existente, el peso/m³ del material, y el tamaño de las masas que van a ser transportadas y también por las

condiciones de carga y descarga, así como la velocidad, ancho y espesor de la banda.

TABLA No. "10"
MAXIMO TAMAÑO RECOMENDADO DE LA MASA, PARA
CADA ANCHO DE BANDA Y SOPORTES DE RODILLOS DE 20°

Clase de material	Clase de cargado	Máximo tamaño de las masas [⊙]												
		Ancho de banda, (pulgadas)												
		14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	72	84
Varios tamaños	B ●	3	4	5	6	8	10	14	16	18	20	22	27	32
	B □	12	16	20	22	24	28	33	38
	C	1	1 1/8	2	3	4	5	0.7	10	12	15	18
Un solo tamaño	B ●	2	2 1/4	3	3 1/2	4 1/2	7	8	10	12	14	16	19	22
	C		3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3 1/2	5	6	7 1/2	9

Varios tamaños: Se le llama a una mezcla uniforme de material, el cual no más del 10% son masas de tamaño máximo de la mitad de la masa mayor; otro 75% son masas de cualquier tamaño.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Un solo tamaño: Se le llama a una mezcla uniforme, en la cual no más del 20% son masas de la mitad de la masa mayor, y el 80% son masas que mantienen un tamaño uniforme.

- Clases de cargado que se explican en la tabla No. 7
- Basado en material que fluye libremente a través de las placas inferiores, cuando las condiciones de cargado y la distancia entre estas, es la recomendada.
- ⊙ Tamaño de la masa que puede determinar la serie de soportes de rodillos, como se muestra en la tabla No. 11, y el valor de la tensión de la banda en la tabla No. 18.
- Basado en consideraciones especiales de las clases de cargado y operaciones del transportador.

El tipo y serie de soporte de rodillo de los transportadores, puede ser seleccionado basándose en las condiciones de operación en la tabla No. 13, sin embargo, para condiciones poco usuales puede ser ventajoso usar uno más liviano y más resistente a los mostrados en la tabla anterior. Entonces, algunas series de rodillos livianos, pueden ser satisfactorios para manejar grandes pesos, materiales granulares, etc. En un transportador provisional o de poco uso, considerando la misma serie esta puede ser económica para uso continuo, de lo contrario cuando se manejan grandes capacidades, los soportes de rodillos resistentes, son mas seguros y son frecuentemente más económicos para su uso continuo.

Los soportes de los rodillos están hechos en varios diámetros y materiales, tales como acero, hierro, etc, con recubrimiento de hule ya que cuando se emplean bandas de alta velocidad y se manejan grandes diámetros, estos pueden prolongar la vida de los soportes de los rodillos y las bandas.

Los rodillos de acero son usados para el manejo de la mayoría de los materiales, pero los de acero gris son los más satisfactorios bajo ciertas condiciones corrosivas, los rodillos con recubrimiento de hule, son usados para absorber impactos y también suelen usarse en los rodillos de retorno de la banda, cuando se manejan materiales pegajosos o corrosivos.

El tamaño de masa para varios soportes de rodillos, es mostrado en la tabla No. 11, pero la selección del soporte de rodillo, esta también influenciado por la máxima masa para el ancho de banda, según la tabla No. 10 y la tensión de la banda según la tabla No. 18. El peso de las partes giratorias de algunos soportes de rodillos, es necesario para determinar los requerimientos de potencia y tensión de la banda, las cuales se muestran en la tabla No. 14.

6.2.- Espaciamiento de los Soportes de Rodillos.-


El espaciamiento de los soportes de rodillos a lo largo de la banda transportadora, es un factor muy importante, en la economía del sistema, puesto que el espaciamiento influye grandemente en la vida de la banda, y la cantidad de soportes de rodillo; el espaciamiento puede también influenciar en el requerimiento de potencia, así como en el valor de la tensión y costo de la banda. Si la distancia entre los soportes de rodillo a lo largo del transportador es muy grande, la banda puede tender excesivamente, causando derramamiento de material, así como la pérdida de potencia y disminución de la vida de la banda.

El espaciamiento de los soportes de rodillos bajo las placas inferiores de la tolva de carga; deben ser reducido para impedir la pérdida de material así como para impedir o evitar que las masas de material pesadas y puntiagudas, puedan causar daño a las bandas que trabajan a alta velocidad, debido al gran impacto que causa el caer.

La cantidad de tensión requerida por la banda para prevenir el excesivo pando se reduce por el acercamiento de los soportes de rodillos, tal como se muestra en la gráfica "E".

Cuando ocasionalmente grandes piezas se incrustan en granos finos y son cargados centralmente sobre una banda que viajan a bajas velocidades, estas causarán un daño menos severo, sobre los soportes de rodillo, debido a que los granos finos producen un efecto amortiguante. Las masas no cargadas centradamente que viajan a alta velocidad, tienen un efecto destructivo mayor. La tabla No. 12 con sus notas al pie, muestra el espaciamiento promedio, recomendado de los soportes de rodillo, basados en un criterio determinado por muchos años de experiencia.

TABLA No. #11^a
MAXIMO TAMAÑO DE MASAS, RECOMENDADO PARA
CADA SERIE DE SOPORTES DE RODILLOS.

Tipo de soporte de rodillo	Series de rodillos	Peso del material lbs/ pie ³	Máximo tamaño recomendado de las masas en pulgadas 													
			Ancho de banda, en pulgadas													
			14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	72	84	
A	5000	50	3	4	5	5	6	6								
		100	3	4	4	4	4	4								
	6000	50	3	4	5	6	8	12	16							
		70	3	4	5	6	8	12	14							
	100	3	4	5	6	8	10	12								
		50	5	6	8	12	16	20	20					
	100	5	6	8	12	14	16	16					
		150	5	6	8	10	12	14	14					
	8000	36	8	12	16	20	20	20	16	20	16	
		50	8	12	14	16	16					
	100	8	10	12	14	14						
		36	16	20	22	24	28	33	38	
9000	50		
	100	16	20	22	24	26	27	32	
B	6000 and 8000															
C	5000 6000 7000 8000 9000															




-  El tamaño de las masas también puede ser determinado por el ancho de la banda (tabla 10), ó por la tensión de la banda y el peso del material (tabla 18). Otras consideraciones incluyen las características del material, clases de cargado, velocidad de la banda y condiciones de cargado.
-  El tamaño y peso de las masas, es usualmente limitado por el tipo de banda. Consultar a la Cía. Link - Belt, cuando el material pese más de 50 lbs/pie³.
-  Cuando se usan otros materiales finos o granulares, el tamaño máximo de las masas u objetos, depende de su forma y peso, también el espaciamiento de los soportes de rodillos, velocidad de la banda y otras consideraciones. Consultar a la Cía. Link - Belt.

TABLA No. 12
ESPACIAMIENTO DE LOS SOPORTES DE RODILLOS
DE CADA TIPO Y SERIE

Tipo de soporte de rodillo	Series de rodillo	Peso del material lbs/ pie ³	Espaciamiento promedio recomendado de soportes de rodillos, en pies. ▲													
			Ancho de banda, en pulgadas													
			14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	72	84	
A	5000	35	5 1/2	5 1/2	5	5	4 1/2	4 1/2								
		50	5 1/2	5	5	4 1/2	4 1/2	4								
		100	5	5	4 1/2	4 1/2	4	4								
	6000	50	5 1/2	5 1/2	5	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2							
		75	5	5	5	4 1/2	4 1/2	4	4 1/2							
		100	5	5	5	4 1/2	4 1/2	4	4 1/2							
	7000	50	5	5	5	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4					
		100	5	4 1/2	4 1/2	4	4	4						
		150	4	4	4	4	3 1/2	3 1/2	4					
	8000	50	5	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4	4	3 1/2			
		100	4 1/2	4	4	4	4	3 1/2	3 1/2			
		150	4	4	3 1/2	3 1/2	4	3 1/2	3 1/2			
9000	100	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4	4	3 1/2	3 1/2		
	150	4	4	4	4	4	3	3		
B	6000	35	5	5	4 1/2	4 1/2						
		50	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4					
8000	35	5 1/2	5	5	4 1/2	4 1/2	4	4	4			
	50	5	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4	4	3 1/2	3 1/2			

A.- Soportes de rodillos a 20° (inclinados)

B.- Soportes de rodillos a 45° (inclinados)

▲ El espaciamiento recomendado para los soportes de rodillos de retorno, es a intervalos de 10 pies, para todos los anchos de banda. Los soportes de rodillos con guías, deben estar colocados aproximadamente a 50 pies de cada terminal ó polea curva, y aproximadamente 100 pies entre sí. Los soportes de rodillos en los puntos de cargado deben ser colocados a espacios muy reducidos, para prevenir el excesivo pandeo; tal como se muestra en la figura No. 19.

6.3.- Alineación de la Banda en los Soportes de Rodillos.

Es importante que la banda transportadora opere prácticamente centrada con respecto a los soportes de rodillos para prevenir el daño en los extremos de la banda, debido al rozamiento que pueda haber con estructuras adyacentes, para asegurar la operación de centrado de la banda, deben instalarse propiamente junto a los soportes de rodillos, rodillos tensores y estructuras perfectamente alineadas.

También el material manejado debe ser cargado de una forma centrada sobre la banda, en resumen; la instalación cuidadosa es necesario para asegurar un buen comportamiento de la banda en anticipación a las subsecuentes variaciones de las condiciones de alineamiento y cargado. Algunos efectos de autoalineación en la carrera de transporte se pueden obtener, instalando los soportes de rodillos, con un declive hacia adelante en la dirección del sentido del flujo de la banda, no mayor de 2°.

El método más eficiente para mejorar la alineación de la banda, cuando el desalineamiento no es excesivo, es con el uso de soportes de rodillos autoalineables

CAPITULO No. 7

REQUERIMIENTOS DE POTENCIA Y TENSIONES DE LA BANDA.









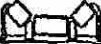
7.1.- Análisis de Fuerzas.-

La potencia requerida para mover una banda transportadora es una consideración importante en el diseño, esta da las bases para una selección del motor, controles y otras componentes motrices; así como para calcular el consumo de potencia, y esta determina la tensión y esfuerzo requerido en la banda y ocasionalmente su ancho. También el diseño de otras partes mecánicas o estructuras, que se vean afectadas por fuerzas, las cuales contribuyen o son el resultado de requerimientos de potencia.






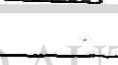

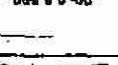
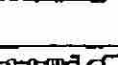
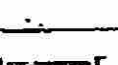

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Estas fuerzas se describen a continuación, así como los símbolos convencionales y sus definiciones, las cuales encontramos en este punto. También la relación de potencia como la tensión propia de la banda y la selección de la banda, estarán incluidas en este inciso.

TABLA No. 13
SELECCION DEL TIPO Y SERIE DE SOPORTES DE RODILLOS

Tipo de soporte de rodillo	Serie	Proyecto de ancho de banda en pulgadas	Diámetro del rodillo en pulgadas	Condiciones de operación
(1) 	5000	14-20	4	A
	6000	14-34	4.5	B
	7000	18-48	5	C
	8000	24-60	6	D
	9000	36-84	6.7	E
(2) 	8000	14-26	5	F
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	7	
(3) 	6000	14-26	4.5	G
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6.7	
(4) 	7000	18-48	5	H
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6.7	
(5) 	8000	24-60	6	I
	9000	36-84	6.7	
(6) 	7000	24-48	5	J
	8000	24-60	6	
(7) 	8000	24-60	6	K
(8) 	7000	24-48	5	L
	8000	24-60	6	
(9) 	6000	24-48	4.5	M

CONTINUACION DE LA TABLA No. 13.....

Tipo de soporte de rodillo.	Series	Promedio de ancho de banco en pulgadas	Diámetro del rodillo en pulgadas	Condiciones de operación.
 (a)	6000	24-48	4-5	I
 (b)	8000	24-60	5-6	II
	9000	36-84	6-7	
 (c)	5000	14-30	4	III
	6000	14-36	4-5	
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6-7	
 (d)	8000	24-60	6	IV
	9000	36-84	7	
 (e)	8000	24-60	6	V
	9000	36-84	7	
 (f)	6000	14-36	4-5	VI
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
 (g)	5000	14-30	4	VII
	6000	14-36	4-5	
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6-7	
 (h)	6000	14-36	4-5	VIII
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6	
 (i)	6000	14-36	4-5	IX
	7000	18-48	5	
	8000	24-60	6	
	9000	36-84	6-7	
 (j)	8000	24-60	6	X
	9000	36-84	6	
 (k)	8000	24-60	6	XI
	9000	36-84	7	

Continuación de la Tabla No.13

A) Soporte de rodillos para operación intermitente, relativamente a bajas capacidades y para materiales de poco peso y de tamaño de masas limitadas.

B) Soporte de rodillos para operación intermitente, a capacidades medias y de peso moderado, materiales semiabrasivos que contienen masas más grandes y más pesadas que las manejadas por la serie 5000; o para operación continua cuando se manejan materiales finos y livianos.

C) Soporte de rodillos para operaciones continuas, a grandes capacidades y de gran peso, materiales abrasivos donde el tamaño de las masas esta limitado por el ancho de banda.

D) Soporte de rodillos para operación continua, para grandes capacidades y para grandes pesos, materiales abrasivos donde el tamaño de las masa esta limitado por el ancho de banda. Son de rodillos más resistentes y más pesados, con un diámetro de 6 pulgadas a una larga vida, bajo las más severas condiciones de servicio, y son adaptables para bandas más anchas.

E) Soporte de rodillos para operación continua, grandes capacidades y materiales más pesados y burdos.

F) Soporte de rodillos usados para proteger la banda debido a que absorbe el impacto en los puntos de cargado, especialmente cuando se transportan materiales de masas grandes y pesadas.

G) Soporte de rodillos usados para guiar la banda de operación en una sola dirección y para proteger las orillas de las bandas del deterioro debido al desalineamiento.

H) Soporte de rodillos usados para guiar la banda, la cual viaja a ambas direcciones y proteger la banda debido al desalineamiento.

I) Soporte de rodillos usado para transportadores alimentadores o recolectores.

J) Soporte de rodillos usado para servicio continuo. Este tipo de soporte, transporta máximo volumen de material y esta limitado sólo por la construcción de la banda.

K) Soporte de rodillos usados para proteger la banda del impacto causado bajo los puntos de cargado, especialmente cuando se transportan grandes y pesadas masas.

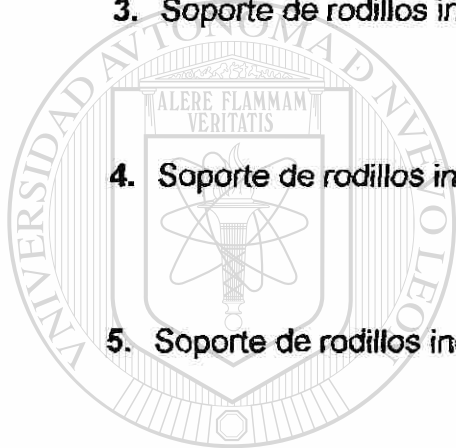
L) Soporte de rodillos usados para guiar la banda cuando ésta opera en una sola dirección y para proteger las orillas de la banda del deterioro debido al desalineamiento. ®

M) Soporte de rodillos para operación continua, para manejo de materiales livianos tales como granos y semillas, etc., en mayor volumen que los de 20°.

Continuación de la Tabla No.13

1. Soporte de rodillos inclinados a 20°
2. Soporte de rodillos inclinados a 20° con cubierta de hule (ahuilados).
3. Soporte de rodillos inclinados a 20°, con guías.
4. Soporte de rodillos inclinados a 20°, con guías de disco.
5. Soporte de rodillos inclinados a 20°, para alimentadores.

6. Soporte de rodillos inclinados a 45°, con cubiertas iguales.
7. Soporte de rodillos inclinados a 45°, con cubierta de hule.
8. Soporte de rodillos inclinados a 20°, con guía.
9. Soporte de rodillos inclinados a 45°, con rodillos desiguales.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

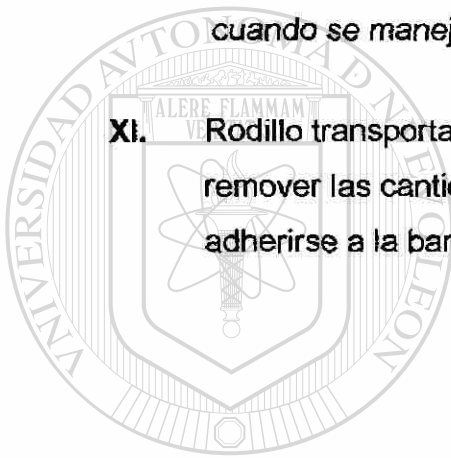


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Continuación de la Tabla No.13

- I. Rodillo transportador para guiar la banda que opera en una sola dirección y para proteger las orillas de la banda de daños causados por desalineamiento.
- II. Rodillo transportador usado para reducir la tensión en las orillas de las bandas que se esfuerzan grandemente durante su transmisión del rodillo transportador a la polea. Los rodillos son ajustables al contorno de la banda.
- III. Rodillo transportador plano usado para materiales terrosos tales como arena de fundición y semillas de algodón, donde se desea descargar el material en uno a más puntos. También es usado en la transportación de paquetes.
- IV. Rodillo transportador plano con recubrimiento de hule, usado para proteger a la banda de daños causados por el impacto del material en los puntos de cargado.
- V. Rodillo transportador plano con recubrimiento de hule, usado para proteger a la banda de daños causados por el impacto del material en los puntos de cargado. Usado para servicios pesados. ®
- VI. Rodillo transportador plano usado para guiar a la banda que opera en una sola dirección, y para proteger las orillas de las bandas de perjuicios ocasionados por el desalineamiento.
- VII. Rodillo transportador para retorno de banda vacía.

- VIII.** Rodillo transportador para retorno de banda, usado cuando se manejan materiales húmedos o pegajosos que se adhieren a la banda, o donde se requiere resistencia a la corrosión o acción química.
- IX.** Rodillo transportador para retorno de banda que opera en una dirección y para proteger las orillas de daños causados por el desalineamiento.
- X.** Rodillo transportador para retorno de banda que opera en una dirección cuando se manejan materiales que se adhieren a la banda.
- XI.** Rodillo transportador para retorno de banda y usado para ayudar a remover las cantidades excesivas de ciertos materiales que tienen a adherirse a la banda.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Continuación de la Tabla No.13

- A)** Soporte de rodillo inclinado a 45° de acción positiva y desigual longitud de los roles.
- B)** Soporte de rodillo inclinado variable.
- C)** Soporte de rodillo inclinado plano.
- D)** Soporte de rodillo inclinado plano, con recubrimiento de hule, con la flecha fija.
- E)** Soporte de rodillo inclinado plano, con recubrimiento de hule, con la flecha móvil.
- F)** Soporte de rodillo inclinado plano, de acción positiva.
-
- G)** Soporte de rodillo de retorno.
- H)** Soporte de rodillo de hule.
- I)** Soporte de rodillo de retorno, de acción positiva.
- J)** Soporte de rodillo de retorno de hule, tipo ajustador.
- K)** Soporte de rodillo de retorno batidor.

TABLA No. "14"
PESOS DE LAS PARTES GIRATORIAS DE LOS SOPORTES DE RODILLOS

Ancho de bandas en pulgadas	Soporte de rodillos inclinados												Ancho de bandas en pulgadas	Soporte de rodillos inclinados											
	Peso por soporte de rodillo													Peso por soporte de rodillo											
	Serie 5000	Serie 6000				Serie 7000		Serie 8000			Serie 9000			Serie 5000	Serie 6000				Serie 7000		Serie 8000			Serie 9000	
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X		
14	13	15	19	14	14	12	12	15	11		
16	15	17	20	15	16	13	14	16	12		
18	16	18	22	17	25	20	18	14	16	18	13	22	17		
20	17	19	24	19	28	23	20	15	17	20	14	24	18		
24	20	22	27	22	32	27	41	64	57	24	17	19	23	15	28	20	36	59	24		
30	23	26	32	27	36	31	48	76	68	↓	...	30	21	23	27	17	34	24	43	71	29	↓	...		
36	...	31	38	32	41	35	55	89	79	55	108	128	36	...	31	19	40	28	50	83	33	50	96	64	
42	46	40	64	103	93	106	122	141	42	46	32	57	96	37	98	110	89	
48	52	48	71	115	104	118	136	156	48	52	36	65	108	42	111	124	75	
54	78	128	116	131	150	171	...	54	72	121	46	123	138	81	...	
60	86	140	125	143	164	188	...	60	79	133	51	135	152	87	...	
72	188	192	216	...	72	160	178	100	...	
84	193	220	246	...	84	165	204	109	...	

Soportes de rodillos
Soportes de retorno

- A.- Rodillo de acero de 4 pulgadas. → Serie 5000
 B.- Rodillo de acero de 4 pulgadas. → Serie 5000
 C.- Rodillo de acero de 5 pulgadas. → Serie 6000
 D.- Rodillo recubierto de hule de 5 pulgadas. → Serie 6000
 E.- Rodillo de acero de 5 pulgadas. → Serie 6000
 F.- Rodillo recubierto de hule de 5 pulgadas. → Serie 7000
 G.- Rodillo de acero de 6 pulgadas. → Serie 7000
 H.- Rodillo de fierro vaciado de 6 pulgadas. → Serie 8000
 I.- Rodillo recubierto de hule de 6 pulgadas. → Serie 8000
 J.- Rodillo de acero de 6 pulgadas. → Serie 8000
 K.- Rodillo de acero de 7 pulgadas. → Serie 9000
 L.- Rodillo recubierto de hule de 7 pulgadas. → Serie 9000
 M.- Rodillo de acero de 4 pulgadas. → Serie 5000
 N.- Rodillo de acero de 4 pulgadas. → Serie 5000
 O.- Rodillo de acero de 5 pulgadas. → Serie 6000
 P.- Rodillo recubierto de hule de 5 pulgadas. → Serie 6000
 Q.- Rodillo de acero de 5 pulgadas. → Serie 7000
 R.- Soporte con ruedas de 5 pulgadas. → Serie 7000
 S.- Rodillo de acero de 6 pulgadas. → Serie 8000
 T.- Rodillo de fierro vaciado de 6 pulgadas. → Serie 8000
 U.- Soporte con ruedas de hule de 6 pulgadas. → Serie 8000
 V.- Rodillo de acero de 6 pulgadas. → Serie 9000

Se pueden considerar 2 métodos, para el cálculo de los requerimientos de potencia, estos son: el método analítico y el método *gráfico*. **El método gráfico** es usado en diseños pequeños, transportadores simples o para hacer una aproximación de los requerimientos de potencia. Para transportadores de gran capacidad. **El método analítico**, es empleado cuando se necesitan resultados precisos en transportadores de gran capacidad y velocidad; o con pasos complejos de viaje.

Existen 3 tipos de fuerzas que determinan los requerimientos de potencia y tensiones de la banda, en cualquier tipo de transportadores de banda, después que este corre a una velocidad uniforme, dichas fuerzas son:

- A) Fuerzas de fricción
- B) Fuerzas gravitatorias
- C) Fuerzas de inercia.

7.1.1.- Fuerzas de fricción.-

Son las fuerzas requeridas para mover el material y la banda horizontalmente y para hacer girar todas las partes rotatorias del transportador de banda. Esta fuerza de fricción, siempre se opone al movimiento de la banda y es igual a la suma de las siguientes fuerzas:

- 1) Peso total del material, por el factor de fricción del material.
- 2) Peso total de la banda, por el factor de fricción de ésta.
- 3) Peso total de las partes giratorias, de los soportes de rodillos, por el factor de fricción de éstos.

Algunas fuerzas de fricción, que se pueden considerar o incluir a la flecha, en la motriz son: la fricción de los baleros en los extremos del transportador, la fricción del material sobre las placas guías inferiores de cargado del transportador y otros factores que absorben menos potencia.

Para transportadores de moderada longitud y pasos de viaje; estas fuerzas pueden ser incluidas, sumando un valor empírico, L_0 . Este término L_0 , representa una fuerza resultante de sumar teóricamente 45.7 mts. (150 pies), entre los centros del transportador cargados horizontalmente.

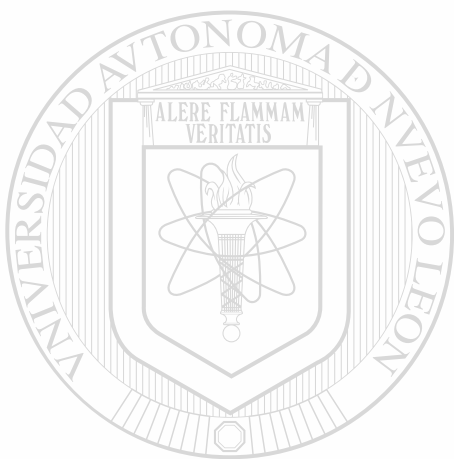
El valor de L_0 de 45.7 mts. Es decir 150 pies es conservador para transportadores que tienen en los rodillos, baleros de bola o baleros de rodillos, en la terminal de la flecha de la polea. Si las flechas de la polea están equipadas con baleros de bola y se aseguran de una buena alineación y mantenimiento; el valor de L_0 puede ser reducido a 36.6 mts. (120 pies).

Nótese que el valor de L_0 no incluye pérdidas de fricción, entre el motor y la polea motriz del transportador, resultantes del equipo de transmisión de potencia, tales como reductores de velocidad, bandas cadenas o engranes. Estas pérdidas de fricción influyen en el diseño y selección de la banda, soportes de rodillos, poleas y flechas.

Otras fuerzas fraccionales, que pueden exceder el valor nominal de L_0 , y deben recibir especial consideración son: las que resultan de arreglos complicados en terminales, disipadores múltiples y curvas convexas, cargadas grandemente.

Los factores mostrados en la tabla No. 15, están basados, en un diferente factor para el material de una banda vacía, y son conservadores para transportadores equipados con soportes de rodillos, de alto grado de antifricción.

sobre estructuras bien alineadas, operando en temperaturas alrededor de 29° C. (20 ° F), recibiendo un buen cuidado, buen mantenimiento y lubricación. Para estructuras alineadas temporalmente o a altas temperaturas, estos factores pueden ser incrementados entre 10% y 25 %, dependiendo de las condiciones. No obstante grasas especiales pueden ayudar a bajar la temperatura.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA No. "15"
FACTORES DE FRICCIÓN

PARTE EN DONDE SE ORIGINA LA FRICCIÓN	FACTORES DE FRICCIÓN
Partes giratorias de los soportes de los rodillos con Baleros de bola o rodillo.	0.02
Banda vacía sobre soportes de rodillos con baleros De bola o rodillo.	0.02
Material sobre la banda con soporte de rodillos de anti - fricción	0.025
Poleas de cola, curvas, de recubrimiento o revestimiento y flechas.	0.01
Poleas de cola, curvas y de retención y flechas con baleros de doble hilera.	0.02
Tensor de contra peso con baleros de bola o rodillos.	0.01
Tensor o contra peso con baleros de doble hilera.	0.02
Polea motriz con baleros de bola o rodillos.	0.01
Banda incluyendo el material transportado.	0.025 - 0.30

⊗ Esta tabla muestra los factores de fricción basados en razonables cuidados de mantenimiento y lubricación por operación en temperaturas por encima de los -20° F.

7.1.2.- Fuerzas Gravitatorias.-

Además de las fuerzas de fricción existen fuerzas que son requeridas para elevar o bajar la banda y el material sobre las porciones inclinadas de transportador, a estas fuerzas se les llama: **Fuerzas Gravitatorias**.

Las fuerzas gravitatorias están determinadas, por la siguiente fórmula:

$$\begin{array}{l} \text{(Peso de la banda) + (Peso del material) = viaje vertical en metros o pies.} \\ \text{(Por mto. o pie) (Por mto. o pie de banda)} \end{array}$$

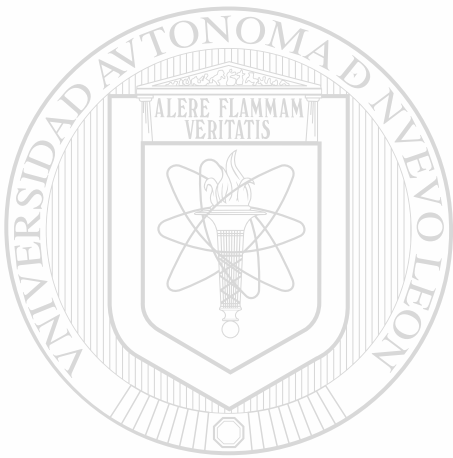
El resultado debe ser sumado a las fuerzas de fricción de bandas inclinadas, de inercia.

7.1.3.- Fuerzas de Inercia.-

Estas fuerzas se definen, como el incremento de tensiones que operan dentro de la aceleración y desaceleración, de la banda. La magnitud de estas tensiones, es calculada por el uso de una fuerza de inercia unitaria, la cual está determinada, por el peso total equivalente de todas las partes móviles, el par disponible por la aceleración y una consideración cuidadosa de la distribución de estas fuerzas. Por eso se dice que esta puede ser afectada, ya sea por la tensión en el lado tirante T_1 , es muy grande o la razón T_1/T_2 es excesivo, o la banda puede levantarse de los soportes de rodillos, en una curva cóncava.

El cálculo y la aplicación de las fuerzas de inercia no son usados con frecuencia, sin embargo, las fuerzas de inercia se pueden tomar en cuenta, para considerar sus efectos cuando se diseñen transportadores con las siguientes características:

- 1) Transportadores largos, cargados pesadamente y de alta velocidad.
- 2) Transportadores horizontales, donde la longitud del transportador, es un factor importante.
- 3) Transportadores descendentes, que requieren frenos.
- 4) En transportadores de transferencia, entre alimentadores y transportadores de alta velocidad; o gran variación de longitudes e inclinaciones.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 8

METODOS PARA CALCULAR

EL CABALLAJE

El caballaje necesario para mover una banda transportadora, es igual a la suma de los siguientes puntos:

“ HP ” Para mover el transportador vacío.

“ HP ” Para elevar o bajar el material

(Está deberá ser sumada o restada, según sea el caso)

“ HP ” Para mover el material horizontalmente.

“ HP ” Para vencer las “Fuerzas Adicionales – Fricción” y otras fuerzas de fricción mencionadas anteriormente

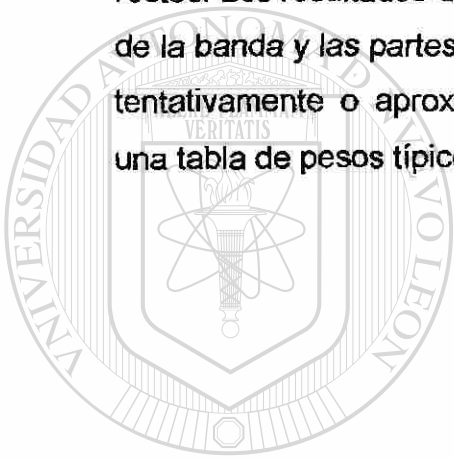
Existen dos métodos para calcular el caballaje y tensión en la banda del transportador. El uso de estos métodos requiere de un entendimiento de las tensiones a que esta sujeta la banda. Los dos métodos considerados, para el análisis de caballaje y las tensiones son:

- A) El Método Gráfico**
- B) El Método Analítico**

135197

8.1.- A) Método Gráfico:

Este método da los por menores para obtener el caballaje total directamente de las gráficas "B", "C" y "D" y las tensiones de la banda, pueden ser calculadas por el caballaje resultante. Este método es aconsejable para transportadores de capacidad moderada teniendo pasos de viaje relativamente rectos. Los resultados deben ser más precisos, cuando se consideran los pasos de la banda y las partes móviles, en la gráfica "B", sin embargo para determinar tentativamente o aproximadamente el caballaje, es conveniente sobreponer, una tabla de pesos típicos sobre la carga "B".



UANL

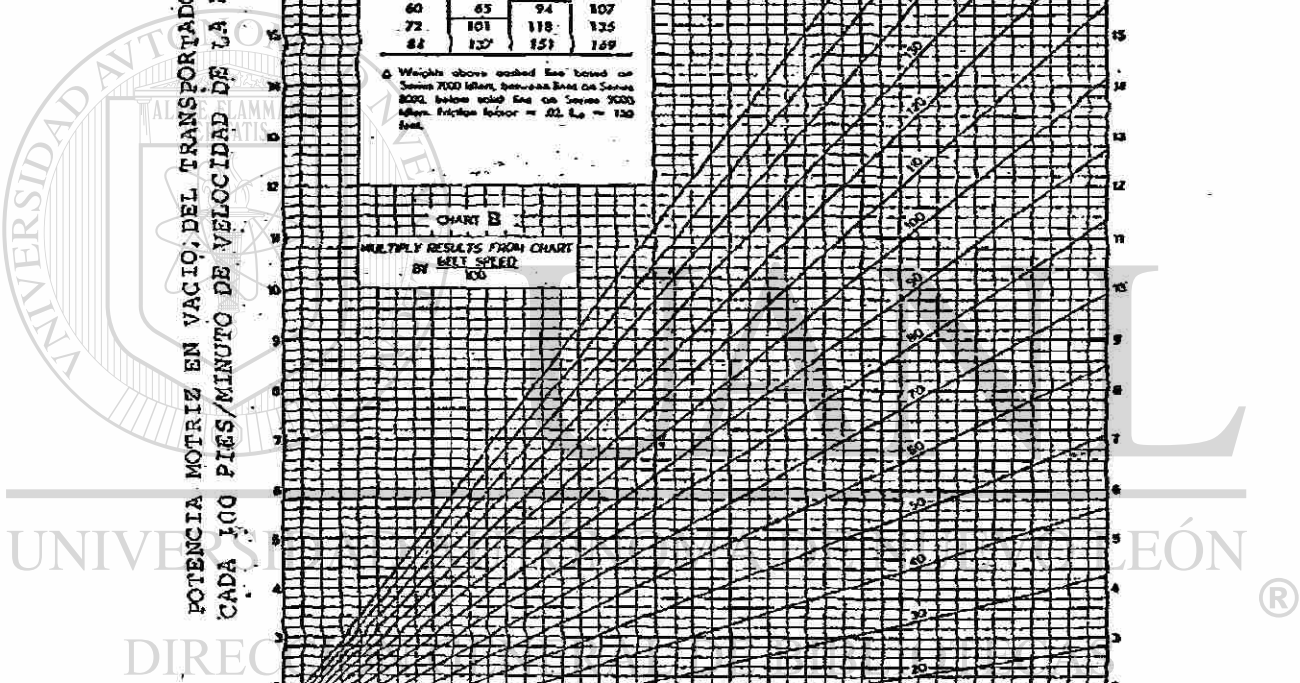
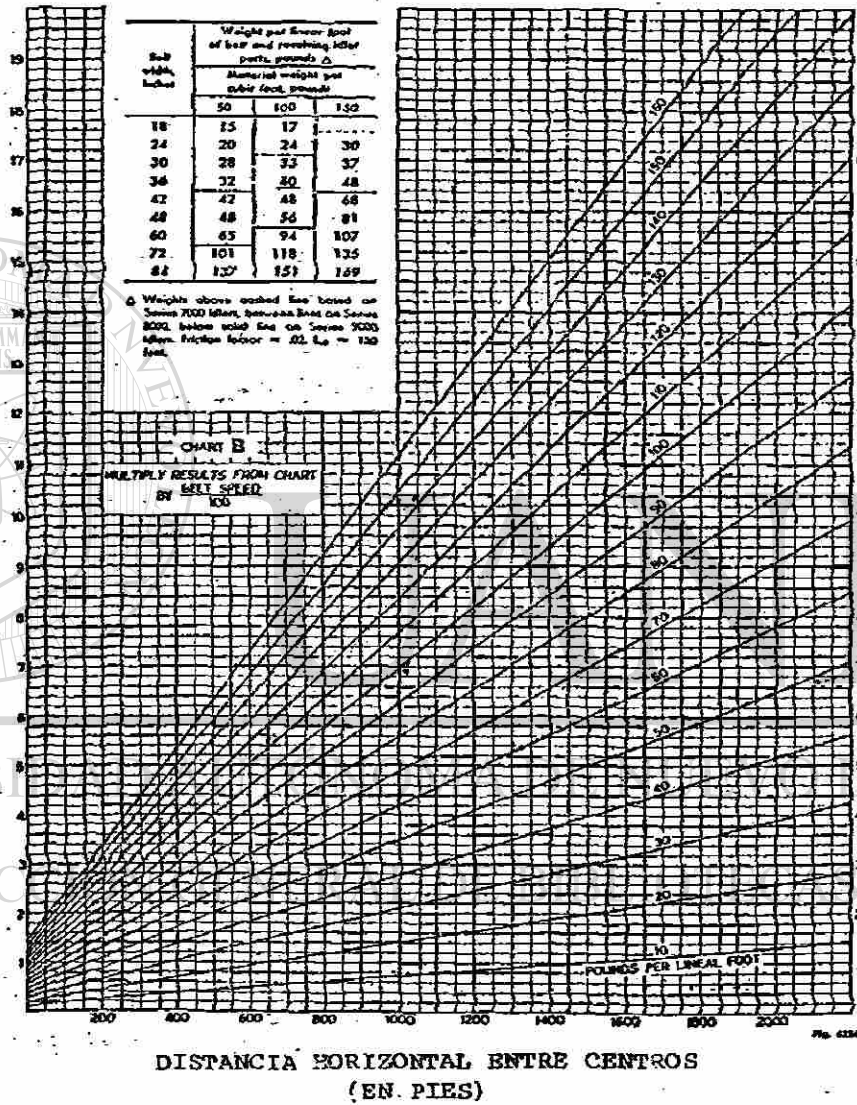
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



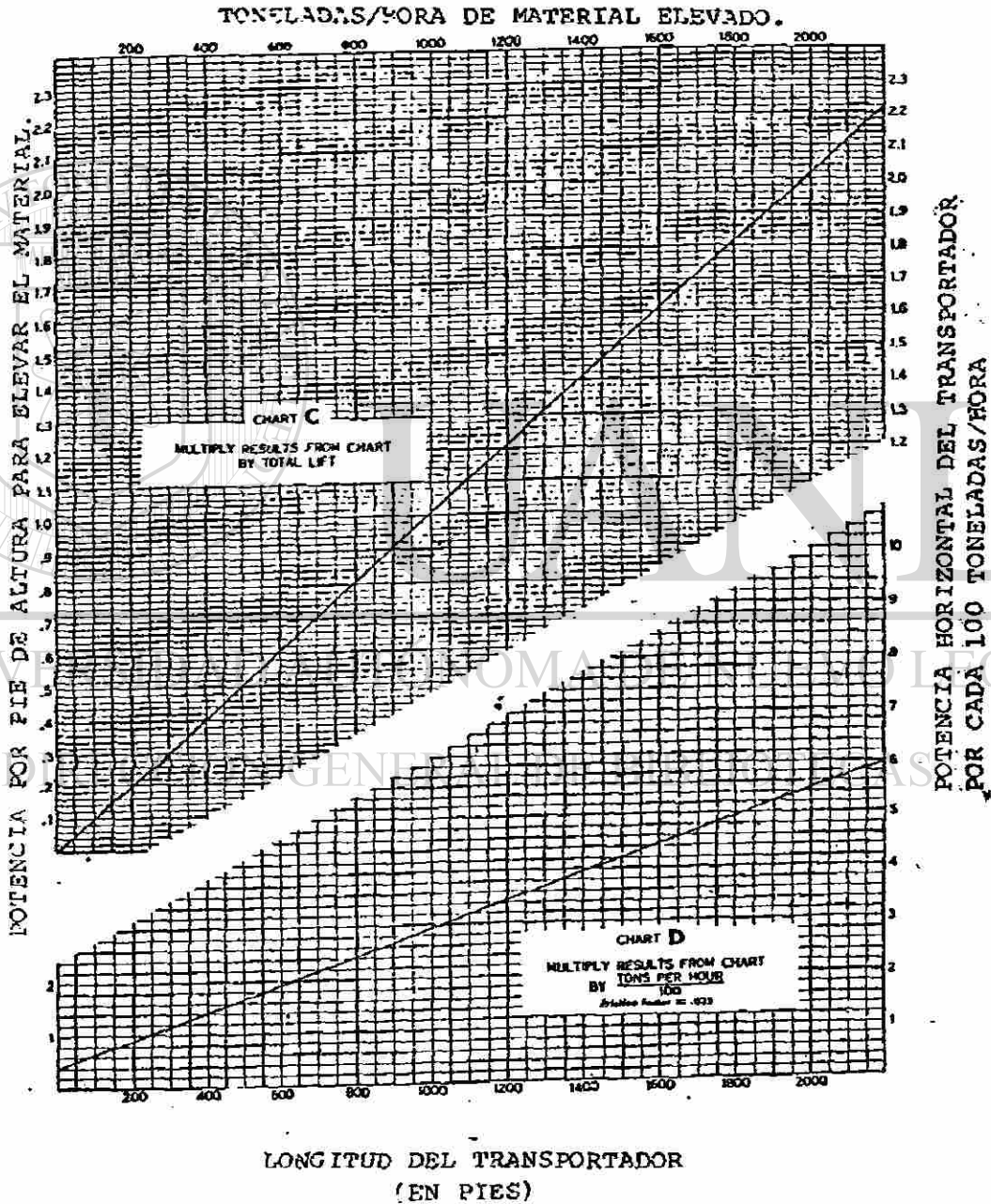
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

GRAFICA "B"
**POTENCIA REQUERIDA PARA MOVER EL
 TRANSPORTADOR VACIO**

POTENCIA MOTRIZ EN VACIO, DEL TRANSPORTADOR POR
 CADA 100 PIES/MINUTO DE VELOCIDAD DE LA BANDA.



GRAFICA "C" .- POTENCIA REQUERIDA PARA ELEVAR EL MATERIAL.
GRAFICA "D" .- POTENCIA REQUERIDA PARA MOVER EL TRANSPORTADOR HORIZONTALMENTE.



El método gráfico no es aconsejable, para cálculos finales de caballaje para transportadores que tienen porciones inclinadas, curvas convexas, gran capacidad o arreglos complejos en las terminales. Por otro lado este método, es muy usado para operaciones tentativas de caballaje bajo estas condiciones y para una comprobación aproximada, de resultados obtenidos por el método analítico.

8.2.- B) Método Analítico:

Este método esta basado en el cálculo de las tensiones de la banda, considerando la forma en éstas, las cuales actúan a lo largo del transportador y siendo calculado el caballaje, a partir de la tensión efectiva resultante e en la polea motriz. Este método es generalmente usado en transportadores que van más lejos de los límites del método gráfico. El método analítico proporciona una precisión similar al gráfico, pero tiene la ventaja de poder informarnos sobre la tensión en los puntos intermedios del transportador.

Los cálculos finales para el método analítico, deben de estar basados en los pesos actuales de la banda, y las partes giratorias seleccionadas finalmente. Sin embargo, el peso aproximado de la banda, para cálculos tentativos, se puede obtener usando el método gráfico para determinarse aproximadamente el caballaje, para el cual la tensión en el lado tirante T_1 , puede ser establecida, y el peso se puede obtener en la tabla No. 23.

8.3.- *Formulas para Determinar las Tensiones y las Potencias de la Banda.*

Las siguientes definiciones y descripciones, se aplican a transportadores de banda, después de que estos logren sus velocidades normales, sin considerar las fuerzas de inercia mencionadas con anterioridad.

Por conveniencia, a continuación enlistamos los símbolos usados, así como una definición del mismo.

H: Caballaje requerido para mover el transportador.

S: Velocidad del transportador, en mts/min. (Pies/min.)

E: Tensión efectiva requerida para mover el transportador.

T₁: Tensión en el lado tirante de la polea primaria motriz.

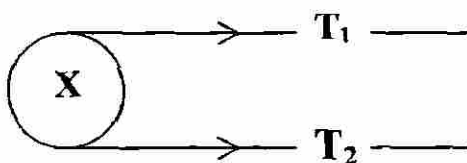
T₂: Tensión en el lado flojo de la polea primaria motriz.

T₃: Tensión en el lado flojo de la polea motriz primaria, de un sistema motriz doble y el tirante tensor de la polea motriz secundaria.

T_{máx}: Máxima tensión de la banda, dondequiera que esta ocurra.

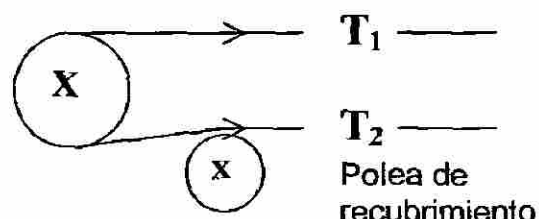
T_s : Tensión de pandeo, entre los soportes de rodillos cargados.

Polea Motriz Sencilla



Polea Motriz
180° de deformación
 $E = T_1 - T_2$

Poleas Motriz y de retención



180° 240° de deformación
 $E = T_1 - T_2$

"E" es la tensión efectiva o caballaje de estiramiento, es la tensión en Kgs. (o en Lbs) hacia la polea – motriz requerida, para estirar o mover el transportador.

Esto es igual a la suma algebraica de todas las fuerzas actuantes sobre el transportador, mientras este está trabajando, "E" puede ser calculada a partir de las tensiones de la banda por el método analítico descrito anteriormente, o si el caballaje de operación es obtenido en las gráficas "B", "C" y "D".

Entonces:

$$E = H \times 33,000$$

Donde:

H: Potencia del motor en HP

S: Velocidad de la banda en fts/min.

$$\text{CTE} = 33,000 \frac{\text{lb-ft/Min}}{\text{HP}}$$

O también:

$$E = \frac{H \times 4537}{S}$$

H = Potencia del motor en HP

S = Velocidad de la Banda en fts/min

$$\text{CTE} = 4,573 \frac{\text{Kg} - \text{mt} / \text{min}}{\text{HP}}$$

Esto hace notar, que "E" es la tensión suficiente para estirar la banda, esta no es la máxima tensión ni la tensión en el lado tirante.

T₂, la tensión en el lado flojo, es la tensión requerida para ejercer suficiente presión entre la banda y la polea motriz, para transmitir la potencia, sin pérdida de velocidad, debido al resbalamiento.

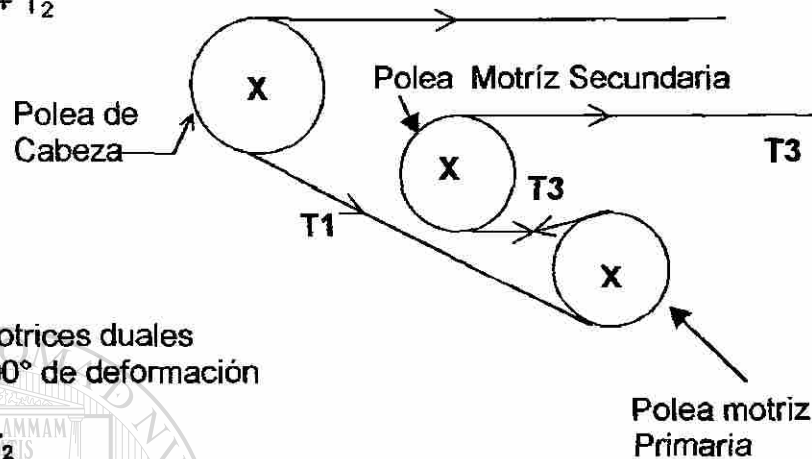
La cantidad de tensión requerida para ejercer suficiente presión entre la banda y la polea motriz, para transmitir la potencia, sin pérdida de velocidad, debido al resbalamiento. La cantidad de tensión requerida en el lado flojo T_2 , depende del arco de contacto, entre la banda y la polea motriz o poleas, y también del coeficiente de fricción entre la banda y las poleas.

La Tabla No. 16 muestra factores por los cuales la fuerza neta de estiramiento "E" debe ser multiplicada para determinar la cantidad mínima de tensión en el lado flojo T_2 , a su vez se muestran las relaciones constantes de T_1 / T_2 para poleas motrices lisas y recubiertas y para varios arcos de contacto entre la banda y la polea.

Mientras la relación de T_1 / T_2 , depende del coeficiente de fricción y el arco de contacto, esta determina el valor de "E", siendo los únicos dos factores que tienen influencia directa en el efectivo manejo de potencia, la cual una polea debe desarrollar. Un coeficiente de fricción muy grande se puede obtener mediante poleas recubiertas, y para tener grandes arcos de contacto, se puede usar una polea de retención, o con el uso de sistemas motores en serie o duales, tal y como se muestra en las figuras siguientes:

T_1 , la tensión en el lado tirante, es la tensión en la banda a la polea motriz y esta expresada por:

$$T_1 = E + T_2$$



Poleas motrices duales
360° a 500° de deformación

$$E = T_1 - T_2$$

T_3 , es la tensión en el lado flojo, para la polea motriz primaria, de un sistema motor doble y es también la tensión en el lado tirante de la polea secundaria motriz.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA No. "16"
CONSTANTES Y FACTORES DE TENSION

MOTRIZ		T1/T2 para polea singular motriz .		Factor requerido de tensión en el lado flojo para mover la banda	
		T1/T2 para ambas poleas de un sistema motor.		Tensor de gravedad	
Tipo	Arco de contacto de la banda sobre la polea motriz	Polea lisa	Polea recubierta	Polea lisa	Polea recubierta
		Polea Singular	180	2.19	3
Polea de revestimiento	200	2.39	3.39	.72	.42
	210	2.50	3.61	.67	.38
	215	2.55	3.72	.64	.36
	220	2.61	3.83	.62	.35
	230	2.73	4.07	.58	.33
	360	4.80	9.02	.26	.13
Polea dual	380	5.25	10.19	.23	.11
	400	5.72	11.51	.21	.09
	420	6.25	13.00	.19	.08
	450	7.12	15.27	.16	.07
	500	8.86	21.21	.13	.05

- Los valores para los tensores de tomillo no están dados aquí, debiéndose tomar un valor empírico debido a lo incierto del ajuste manual. Cuando se usan tensores de tomillo se usa un factor del 50% al 100% más grande que el mostrado por los tensores de gravedad.
- Para determinar el mínimo valor de T_o , multiplique la tensión efectiva "E" por factor de tensión en el lado flojo.
- Basado en el coeficiente de fricción entre la banda y la polea motriz de 0.25 para la polea lisa y de 0.35 para la polea recubierta.

Las dos poleas motrices de un sistema dual deben girar a diferentes velocidades angulares, para compensar la diferencia de velocidad, resultante en la banda por la contracción de esta debida al decremento de carga, entre las dos poleas.

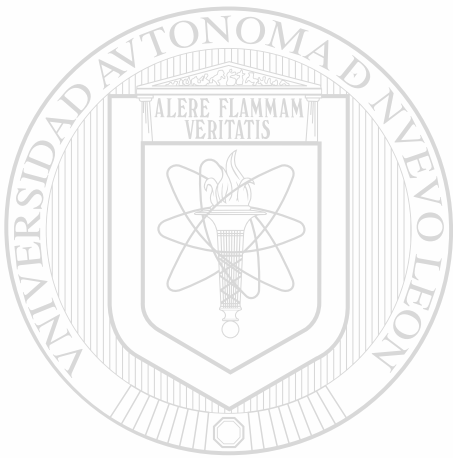
$T_{m\acute{a}x.}$ es la tensión máxima en la banda, y para la mayoría de los transportadores, esta ocurre en la polea motriz, (como T_1), y T_s , es la tensión de pandeo y se considera, como la mínima tensión que deba haber en cualquier parte de la banda durante la carrera de transporte, para prevenir el excesivo pandeo de la banda, entre los soportes de rodillo. El excesivo pandeo puede ocurrir y requerir más potencia y causar un uso adicional de la banda debido al disturbio del material que está siendo transportado y que pasa entre y sobre los soportes de rodillo.

La cantidad de pandeo, en cualquier punto a lo largo de la banda, varia con el espaciamiento de los soportes de rodillos, el valor de la tensión en este punto y el peso por metro, de la banda cargada. Por lo tanto, el pandeo puede ser reducido cerrando, el espaciamiento de los soportes de rodillos, o poniendo más tensión en la banda mediante la polea tensora. La tabla No. 12 muestra el espaciamiento promedio recomendado para varias series de soportes de rodillos para diferentes pesos de materiales, y varios anchos de banda

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Se recomienda no exceder los espacios indicados en las tablas, para lograr que la instalación trabaje con una mayor eficiencia y economía, sólo se aceptan cuando las tensiones de la banda, sean suficientes para prevenir el excesivo pandeo a gran distancia. Lo práctico es limitar la cantidad de pandeo a no más de 2% de la distancia, entre los soportes de rodillos, excepto en el punto donde la banda viaja bajo vertedores triangulares. La gráfica E, puede ser usada para determinar el espaciamiento requerido de los soportes de rodillos, para cualquier tensión permitida en la banda o puede ser usada para encontrar

la tensión requerida en la banda, para varios espaciamentos de soportes de rodillos, para prevenir más del 2% de pandeo. Cualquier tensión que sea agregada para reducir el pandeo, debe ser sumada a todas las tensiones a lo largo de la banda.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 9

SELECCION DE LA BANDA

La selección de la banda es uno de los puntos más importantes en el diseño de un transportador de banda.

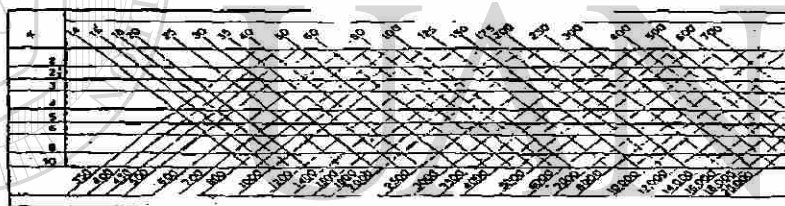
La banda transporta el material y transmite la potencia para mover la carga, siendo por consiguiente la más sujeta a uso y remplazo. La vida de una banda depende de los materiales manejados, así como del diseño de otras partes del transportador, tales como soportes de rodillos, poleas, artefactos de cargado, disparadores, vertedores y limpiadores. Pero un buen mantenimiento contribuye mucho a la prolongación de la vida de la banda. Muchos tipos de banda son disponibles para propósitos específicos, tales como altas temperaturas, resistentes a los ácidos, productos alimenticios, para resistir impactos y abrasión, para partes y paquetes, etc. Entre algunos tipos se encuentran la banda de acero plano, malla de alambre, lona tratada y cubierta de hule. Las bandas cubiertas de hule, son generalmente usadas para manejar materiales terrosos de gran volúmen; los datos de esta sección se aplican particularmente a este tipo de banda.

En la actualidad, las bandas se fabrican en varios tipos, en cuanto al tejido y cuerdas, usando materiales tales como fibras sintéticas, tejidos de algodón, cable de acero, etc. o combinaciones de estos materiales. Cada banda es capaz de soportar, un máximo esfuerzo de tensión.

En las tablas Nos. 17,18,19,20 y 21 se muestran esfuerzos de tensión o rangos de esfuerzos de tensión, para relacionar diferentes datos conocidos y así determinar los cálculos necesarios para lograr una selección tentativa de la banda más indicada.

GRAFICA "E"
ESPACIAMIENTO RECOMENDADO PARA SOPORTES DE RODILLO, PARA EVITAR EL EXCESIVO PANDEO DE LA BANDA

PESO EN LIBRAS / PIE DE CARGA EN LA BANDA



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Tensión de banda en libras, requerida para limitar el pandeo de la masa a un 2% de su valor; entre soportes de rodillos.

* *Espaciamiento de los soportes de rodillos (en pies)*

La adecuada selección de la banda, requiere de las siguientes consideraciones:

- 1.- Armazón de la banda
- 2.- Cubiertas de la banda.
- 3.- Habilidad del acanalamiento
- 4.- Dilatamiento de la banda
- 5.- Uniones de la banda
- 6.- Pesos de la banda

9.1.- Armazón de la Banda.-

La armazón de la banda, da el esfuerzo longitudinal para transmitir la potencia, además da el esfuerzo lateral para resistir impactos y transportar la carga. La armazón está hecha de varias capas de cuerdas, y éstas están unidas entre sí por hule elástico. Los valores de tensión dependen de los materiales y construcción de la armazón, pero la calidad de la banda, está determinada por su coeficiente de fricción. La tabla No. 18, muestra valores de tensión de bandas sobre soportes de rodillos a 20°, con respecto al ancho y la forma en que estos están influenciados por el tamaño de las masas, características y peso del material. Las tensiones permisibles de operación, están limitadas al tipo de unión de la banda y características del tipo de control, para acelerar la banda cuando se arranca con carga, como se muestra en la tabla No. 17.

La estructura, esta hecha con diferentes materiales y grados de fricción requeridos, según sea la severidad de servicio y frecuencia de flexión de la banda, alrededor de varias poleas, longitud del transportador, velocidad de la banda, número de capas y cantidad de tensiones en la banda. Un revestimiento de hule entre las capas, que están sujetas fricción es necesario donde la

frecuencia de esfuerzos de flexión es alto, tal como transportadores cortos y de alta velocidad o donde existen poleas con sobre medida. La tabla No. 19, muestra valores de fricción recomendados para soportes de rodillos a 20° y 45° para varias condiciones de servicio, también la tabla No. 20 muestra la marca de banda recomendada, influenciada por la longitud y tensión de la banda.

9.2.- Cubiertas de Banda.-

La cubierta de banda, da una capa protectora, para la armazón; están hechas en varios grados, basados en diferentes espesores de tensión, para citar condiciones tales como:

- a) Abrasividad del material manejado
- b) Tamaño de la masa y su tendencia a rasgar y cortar la cubierta.
- c) Características del material manejado, tales como: *calor, aceite, ácidos, humedad, etc.*
- d) Longitud y velocidad del transportador.
- e) Método de cargado del transportador.

La tabla No. 19, muestra el tipo de cubierta recomendada para varias condiciones de servicio. La tabla No. 21, muestra también los espesores recomendados de cubiertas para varias condiciones de servicio

9.3.- Habilidad de Acanalamiento.-

La habilidad de la banda de acanalamiento propiamente, cuando esta cargada sobre los soportes de rodillos, depende del material, ancho, espesor y armazón de la banda.

9.4.- Dilatación de la Banda.-

Los cambios en la longitud de la banda debidos a condiciones climatológicas, son usualmente despreciables, pero el dilatamiento debido a la tensión, es importante para determinar la cantidad de viaje requerida del tensor.

La tabla No. 22, muestra el viaje recomendado para los tensores, para bandas con armazón sintética y de algodón, que trabajan con valores de tensiones de operación alrededor de 75% y 100% de las tensiones de la banda.

Algunos problemas de consideración que van más allá del viaje del tensor, son los siguientes:

1. Cuando se necesita conocer la cantidad de dilatación de la banda, en algún punto intermedio del transportador.
2. En sistemas que comprenden varios transportadores largos y/o cargados pesadamente, la dilatación de la banda puede influir en el retardo requerido para arrancar cada banda del sistema, en orden para prevenir el derramamiento del material.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

9.5.- Uniones de la Banda.-

El esfuerzo de un transportador de banda, esta limitado al esfuerzo de la unión, la cual junta los extremos de la banda, entre sí. La unión vulcanizada, es la mejor y es recomendada para todas las instalaciones de la banda transportadoras. Una unión vulcanizada cuando esta hecha debidamente, puede hacer lo siguiente:

TABLA No. "17"
TENSION PERMISIBLE DE OPERACION

Valor de tensión de banda, en lbs. / pulg. de ancho de banda	Tensión permisible de operación, por pulgada de ancho de banda.			
	Unión metálica		Unión vulcanizada	
	Aceleración de arranque	Aceleración gradual	Aceleración de arranque	Aceleración gradual
0-300	65%	80%	80%	100%
300-500	65%	75%	80%	100%
500-1000	80%	100%

TABLA No. "18"
VALOR DE TENSION EN SOPORTES DE RODILLOS A 20° DETERMINADO POR EL TAMAÑO DE MASAS Y PESO DEL MATERIAL

Valor de tensión de banda, en lbs./pulg. de ancho de banda.	Tamaño de las masas, en pulgadas																																							
	Ancho de banda, en pulgadas																																							
	18				24				30				36				42				48				54				60				72				84			
	Peso del material														Lbs. /pie3																									
	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150	50	100	150							
0-100	G	G	-	G	G	-	G																																	
100-150	4	2	G	6	2	G	6	2	G	4	2	G																												
150-200	4	4	G	6	5	G	6	4	G	6	2	G	6	2	G	6	G	G	6	G	G																			
200-250	8	7	4	8	6	2	8	5	2	8	4	G	6	4	G	6	4	G	6	2	G																
250-300	8	8	8	12	8	6	10	8	6	10	8	6	10	8	6	10	8	6	10	8	4	G															
300-350	12	12	10	14	10	8	14	10	8	12	8	12	8	12	8	12	8	4	G															
350-400	12	12	12	16	12	10	20	12	10	18	12	8	16	12	8	16	12	4	G															
400-500	16	16	12	20	20	16	22	16	12	20	16	12	20	16	12	16	12	16	12	16	10	20	14	10							
500-600	16	16	16	20	20	20	22	22	18	24	18	14	22	16	10	20	16	10	20	16	10	20	14	10							
600-750	22	22	22	24	24	18	26	20	16	26	20	14	26	20	14	26	20	14							
750-1000	24	24	24	28	28	28	20	33	26	18	38	24	16							

- Granular = G
- Máximo tamaño de masa de ciertos materiales que pueden ser incrementados a los límites mostrados en la tabla No. 10, bajo condiciones de cargado más favorables.
- Para bandas con masas ruidosas de carrera corta a través de la línea, checar con la Cía Link - Belt, para la habilidad de acanalamiento.

TABLA No. 19
MARCAS DE CUBIERTAS DE HULE PARA BANDAS "LINK - BELT" DETERMINADAS POR EL TIPO DE SERVICIO Y SOPORTE DE RODILLOS.

Servicio para los cuales son recomendadas la clase de marca	Material para las clases de marcas de banda, recomendados	Tipos de soporte de rodillo.	Marca de banda y valor de fricción y adhesión, en libras	Cubierta desnuda	Marca de cubierta y fuerza de la en libras
Condiciones destructivas y de severo impacto en la cubierta.	Pesados, puntiagudos y masa dentadas.	20°	Foutless	Sobre bandas con 3/32 de pulgada por encima de	Foutless
		45°	20-24		3500-4000
Resistencia al desgaste y uso de la cubierta y al impacto.	Medios puntiagudos. Masas con punta, carbón, arena, grava,	20°	Lion	encima de	Lion 2500
		45°	Lion Δ 16-19		3000
Donde la flexibilidad y abrasividad no son muy severas.	Materiales ligeros y medios pesados, carbón, arena, soda, granos,	20°	Service 16-19	Ninguna	Service
		45°	Lion Δ 16-19		800-1000

△ Bajo ciertas condiciones, otras marcas de fricción son muy necesarias. Consultar a la Cía Link - Belt.

TABLA No. "20"



MARCAS RECOMENDADAS PARA BANDAS, SEGÚN LA LONGITUD, VELOCIDAD Y TENSION

Distancia horizontal entre centros del transportador, en pies.	Marca de Banda																	
	Valor de Tensión de banda																	
	Valor de Tensión de banda 50%									Valor de Tensión de banda 100%								
	Velocidad de banda en pies/ min																	
	50	100	150	200	250	300	400	500	600	50	100	150	200	250	300	400	500	600
25									▲									
50								FAULTLESS										
75																		
100								LION										
150																		
200																		
250																		
300								SERVICE										
400																		
500																		
600																		
800																		
1000																		
1500																		

■ Basado en bandas de servicio continuo, con poleas que operan dentro de los diámetros mostrados en la tabla No. 24. La selección debe chequearse antes en la tabla No. 19. Si esta indica un mayor grado de servicio de la banda, escoja esa recomendación.

▲ La marca Faultless, puede ser usada pero tiene poca vida.

TABLA No. "21"
ESPEORES MINIMOS RECOMENDADOS DE CUBIERTAS DE HULE, PARA BANDAS TRANSPORTADORAS

Clase de material cargado por la banda			Espesores de cubierta de hule en pulgadas 																
Grado de abrasividad	Ejemplos	Tamaño de la masa en pulgadas.	Cargado sobre la cara de la banda														Carga inferior de la banda		
			Marca Fautless					Marca Lion					Marca Service				Marca Fautless	Marca Lion	Marca Service
			L/S 																
			0.1	0.3	0.5	1.0	2.0	0.1	0.3	0.5	1.0	2.0	0.3	0.5	1.0	2.0	Marca Fautless	Marca Lion	Marca Service
Moderada	I	a	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	3/32	1/16	1/16	1/16	1/16	3/32	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
		b	1/8	3/32	3/32	3/32	3/32	3/16	1/8	3/32	3/32	3/32	3/16	1/8	3/32	3/32			
		c	1/4	3/16	1/8	1/8	1/8	3/16	3/16	3/16	1/8	1/8	9/32	3/16	1/8	1/8			
		d	5/16	1/4	3/16	3/16	3/16	3/8	1/4	3/16	3/16	3/16	3/8	1/4	3/16	3/16			
Muy	II	e	1/8	3/32	1/16	1/16	1/16	3/16	1/16	1/16	1/16	1/16	3/16	1/8	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
		f	1/4	3/16	1/8	1/8	1/8	3/8	1/4	1/8	1/8	1/8	3/32	3/16	1/8	1/8			
		g	3/8	1/4	3/16	3/32	3/32	—	1/4	1/4	3/16	3/32	—	3/16	3/16	3/32			
		h	3/8	5/14	1/4	3/16	3/16	—	3/8	3/14	1/4	3/14	—	3/8	1/4	3/16			
abrasivo	III	i	1/4	1/8	1/16	1/16	1/16	3/16	3/16	3/32	1/16	1/16	3/8	3/16	1/8	1/8	1/16	1/16	1/16
		j	3/8	1/4	1/8	1/8	1/8	—	3/16	3/16	1/8	1/8	—	—	—	—			
		k	3/8	3/8	1/4	3/14	3/14	—	—	3/8	3/16	3/16	—	—	—	—			
		l	3/8	3/8	3/8	1/4	1/4	—	—	—	3/8	1/4	—	—	—	—			

- A) Puede desarrollar esfuerzos muy cercanos a los máximos de la banda.
- B) Puede mantener la superficie de la banda, en ambos lados, formando un transportador liso y continuo.
- C) Puede viajar fácilmente, sobre los rodillos.
- D) Puede curvarse alrededor de las poleas, sin afectar a las bandas.
- E) Puede permitir que los limpiadores de la banda operen a su óptima eficiencia.
- F) Puede sellar los extremos de la banda, para que no se introduzcan en la banda la humedad y materiales finos.

Los sujetadores de metal, pueden ser usados donde el gasto de una unión vulcanizada no este justificado, y la tensión de la banda, lo permita. Un sujetador de metal, puede ser corto y flexible y a su vez ser capaz de curvarse, alrededor de las poleas y suficientemente flexible en el otro sentido, para permitir a la banda acanalarse debidamente. Estas uniones pueden ser cubiertas con hule, para evitar que entre el polvo y la humedad a la armazón de la banda. La tabla No. 17 muestra las tensiones permisibles de operación, para uniones vulcanizadas y de metal en el arranque y en la aceleración gradual.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



9.6.- Pesos de la Banda.-

Los pesos de la banda, mostrados en la tabla No. 23 son promedios para los valores indicados de tensión y los pesos de cubierta son estándar, para el espesor indicado en la parte inferior de la, misma tabla, estos pesos son necesarios para cálculos tentativos de requerimientos de potencia, cuando se emplea el método gráfico y para valores tentativos de tensión, cuando se emplea el método analítico, pero varios ajustes en los cálculos deben ser hechos para el peso de la banda, finalmente seleccionada.

Este es particularmente importante, cuando se usas el método analítico en relación con el diseño de:

- A) Transportadores descendentes.
- B) Curvas convexas y cóncavas.
- C) Bandas horizontales, extremadamente grandes.

TABLA No. "22"
REQUERIMIENTOS DE VIAJE DEL TENSOR

Tensión de operación de la banda, en % del valor de la tensión de la banda	Minima longitud del tensor, en % de distancia entre centros del transportador	
	PROMEDIO	PROMEDIO
100	1 1/2 → 2	3/4 → 1 1/4
75	1 → 1 1/2	1/2 → 1

TABLA No. "23"
PESOS DE BANDA APROXIMADOS 0

VALOR DE TENSION DE BANDA, EN LBS/PULG. DE ANCHO	PESO EN LBS/PIE DE LONGITUD Y POR PULGADA DE ANCHO
0-100	0.184
150	0.189
200	0.204
250	0.214
300	0.229
350	0.239
400	0.254
500	0.279
600	0.299
750	0.319
1000	0.364

0 Todos los pesos, están basados en 1/8 de pulgada de cubierta superior y 1/32 de pulgada inferior. Sumar 0.017 libras por cada 1/32 de pulgada de diferencia de espesor de cubierta.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 10

SELECCION DEL EQUIPO DE LAS TERMINALES

La selección del equipo adecuado de las terminales puede contribuir mucho en la prolongación de la vida de la banda, y del transportador en general. El equipo de las terminales, tiene el propósito de mover la banda, tenerlo en tensión y de cambiar la dirección de su viaje.

La terminal motriz, consiste en una polea o poleas con sus flechas, baleros, unidades mecánicas de la transmisión de la potencia, motores y controles. La terminal del tensor incluye polea, flecha con tensores de tornillo o con mecanismos tensor de contra peso.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El arreglo general de varias terminales, está influenciado por la trayectoria del transportador, las tensiones de la banda en varios puntos a lo largo del transportador o por restricciones del espacio.

El equipo motriz no debe instalarse en los extremos del transportador, para aplicaciones reversibles, generalmente el sistema motriz debe de estar instalado en el centro.

Idealmente la dirección del viaje de la banda debe ser donde esta la polea motriz para crear un efecto de que se esta estirando la carga.

En transportadores largos, cargados pesadamente, y de alta velocidad, se pueden usar bandas, con valores bajos de tensión, si los esfuerzos de aceleración, están limitados a un arranque gradual, como se indica en la tabla No. 17.

Algunas de las consideraciones más importantes en el diseño y selección del equipo de terminales es el siguiente:

1) Poleas

2) Tensores

- a) Tipos de tensores
- b) Localización
- c) Cantidad de estiramiento y
- d) Viaje requerido de los tensores.

10.1.- Poleas.-

La selección de las poleas, es de considerable importancia en el diseño de un transportador de banda, debido a que las poleas afectan la tensión disponible, y vida de la banda, tamaño de flechas y baleros, tamaños y relación de velocidad del equipo reductor.

10.1.1.- Diámetro de las Poleas

El diámetro de las poleas, debe ser lo suficientemente grande, para prevenir la separación de las capas de la banda y el esfuerzo excesivo en estas, cuando la banda pasa alrededor de las poleas, mientras que las poleas requieren más espacio y un mayor par, y las relaciones de velocidad del equipo de reducción, estos usualmente se justifican por ahorros en costos de inversión y reemplazo de la banda.

La tabla No. 24. Muestra diámetros mínimos recomendados, de poleas, para varias funciones y basadas en el valor de tensión de la banda a la polea. Para materiales extremadamente calientes los diámetros de las poleas deben de ser un poco mayores que los recomendados por la tabla No. 24, estos incrementan la vida de la banda; además decrece el esfuerzo entre las capas de la banda y ayudan a compensar la deterioración del compuesto que mantiene unidas las capas.

10.1.2.- Ancho de las Poleas.-

El ancho de las poleas debe ser mayor que el ancho de la banda. El ancho estándar de las poleas excede al ancho de la banda por 5.08 cms. (2 pulgadas) para bandas hasta 106.68 cms. (42 pulgadas) y 7.62 cms. (3 pulgadas) para bandas entre 106.68 y 152.40 (42 y 60 pulgadas) y 10.16 cms (4 pulgadas) para bandas más anchas de 152.40 cms. (60 pulgadas).

Sin embargo, las poleas con caras más anchas que la estándar, son deseable para transportadores que tienen arreglos de terminales complejos o que manejan materiales pegajosos.

10.1.3.- Poleas de Retención.-

Estas son usadas para dar un enrollamiento adicional alrededor de la polea motriz y para llevar el regreso de la banda en línea con los rodillos de retorno.

10.1.4.- Poleas con Revestimiento.-

Son especialmente ventajosas para transmitir la potencia a la banda transportadora, debido a que la carrera de transporte, se obtiene una mayor tensión que con las poleas comunes y en lado flojo se proporcionan menores tensiones por el bajo valor de factor de tensión, tal como se muestra en la tabla No. 16. El revestimiento, también ayuda a lograr que las poleas se auto-limpiesen de algunos materiales que tienen la tendencia de adherirse a la superficie de la polea.

10.1.5.- Poleas con Separador Magnético.-

Son usadas con frecuencia, para remover las rebabas de algunos materiales transportados y para proteger el equipo giratorio de roturas.

10.1.6.- Velocidad de las Poleas

Esta velocidad se expresa en rev./min. Y se encuentra dividiendo la velocidad de la banda en mts./min. (pies/min.) Entre la circunferencia de la polea, en mts. (pies), como se muestra en la tabla No. 25 esta no toma en cuenta el espesor de la banda, tampoco considera el deslizamiento o el arrastre de la banda, sobre la polea, la cual puede algunas veces impedir el incremento de la velocidad y hace imposible lograr la velocidad calculada teóricamente.

TABLA No. "24"
DIAMETRO MINIMO RECOMENDADO, EN POLEAS 0

VALOR DE TENSION DE BANDA, EN LBS/PULG DE ANCHO.	FUNCION DE LA POLEA Y ARMAZON DE LA BANDA					
	MOTRIZ DE LA CABEZA		TENSOR DE COLA Y DE ALTA TENSION DE RECUBRIMIENTO		CURVA Y DE BAJA TENSION	
	A	B	A	B	A	B
	DIAMETRO EN PULGADAS					
0-100	16	16	15	15	12	12
100-150	20	20	18	16	16	16
150-200	20	20	18	18	18	18
200-250	24	20	20	18	20	18
250-300	30	24	24	20	24	20
300-350	36	30	30	24	24	20
350-400	42	36	36	24	24	20
400-500	48	42	36	30	30	24
500-600	54	48	36	36	36	30
600-750	60	54	54	42	36	30
750-1000	72	60	60	48	48	36

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- 0 Donde la tensión de la banda en la polea, es menor que el 50% del valor de tensión de banda.
- 0 Use poleas con diámetros para bandas de algodón y para todas las bandas con armazón combinada de algodón y sintética.

A= Algodón

B= Sintética

TABLA No. "25"
CIRCUNFERENCIA DE POLEAS

DIAMETRO DE LA POLEA EN PULGADAS	CIRCUNFERENCIA DE POLEA EN PIES	DIAMETRO DE LA POLEA EN PULGADAS	CIRCUNFERENCIA DE POLEA EN PIES
16	4.19	42	11.00
20	5.24	48	12.56
24	6.28	54	14.13
30	7.85	60	15.71
36	9.42	72	18.84

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

10.2.- Tensores.-

El uso de tensores es necesario para:

1. Mantener la debida tensión en el lado flojo T_2 , presionar la banda a las poleas motrices, para transmitir la potencia requerida, para mover la banda.
2. Para mantener la tensión requerida en el punto de cargado de la banda, y los otros lugares a lo largo de la banda, para prevenir el pandeo excesivo.
3. Para compensar la dilatación o encogimiento de la banda.

10.2.1.- Tipos de Tensores.-

Generalmente se emplean dos tipos de tensores, que son:

A) TENSOR DE TORNILLO

Estos son usados para transportadores ligeros, con corta distancia entre centros, transportadores portátiles o en aquellos donde no se requiere un viaje largo del tensor o de ajustes frecuentes. Estos se pueden usar solamente, cuando debido a limitaciones de espacio, sea imposible o impracticable, usar el tipo de gravedad.

Para reducir la frecuencia de ajustes y asegurar una presión suficiente sobre la polea, es necesario tener una gran tensión en la banda, mediante el tensor de tornillo. Esta cantidad desconocida y variante de exceso de tensión, incrementa las cargas y el desgaste en flechas y baleros, y se considera propiamente, puede algunas veces necesitarse, una banda más resistente y costosa.

Los tensores de tornillo, no deben ser usados, cuando la temperatura o cambios climatológicos cambian rápidamente o varían lo suficiente para producir grandes variaciones en la longitud de la banda.

B) TENSOR DE GRAVEDAD

Estos tensores cumplen todos los requisitos que debe tener un sistema tensor en la banda transportadora, teniendo ventajas, **tales como:**

1. **Mantienen constante la tensión seleccionada de la banda, sin necesidad de ajustes.**
2. **No requieren mas tensión que la necesaria para dar la debida presión a la banda. Sobre las poleas motrices y para prevenir el excesivo pandeo.**
3. **Minimizan los requerimientos de potencia y el desgaste de flechas, baleros y equipo motor.**
4. **Ahorran ajustes manuales.**
5. **Reducen el número de veces que la banda, debe ser acortada y unida nuevamente, debido al dilatamiento permanente.**

10.2.2.- Localización de los Tensores.-

La localización de los tensores, algunas veces esta determinada por conveniencia en la localización de los soportes y accesos de mantenimiento.

Cuando una de las poleas (al fin o principio del transportador), es usada como polea tensora, se reduce el número de poleas usadas, y el número de veces que la banda se curva sobre la polea, dando como resultado; el incremento de la vida de la banda.

Para evitar el deslizamiento y consecuentemente el desgaste de la banda, se recomienda colocar la polea tensora, tan cerca como sea posible de la polea motriz, para que prácticamente no se presente ninguna dilatación en la banda, causado por el arranque.

Los tensores de tornillo y los de gravedad horizontales son usualmente colocados en el extremo inferior del transportador. Cuando el tensor, no es posible colocarlo en el extremo del transportador, debe usarse un tensor vertical de gravedad en algún punto intermedio a lo largo del transportador.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

10.2.3.- Cantidad de Estiramiento Requerida.-

La cantidad de estiramiento requerida depende de:

- a) La máxima tensión de la banda, al punto donde el tensor sea colocado.
- b) Ángulo de envolvimiento de la banda, alrededor de la polea tensora.
- c) Pendiente de la línea de viaje del tensor.

La tabla No. 26 muestra factores por lo cual la tensión de la banda puede ser multiplicada para encontrar las cargas resultantes de la polea, para varios ángulos de envolvimiento.

Cuando la línea de viaje del tensor de gravedad es vertical, el peso total de la polea, flechas baleros, y estructura es utilizada para producir el estiramiento y de este modo, la cantidad necesaria de estiramiento producida por el contrapeso, debe ser el la diferencia entre el estiramiento resultante requerido y el peso de estas partes. Cuando la línea de viaje del tensor es horizontal o ligeramente inclinada, la cantidad de estiramiento requerido por el tensor de gravedad debe ser la carga resultante en la polea tensora, mas la cantidad requerida para mover el peso de la terminal tensora, a lo largo de sus pistas o guías. Los diámetros de las poleas tensoras, son seleccionados por medio de la tabla No. 24.

10.2.4.- Longitud de Viaje del Tensor.-

La longitud de viaje del tensor, debe ser suficiente para:

- 1) Compensar la dilatación de la banda, cuando se aplica carga completa.
- 2) Compensar el dilatamiento permanente de la banda.
- 3) Compensar la elongación o contracción de la banda, debido a grandes variaciones en la temperatura u otras condiciones climatológicas.

En la tabla No. 22 se muestran porcentajes suficientes para compensar los requerimientos mencionados anteriormente, bajo la mayoría de las condiciones de operación.

Algunas veces ambos tensores, el del tornillo y el de gravedad, son usados en un mismo transportador, el tensor de gravedad asegura una constante fluctuación en la tensión de operación y el de tornillo se usa para ajustes ocasionales.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA No. "26"
FACTORES DE CARGAS RADIALES SOBRE POLEAS
CURVAS DE RODILLOS

Arco de contacto en grados	Factor de carga radial	Arco de contacto en grados	Factor de carga radial	Arco de contacto en grados	Factor de carga radial	Arco de contacto en grados	Factor de carga radial
5	0.09	50	0.85	120	1.73	190	1.99
10	0.17	60	1.00	130	1.81	200	1.97
15	0.26	70	1.17	140	1.88	210	1.93
20	0.35	80	1.29	150	1.93	220	1.88
25	0.43	90	1.41	160	1.97	230	1.81
30	0.52	100	1.53	170	1.99	240	1.73
40	0.68	110	1.64	180	2.00	250	1.64

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

⊖ **Carga resultante sobre la polea rodillo = Tensión de la banda X factor de carga de radial.**

CAPITULO No. 11

CARGADO DE MATERIAL SOBRE LA BANDA

El método y equipo para el cargado de la banda contribuye mucho a la prolongación de la vida útil de la banda, reduciendo al mínimo el derramamiento o pérdida de material y manteniendo el buen comportamiento de la banda, durante su operación.

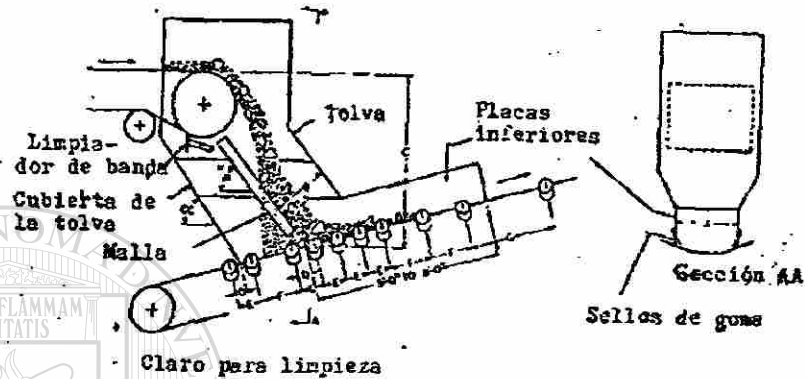
El diseño de tolvas, vertederos y otros equipos de cargado de la banda contribuye mucho a la prolongación de la vida útil de la banda, reduciendo al mínimo el derramamiento o pérdida del material y manteniendo el buen comportamiento de la banda, durante su operación.

El diseño de tolvas, vertederos y otros equipos de cargado, están influenciados por condiciones tales como la capacidad, tamaño y características del material manejado, velocidad e inclinación de la banda si ésta es cargada en uno o varios lugares. La mayoría de estas condiciones de diseño, están ilustradas en las figuras 1 y 2 las cuales esclarecen la descripción de los requerimientos principales para el adecuado sistema de cargado.

Estos requisitos son enlistados a continuación y posteriormente empleados:

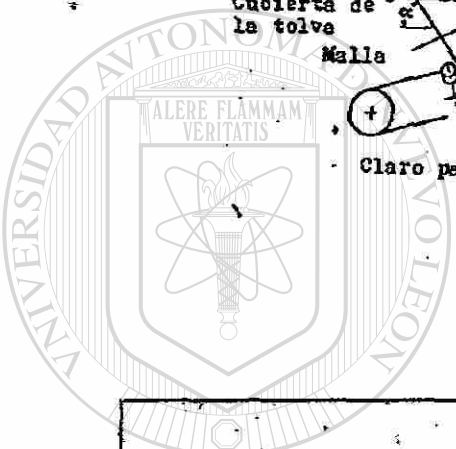
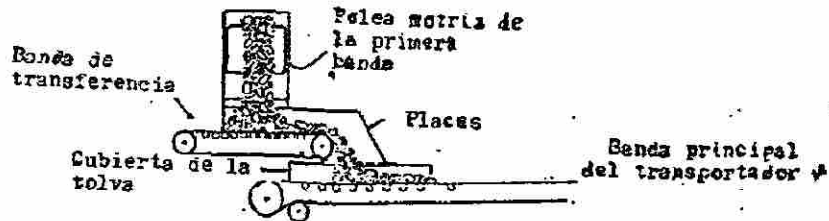
- 1) Cargar el material sobre la banda a un gasto uniforme.
- 2) Cargar el material centradamente sobre la banda.

FIGURA No. "1"
ARREGLO DE TOLVA DE TRANSFERENCIA



Arreglo de tolva de transferencia

FIGURA No. "2"
ARREGLO DE BANDA TRANSPORTADORA DE TRANSFERENCIA



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- 3) Reducir el impacto del material que cae sobre la banda.
- 4) Depositar el material en la dirección del viaje sobre la banda.
- 5) Depositar el material sobre la banda a una velocidad tan cerca como sea posible de la velocidad de la banda.
- 6) Mantener un ángulo mínimo de inclinación de la banda, en el punto de cargado.

11.1.- Cargado del Material con un Gasto Uniforme.-

Usualmente se requiere del uso de un alimentador este puede ser acoplado mediante un control automático, mediante el cual se pueda detener el flujo cuando el transportador deja de operar, ya sea accidentalmente o a propósito. Algunas veces, es posible alimentar a una banda transportadora directamente por un vertedor de compuerta controlada, si el material es pequeño y fluye libremente, pero la compuerta puede ser arreglada para que la banda no se sobre cargue, cuando está detenida o cuando opera a velocidad reducida.

La inclinación de la criba, debe ser adecuada y con una separación B de la pared interior del vertedor, Figura No. 19, y debe ser dos veces la dimensión máxima de la masa grande. Los ángulos de valle, deben ser eliminados si es posible, o hacerlos bastante inclinados para prevenir acumulaciones de material que tiende a adherirse a estas.

11.2.- Cargado de Material Centradamente Sobre la Banda.-

Esto se cumple, dirigiendo el flujo del material centradamente y dejándolo entre las placas guía inferiores, hasta que cese la turbulencia del flujo. Las

placas guía inferiores deben ser 1.52 a 2.44 mts. (5 a 8 pies), de largo a partir de que el material cae sobre la banda.

Su longitud depende del material manejado y de la velocidad e inclinación de la banda receptora: la distancia A entre las placas, debe ser $\frac{2}{3}$ del ancho de la banda; para bandas hasta 76.20 cms. (30 pulgadas), y $\frac{3}{4}$ del ancho de banda, para bandas anchas de 76.20 cms. (30 pulgadas). Este espaciamiento, es suficientemente para las masas más grandes, mostrado en la tabla No. 10.

El espacio entre las orillas inferiores de las placas de las guías y la banda debe incrementar en la dirección del viaje de la banda para permitir a las piezas del material trabajar libremente sin dañar la banda, o forzarla a salirse de su posición central de los soportes de rodillos. Las orillas inferiores de las placas, deben ser ajustadas a todo lo largo con tiras de hule para proporcionar un sello y proteger la banda.

El debido contacto entre las tiras de hule y la banda, es mantenido por un espaciamiento reducido entre los soportes de rodillos. La dimensión D, en la figura No. 19, es generalmente de 15.24 cms. (6 pulgadas) y las dimensiones E, F, G, dependen del tamaño y peso del material manejado tensión y pandeo de la banda, (referidas a la gráfica E).

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

11.3.- Impacto del Material que cae sobre la Banda

Este impacto, es reducido manteniendo la altura C, a un valor mínimo, considerando otros requerimientos del diseño del vertedor. La criba debe estar localizada para recibir el impacto del flujo de todos los materiales, el cual es descargado directamente hacia la banda. Para materiales que contienen grandes y pesadas masas, deben colocarse unas barras a lo largo de la criba, permitiendo que los granos más finos pasen para formar un amortiguamiento sobre la banda, en la caída de las grandes masas.

Cuando las barras son usadas, los granos más finos son recuperados y dirigidos hacia la banda por un canal de deslizamiento el cual también es usado frecuentemente para recuperar el material desprendido de la banda por el limpiador. Generalmente el ángulo (*alfa*) del canal de deslizamiento, debe ser considerablemente más escarpado que el ángulo (*beta*), de las barras de criba. Los soportes de rodillos que tienen sus rodillos con cubiertas de hule, y que están espaciados a una distancia pequeña bajo el punto de cargado, dan un alto grado de protección a la banda cuando se manejan masas o materiales pesados.

11.4.- Entrega del Material en la Dirección del Viaje de la Banda.

Esta condición es usualmente cumplida por la pendiente de la criba. Las barras protectoras en la dirección del viaje de la banda para deflexionar el flujo debidamente. Los transportadores de transferencia de ángulo recto, requieren particular atención en el diseño de los lados del vertedor y los valles para estar seguro que, cuando la dirección del flujo sea cambiada estos deberán descargar centradamente a la banda sin derramar o amontonar el material, cuando se transfieren grandes capacidades en el ángulo recto a banda.

11.5.- Entrega del Material a una Velocidad Cercana a la Velocidad de la Banda.

Con esto se reduce la turbulencia y el desgaste de la banda. Esto es particularmente importante para las bandas de alta velocidad. La criba puede ser inclinada, algunas veces curva, para impartir una velocidad hacia delante para el flujo libre de los materiales.

Para materiales que tienen la tendencia de acumularse o pegarse en los vertedores, un transportador de transferencia puede ser económico, dada la capacidad y el costo de reemplazo de la banda principal.

11.6.- *Angulo de Inclinación de la Banda en el Punto de Cargado.*

Este ángulo debe mantenerse a un valor mínimo, para permitir que el material caiga mientras este es confinado entre las placas guías inferiores.

Los materiales granulados o aterronados requieren de un largo tiempo para asentarse sobre una banda con inclinación muy pronunciada, lo mismo sucede con los materiales finos y húmedos, particularmente en las bandas de alta velocidad. Cuando la banda es demasiado inclinada, grandes masas o material peletizado esféricamente, puede ser desalojado rodando estos en sentido inverso al viaje de la banda, sobre los granos finos; después que estos han sido descargados sobre las placas inferiores, de la misma forma las masas pueden ser desalojadas y devueltas al extremo de la cama, acumulándose e impidiendo la alimentación de la banda. Se recomienda placas inferiores muy largas cuando se emplean transportadores con bandas de alta velocidad y en algunos casos, puede ser deseable colocarlas a lo largo del transportador, para prevenir que las masas grandes caigan de la banda.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO No. 12

DESCARGA DE MATERIALES DE LA BANDA

Los materiales pueden ser descargados de las bandas transportadoras cumpliendo una gran variedad de requerimientos. La localización de la descarga puede estar en uno o más puntos específicos, pudiendo también ser distribuido a lo largo de todo el transportador. Más adelante se muestran algunos métodos de descarga.

Los siguientes métodos pueden ser usados para descargar el material de la banda:

- 1) Descargando sobre la polea final.
- 2) Descargando sobre uno o más disparadores fijos.
- 3) Descargando sobre disparadores móviles.
- 4) Descargando el material para uno o ambos lados de la banda, por medio de arados fijos o móviles.

12.1.- Descargando sobre la Polea Final.-

El material puede ser descargado dentro de un conducto o una tolva o directamente en una pila. La localización de éste tipo de descarga esta limitada a uno de los extremos de un transportador reversible. La cantidad del material

que se descarga sobre la polea final, puede ser extendida o desparramada mediante un transportador oscilante, o con un transportador de transferencia, el cual sería un transportador de banda horizontal sobre ruedas en pistas paralelas con la banda.

12.2.- Descargando sobre uno o más Disparadores Fijos.-

Esto se emplea cuando el material que se maneja, va a ser conducido dentro de uno o más puntos fijos a lo largo del transportador. Las tolvas disparadoras, pueden ser previstas para descargar en uno o ambos lados del transportador o regresar sobre la banda, para desviar el lado de la descarga. Se pueden instalar a lo largo del transportador, un número indeterminado de disparadores fijos, pero en una forma ordenada para así prolongar la vida de la banda.

12.3.- Descargando sobre Disparadores Móviles.

Este tipo de descarga se recomienda cuando el material que se maneja va a ser distribuido continuo o intermitentemente, a lo largo de uno o ambos lados del transportador. Varios tipos de disparadores, están ilustrados y dimensionados a continuación.

Los transportadores móviles, pueden ser estacionarios para trabajar intermitentemente en puntos fijos de descarga y puede ser suministrado con un vertedor para desviar el material que regresa sobre la banda transportadora.

12.4.- Descargando el Material para uno o ambos lados de la Banda, por Medio de Arados Fijos o Móviles.

Este método es generalmente usado para remover materiales granulares livianos que fluyen libremente a lo largo del transportador, también puede ser usado para materiales algo finos, pero pesados, tales como la arena de fundición.

Los arados, pueden estar hechos para descargar cantidades variables de material, ya sea una o varias orillas de la banda y para ser puestos en posición de operación desde puntos remotos.

Frecuentemente, se usan con bandas planas y usualmente se instalan en una posición fija, pero pueden estar hechos para moverse a lo largo del transportador.

Los arados son comparativamente económicos y requieren pequeño espacio, pero deben ser usados con precaución para prevenir daños en la banda. Cuando estos son usados, la velocidad de la banda no deberá excederse de 61 mts/min. (8,200 pies/min.) y la banda debe estar unida por una junta vulcanizada.

CAPITULO No. 13

OTRAS CONSIDERACIONES DE INGENIERIA

QUE SE DEBEN DE APLICAR

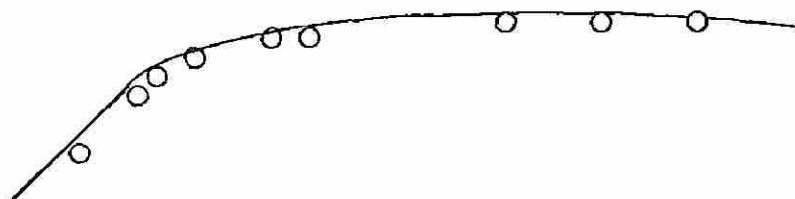
En adición a los datos anteriores requeridos para la ingeniería fundamental en el diseño de una banda transportadora, son necesarias otras consideraciones que aplican a la mayoría de los transportadores, y envuelven una gran variedad de consideraciones que pueden ser descritas ampliamente. Otras envuelven condiciones específicas no muy usuales.

13.1.- Cambios Convexos en la Trayectoria Vertical del Transportador.

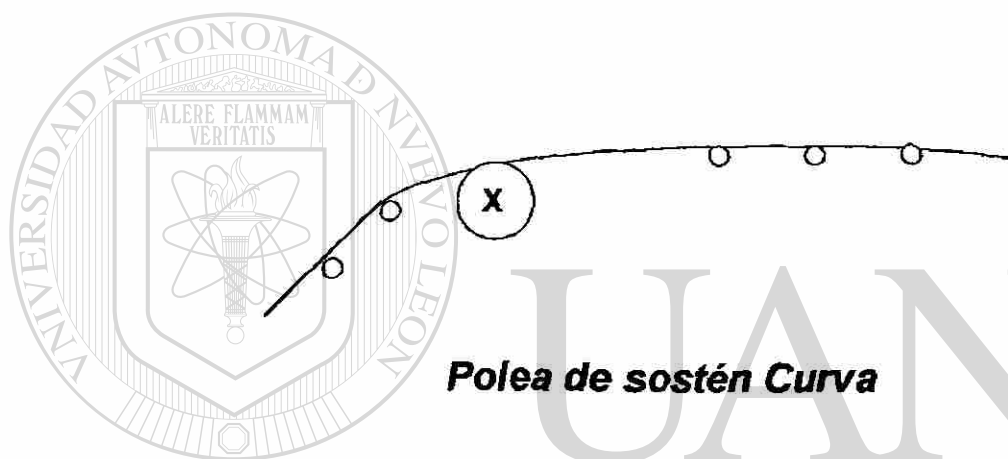
Un cambio convexo en el cambio del material sobre un transportador, ocurre cuando un cambio es hecho:

- a) De una carrera ascendente a una carrera horizontal.
- b) De una carrera ascendente a otra carrera ascendente, pero con menor inclinación.
- c) De una carrera horizontal a una carrera descendente.
- d) De una carrera descendente a una carrera muy inclinada descendente.

Cambios convexos en la trayectoria, pueden hacerse usando uno de los métodos utilizados a continuación:



Curva Convexa



Polea de sostén Curva

La curva convexa es recomendada para todas las instalaciones donde el espacio lo permita. Esta causa menos esfuerzos adicionales en las orillas de una banda, menos carga adicional sobre los rodillos de los extremos de los soportes de rodillo, al sostén y menos disturbios en el material sobre la banda cuando esta pasa de una carrera a otra, con lo cual se reduce el desgaste de la banda y además se reduce el derramamiento del material en las orillas de la banda.

La polea de sostén de curva, es recomendada solamente cuando el espacio no permita una curva convexa y entonces solo cuando el transportador no es lo suficientemente cargado para causar derramamiento del material sobre las orillas de la banda cuando este pase sobre la polea.

El diámetro de la polea debe estar bastante grande para asegurar que el material mantenga contacto con la banda cuando esta cambia de dirección.

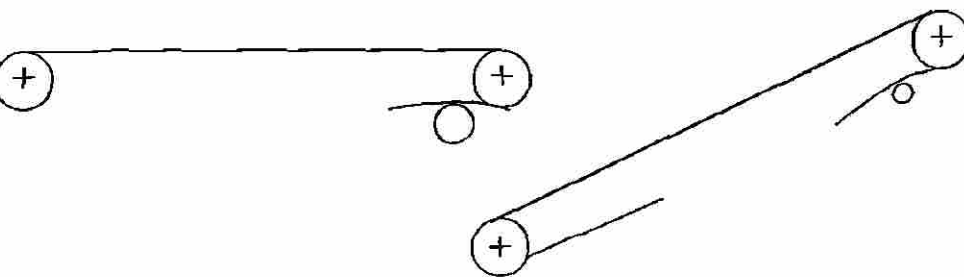
Y en todo caso nunca deberá ser menor que el mínimo recomendado en la tabla No. 24.

13.2.- Cambios Cóncavos en la Trayectoria Vertical del Transportador.-

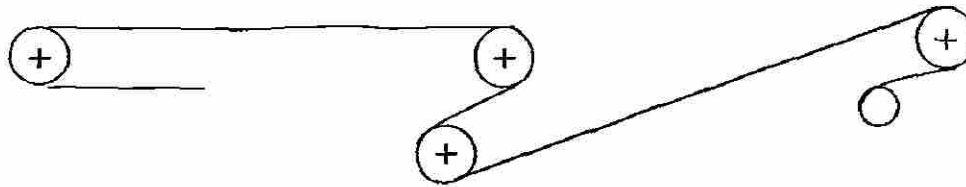
Un cambio cóncavo en la trayectoria del material sobre un transportador, ocurre cuando un cambio es hecho para:

- a) Una carrera horizontal a una carrera ascendente.
- b) Una carrera ascendente a una carrera ascendente bastante inclinada.
- c) Una carrera descendente a una carrera horizontal.
- d) Una carrera descendente a otra carrera descendente, menos inclinada.

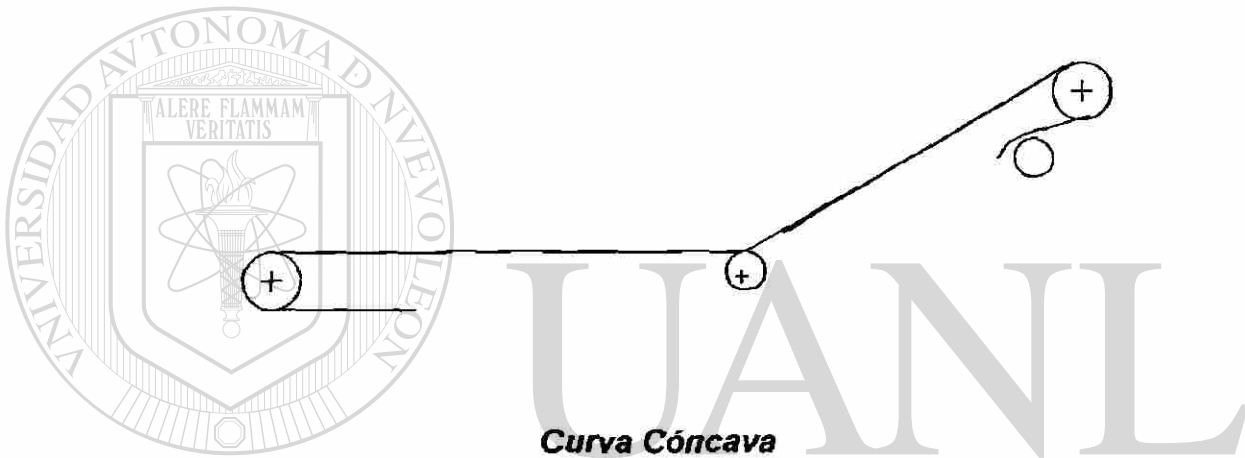
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Dos transportadores separados



Poleas de sostén de curvas



Curva Cóncava

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Las poleas de soportes curvas o los dos transportadores separados,® pueden ser obligatorias para algunas instalaciones debido a que el espacio no es suficiente para el radio permisible de la curva, estos no deben ser usados en donde sea posible utilizar el otro método, ya que en suma requieren más equipo de terminales, y un vertedor de transferencia con placas inferiores, estos causan más cargas de impacto sobre la banda y más flexión sobre esta.

Dos transportadores separados son preferidos en vez de la polea de soporte curvo aunque un sistema motor adicional sea requerido, pero la tensión de la banda puede ser disminuida bastante, por eso, en algunos casos se usa una banda no muy costosa.

La curva cóncava se recomienda siempre y cuando el espacio lo permita, está formada soportando la banda sobre soportes de rodillos colocados en una trayectoria curva. El radio de curvatura de esta trayectoria debe ser bastante grande para prevenir que la banda se levante de los soportes de rodillos, bajo cualquier condición de operación del transportador. Ver tabla No. 27 para calcular los espaciamientos de los soportes de rodillo en la curva cóncava.

La banda está más sujeta al espaciamiento cuando se arranca en vacío o mientras es arrancada cuando en una larga carrera horizontal próxima a la curva, está cargando completamente y las porciones curva y ascendentes, están vacías.

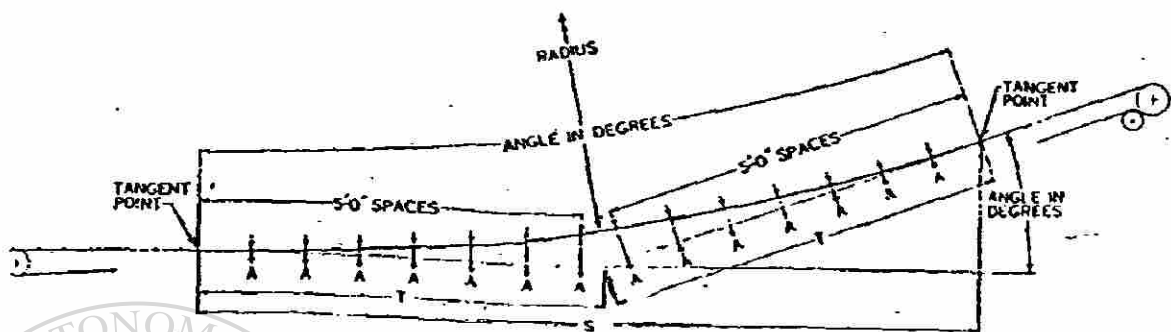
La gráfica "F" muestra el radio mínimo para curvas cóncavas, para varias tensiones de banda para un punto cerca de la curva, o para varios pesos por metro. (pie) de la banda gradual de la banda.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



TABLA No. "27"
COORDENADAS PARA EL DIAGRAMA LA CURVA CONCAVA



0	Angulo en grados														
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	
S -	Longitud de la base de la curva, en pies y pulgadas														
150	13-0 3/8	15-8 1/2	18-3 3/8	20-10 1/2	23-5 3/8	26-0 3/8	28-7 7/8	31-2 1/2	33-8 5/8	36-3 1/2	38-9 7/8	41-4 1/8	46-4 1/8	51-3 3/8	
200	17-5 3/8	20-10 3/8	24-4 1/2	27-10	31-3 7/8	34-8 3/8	38-1 1/8	41-7	44-11 7/8	48-4 3/8	51-9 3/8	55-1 3/8	61-9 3/8	68-4 1/2	
250	21-9 1/2	26-1 3/8	30-5 1/8	34-9 1/2	39-1 3/8	43-4 1/8	47-8 7/8	51-11 3/8	56-2 7/8	60-5 3/8	64-8 1/2	68-10 1/8	77-3 1/8	85-6 1/8	
300	26-1 3/8	31-4 3/8	36-0 3/8	41-9	46-11 1/8	52-1 1/8	57-2 1/8	62-4 1/2	67-5 1/8	72-8 1/8	77-7 3/8	82-8 3/8	92-8 1/2	102-7 1/8	
350	30-6 3/8	36-7	42-7 7/8	48-8 1/2	54-9	60-9 3/8	66-9 3/8	72-9 1/8	78-8 3/8	84-8 1/8	90-7 1/8	96-5 1/8	108-1 3/8	119-8 1/2	
400	34-10 3/8	41-9 3/8	48-9	56-8	62-8 1/8	69-5 1/8	76-3 7/8	83-2	89-11 3/8	96-9 3/8	103-6 3/8	110-3 1/8	123-7 3/8	136-9 1/8	
450	39-2 1/8	47-0 3/8	54-10 1/2	62-7 1/2	70-4 3/8	78-1 1/8	85-10 3/8	93-6 1/8	101-2 3/8	108-10 3/8	116-5 3/8	124-0 1/8	138-0 1/8	153-10 1/8	
500	43-6 3/8	52-3 3/8	60-11 1/8	69-7	78-2 3/8	86-9 7/8	95-4 7/8	103-11 1/2	112-5 1/8	120-11 1/2	129-4 1/8	137-9 1/8	154-6 1/8	171-0 1/8	

0	Distancia tangencial desde el punto de intersección, en pies y pulgadas.																
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
150	6-0 3/8	7-10 1/8	9-2 1/8	10-5 7/8	11-9 1/8	13-1 1/2	14-5 3/8	15-9 3/8	17-1 1/8	18-5	19-9	21-1	23-9 1/8	26-5 3/8			
200	8-8 3/8	10-5 3/8	12-2 3/8	13-11 1/8	15-8 7/8	17-6	19-3 1/8	21-0 1/8	22-9 7/8	24-6 1/8	26-3 1/8	28-1 3/8	31-8 1/8	35-3 3/8			
250	10-11	13-1 1/8	15-3 1/2	17-5 3/8	19-8 1/8	21-10 1/2	24-0 3/8	26-3 3/8	28-5 1/8	30-8 1/8	32-10 1/8	35-1 3/8	39-7 1/8	44-1			
300	13-1 3/8	15-8 1/8	18-4 3/8	20-11 3/8	23-7 3/8	26-2 1/8	28-10 3/8	31-6 3/8	34-2 1/8	36-10	39-5 1/8	42-1 1/8	47-6 3/8	52-10 3/8			
350	15-3 3/8	18-4 1/8	21-4 7/8	24-5 1/8	27-6 3/8	30-7 7/8	33-8 1/8	36-9 7/8	39-10 1/2	42-11 1/8	46-0 1/8	48-2 1/8	55-5 3/8	61-8 3/8			
400	17-5 3/8	20-11 3/8	24-5 3/8	27-11 1/8	31-5 3/8	34-11 1/8	38-5 3/8	42-0 1/2	45-6 1/8	49-1 3/8	52-7 1/8	56-2 3/8	63-4 1/8	70-6 3/8			
450	19-7 3/8	23-7	27-6 1/8	31-5 3/8	35-5	39-4 7/8	43-3 1/8	47-3 3/8	51-3 1/8	55-3	59-2 1/8	63-2 1/8	71-3 1/8	79-4 3/8			
500	21-10	26-2 1/2	30-6 1/8	34-11 3/8	38-4 3/8	43-8 1/8	48-1 3/8	52-6 3/8	56-11 7/8	61-4 1/8	65-9 1/8	70-3 3/8	79-2 1/8	88-2			

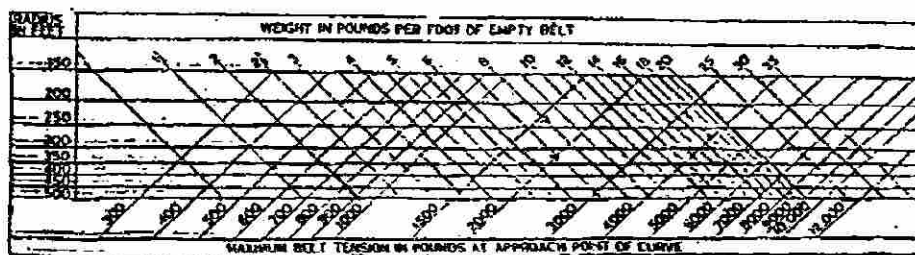
0	Distancia tangencial desde el punto, en pies																	
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
A -	Longitud original, en pies y pulgadas																	
150	0-1	0-4	0-9	1-4 1/2	2-1 3/8	3-0 3/8	4-1 1/8	5-5 3/8										
200	0-0 3/8	0-3	0-6 3/8	1-0 1/8	1-6 1/8	2-3 1/8	3-1	4-0 1/2	5-1 3/8	6-4 3/8								
250	0-0 3/8	0-2 7/8	0-5 7/8	0-9 1/2	1-3 1/8	1-9 1/8	2-5 3/8	3-2 1/8	4-1 1/8	5-0 3/8	6-2	7-3 1/8	8-7 3/8					
300	0-0 1/2	0-2	0-4 3/8	0-8	1-0 1/2	1-6 1/8	2-0 1/2	2-8 3/8	3-4 1/8	4-2 3/8	5-1	6-0 1/8	7-1 1/2	8-3 3/8	9-6 3/8	10-10 3/8		
350	0-0 3/8	0-1 1/2	0-3 7/8	0-6 3/8	0-10 3/8	1-3 7/8	1-9 1/8	2-3 1/2	2-10 1/8	3-7 1/8	4-4 3/8	5-2 3/8	6-0 1/8	7-0 3/8	8-1 3/8	9-3 3/8	10-5 3/8	11-9 1/8
400	0-0 3/8	0-1 1/2	0-3 7/8	0-6	0-9 3/8	1-1 1/2	1-6 7/8	2-0 1/8	2-5 3/8	3-1 3/8	3-9 3/8	4-6 3/8	5-3 3/8	6-2 1/8	7-1 1/8	8-1	9-1 3/8	10-3 1/8
450	0-0 3/8	0-1 3/8	0-3	0-5 3/8	0-8 3/8	1-0 1/2	1-4 1/8	1-9 1/8	2-2 1/8	2-9 1/8	3-4 7/8	4-0 1/2	4-8 3/8	5-5 3/8	6-3 3/8	7-2 1/8	8-1 1/8	9-1 1/8
500	0-0 3/8	0-1 1/8	0-2 1/8	0-4 1/8	0-7 1/8	0-10 3/8	1-2 3/8	1-7 3/8	2-0 7/8	2-6 1/8	3-0 3/8	3-7 3/8	4-3 3/8	4-11 3/8	5-7 3/8	6-5 3/8	7-3 3/8	8-2 1/8

13.3.- Medidas de Seguridad.-

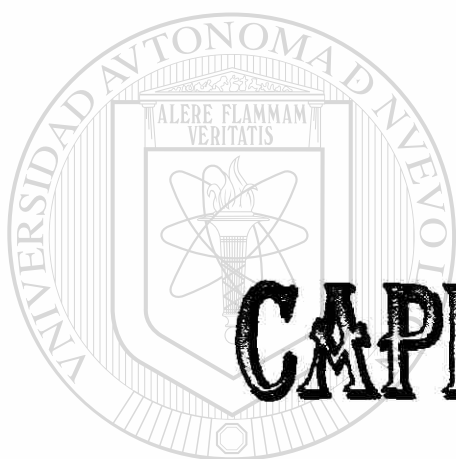
Una gran variedad de aparatos de seguridad está disponible para ser aplicados, según las variaciones de los arreglos del transportador y sus condiciones de operación, por medio de un cordón de seguridad, tendido a lo largo del transportador este puede ser detenido desde cualquier punto.

Las terminales y la maquinaria motriz pueden ser protegidos por guardas; dependiendo de que tan expuestas estén al personal. Para el más alto grado de protección, unas guardas de metal pueden encerrar completamente todas las partes móviles. Generalmente, cuando las partes móviles se mueven a gran velocidad.

GRAFICA "F" RADIO MINIMO RECOMENDADO PARA LA CURVA CONCAVA VERTICAL



● BASADO EN LA ACELERACION GRAVITACIONAL



CAPITULO NO. 14

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



CAPITULO No.14

DISEÑO DEL TRANSPORTADOR

14.1.- CARACTERISTICAS DEL TRANSPORTADOR

Las características del transportador, son en base a la capacidad manejada, que es de 900 toneladas por hora, que en este caso es de carbón de 5 pulgadas de diámetro, (0.127 mts.) o sea 100 lbs / pie³, (1603.97 Kgs/ m³), y las condiciones de operación son: 16 horas de funcionamiento diario y con una temperatura mínima del medio ambiente, en raras ocasiones de (14° F.) -10 ° C.

La localización del transportador es la siguiente:

Se localiza en una región de explotación del mineral a 500 metros sobre el nivel del mar (1640 pies snm); la parte horizontal del transportador se localiza en el interior de la mina o sea el tramo de 200 pies (60.97 mts.) y el resto del transportador se localiza en el exterior de la mina. El material es cargado al transportador por medio de una tolva especialmente diseñada para esa función o por medio de un sistema de bandas de transferencia, tal como se muestra en las figuras 19 y 20; cuyo diseño y cálculo no se hacen para este problema en particular, sino que se supone que funciona en conjunto con el transportador.

La descarga del material, se hace por medio de un trigger o disparador, colocado en el exterior de la mina y en la sección horizontal de la parte superior del transportador, el cual hace que nuestro transportador sea desalojado hacia los lados y en el final del mismo formando así los montones o masas de carbón y dado el momento, el material será descargado en vagones de ferrocarril, (la función del disparador es la de descargar el material en diferentes costados del transportador). (*Véase los planos o croquis*).

Las dimensiones de la bocamina son las siguientes:

3.5 mts. de ancho (11.48 pies) por 3 mts. de alto (9.84 pies) y un tramo recto de aproximadamente 88 mts. (288.62 pies), para después dividirse en dos tiros de dimensiones y trayectorias muy variadas; así como las dimensiones de los tiros de la mina se mantienen en una forma más o menos igual al ancho y altura de la entrada de la mina. La localización de la veta del mineral se localiza a una distancia de 180 mts. (590.4 pies), a partir de la entrada de la mina.

14.2.- DISEÑO DEL TRANSPORTADOR.

14.2.1.- Especificaciones o datos básicos para el diseño de la banda transportadora.-

Para hacer el diseño de nuestro transportador de banda, nos basamos en el siguiente tipo de material manejado:

Material manejado:	Carbón de aproximadamente 0.127 mts. de diámetro (5 pulgadas promedio).
Capacidad:	900 toneladas / hora.
Peso del material:	1603.97 kg/mts ³

Las condiciones de operación, serán las siguientes:

Dos turnos (16 horas diarias)

Temperaturas mínima del lugar: 14° F. (-10°C)

El transportador de banda opera en una mina de carbón, donde una sección del mismo se localiza en el interior de la mina; dicha sección es la parte horizontal de 60.97 mts. (200 pies), y el resto del transportador se localiza en el exterior; según el croquis o plano. Otra consideración que hay que tomar en cuenta, es el hecho de que el cargado del material se realiza con una tolva de carga, especialmente diseñada para tal efecto, por dicho motivo no se hará el diseño de este mecanismo de carga; sino únicamente se supone que trabaja en conjunto con la banda transportadora.

14.2.2.- Verificación del Angulo de Inclinación de la Sección Inclinada

Antes de proceder a hacer cualquier cálculo del transportador de banda, es necesario verificar si la sección inclinada "GH" del mismo, esta dentro de los límites de trabajo efectivo para el material manejado en cuestión (carbón de .127 mts. de diámetro), pues de no ser así, serían inútiles todos los demás cálculos de la sección "GH", y consecuentemente nuestro transportador de banda no trabajaría en toda su eficiencia deseada.

Para verificar esta consideración, se siguen los pasos siguientes:

- 1) Con la distancia horizontal de 45.73 metros (150 pies) y la vertical de 6.09 mts. (20 pies), de la sección inclinada, se determina el ángulo de inclinación consultando la gráfica "A", y como se verán las distancias horizontal y vertical se salen de dicha gráfica, por lo que se tomará la porción media de

ambas distancias de la sección inclinada, esto es de 22.865 metros (75 pies) para la horizontal, y 3.048 metros (10 pies) para la vertical; y con lo cual se observa que nos resulta un ángulo de aproximadamente 8° .

- 2) En la Tabla 5 se observa que para dicho material (carbón de 0.127 metros de diámetro), (5 pulgadas), se tiene un máximo ángulo de seguridad de 16° ; por lo que el valor obtenido anteriormente, queda dentro del rango de seguridad, además de que nos queda un amplio margen de trabajo.

14.2.3.- CALCULO DEL ANCHO Y VELOCIDAD DE LA BANDA

a) Para hacer estos cálculos es necesario, determinar la máxima velocidad recomendada, dependiendo del material manejado, en la Tabla No. 6 se nos da información sobre la máxima velocidad de la banda recomendada, dependiendo de las características y tipo de material manejado, para nuestro problema, se trata de carbón poco abrasivo, y como se observa a en la Tabla tendremos un rango de velocidades de (300 a 650 pies/min.), 91.46 a 198.17 metros/min.

b) Como siguiente paso, se determinará el ancho y la velocidad tentativos, dependiendo de los datos básicos que se manejan en nuestro transportador de banda (peso y capacidad); para lo cual es necesario primeramente consultar en la Tabla No. 7, lo cual nos indica el tipo de cargado según el tipo de material manejado con sus características especiales; con lo cual nos resulta un tipo de cargado B. Y con un peso máximo de cargado de 100 lbs./pie³, (1603.97 Kg/m³), que es el peso del material y la capacidad de 900 toneladas/hora, del mismo se encuentra que se debe de emplear una banda de (30 pulgadas), de ancho (0.7620 metros) a una velocidad de 565 pies/min. (169.20 metros/min.) la cual se comprueba que queda dentro del rango del recomendado anteriormente, de alrededor de 600 pies/min. Interpolando los valores de la tabla No. 8.

c) Ahora se determinará el ancho de banda, pero dependiendo del tamaño de la masa; para lo cual se consulta la tabla No.10, y con el valor de 30 pulgadas (0.7620 metros) encontrado anteriormente, para el ancho de banda y con el tipo de cargado B, encontrado también anteriormente, se obtiene en dicha tabla que se pueden manejar masas de un tamaño máximo de 10 pulgadas (0.254 metros de diámetro); con lo cual se comprueba que este ancho de banda, se puede aceptar para nuestras condiciones de trabajo, puesto que las masas manejadas en nuestro problema son de 5 pulgadas (0.127 metros de diámetro)

Como conclusión, se puede decir que una banda de 30 pulgadas (0.7620 metros de ancho) y trabajando a una velocidad de 555 pies/min. (169.20 metros/min.) puede manejar la capacidad del diseño. Sin embargo, se recomienda tomar el ancho inmediato superior al seleccionado, como una medida de seguridad, la tabla 8 indica que el ancho de la banda deberá ser de 36 pulgadas (0.914 metros), a una velocidad de 383 pies/min. (116.76 metros/min.), valor obtenido interpolando los valores entre 705 y 940 toneladas/hora, todo esto obtenido anteriormente depende de los siguientes factores: máxima velocidad recomendada, tipo y características del material manejado, peso y capacidad, tipo de cargado, ángulo máximo de cargado y tamaño de la masa. Pero debido a las tensiones existentes a lo largo de la banda, para mantener la capacidad deseada, es recomendable tomar el valor inmediato superior, de 940 ton/hora, incrementándonos la velocidad a 400 pies/min. (121.95 metros/min).

14.2.4.- Selección del Tipo, Serie y Espaciamiento de los Soportes de Rodillo

- a) Para la selección de la serie y el tipo de soportes de rodillo, se encuentra en la tabla 13, en la cual a partir de las condiciones de operación (peso y capacidad del material manejado); así como operando un período de 16 horas diarias a gran capacidad, se observa que las series 7000, 8000 y 9000 también por ser material poco abrasivo, pueden satisfacer a nuestras condiciones.

Es necesario comprobar que estas series son capaces de manejar el tamaño de la masa y peso de nuestro diseño; así como para el ancho de banda seleccionado anteriormente (36 pulgadas o 0.914 metros), para lo cual se sugiere ver la tabla No. 11, en la que se indica que estas series pueden manejar con seguridad nuestro material.

Otro motivo por el cual se decidió seleccionar también la serie 9000, con soporte de rodillos a 20°, fue debido a que tiene rodillos con un diámetro de (6 pulgadas) 0.152 metros; más fuertes y resistentes dando una mayor vida bajo las mismas severas condiciones de operación y servicio, y además esta serie de rodillos, puede manejar un ancho de banda de mayor rango (entre 36 y 84 pulgadas de ancho de banda en un rango menor que el anterior, (entre 18 y 48 pulgadas de ancho de banda) proporcionándonos así una seguridad en futuros incrementos en la capacidad del transportador.

- b) Para la selección del espaciamiento de los soportes de rodillos, se consultará la tabla 12, la cual con datos de serie y tipo de rodillos, peso del material y ancho de la banda; dándonos un valor de separación entre los soportes de rodillo de (4 pies) 1.21 metros, aunque para la serie 9000 nos dé una separación de (4.5 pies) 1.37 mts.

- c) Para seleccionar el tipo y serie de los soportes de rodillo de retorno se procede de una manera similar a la anterior (*ver procedimiento del inciso "B" de este punto*), con lo cual se llega a seleccionar un soporte de rodillo de retorno plano, de acción positiva; esto es debido a que estos tipos de rodillos están diseñados para operar en una dirección y para proteger las orillas de la banda de daños debidos al desalineamiento de la banda; y también que se pueden adaptar a anchos de banda superiores a la seccionada, debido a futuros incrementos en la capacidad del transportador.

El espaciamiento de los soportes de rodillos de retorno debe ser a intervalo de (10 pies) 3.045 metros, como se indica en la tabla No. 12

14.2.5.- Determinación de Potencia y Tensiones de la Banda.

Para calcular estos valores, es necesario primeramente determinar:

Las resistencias de fricción y gravitatorias para mover la banda cargada; en donde:

Las fuerzas de fricción son igual al peso total de cada artículo que cause fricción, multiplicado por el coeficiente de fricción, mostrado en la Tabla No. 15; cuyo valor es e 0.025.

Las fuerzas gravitatorias son iguales al peso total de cada artículo que está siendo elevado, por viaje vertical.

Para determinar cada una de estas fuerzas, es necesario hacer el siguiente análisis:

A) PESO DEL MATERIAL.

Primeramente se determina el peso del material en lbs/pies lineal de la banda, (Kgs/mts lineales de la banda), mediante las siguientes formulas:

$$\text{Material transportado} = 900 \frac{\text{ton}}{\text{Hr}} \left| \frac{2000 \text{ lbs}}{\text{Ton}} \right| \left| \frac{\text{hr}}{60 \text{ min}} \right| = 30,000 \frac{\text{lbs}}{\text{min}}$$

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Unidad lineal de banda}} = \frac{\text{gasto mtl.}}{\text{vel. banda}} = \frac{30,000}{400} \frac{\text{lbs/min}}{\text{pies/min}} = \frac{75 \text{ lbs}}{\text{pie de long.}}$$

$$\approx 75 \frac{\text{lbs}}{\text{Pie}} \left| \frac{\text{Kg}}{2.2 \text{ lb}} \right| \left| \frac{3.28 \text{ pie}}{1 \text{ mto.}} \right| = \frac{111.82 \text{ Kg}}{\text{mto de largo}}$$

B) PESO DE LA BANDA.

Para hacer el cálculo y selección del peso de la banda se procede de la siguiente manera:

Selección tentativa de la banda a partir de la tabla No. 18, en dicha tabla se determina un rango de tensión de trabajo, el cual es de entre 200 y 250 lbs. / pulgada de ancho de banda (298.18 y 372.72 Kg./mt). de ancho de banda, este rango de valores se obtuvo en dicha tabla, a partir de los valores conocidos de ancho de banda, peso del material y tamaño de la masa.

Para cálculos tentativos se considera la tensión 250 lbs / pulgs de ancho de banda (372.72 Kg./mt) de ancho de banda.

Para la selección de la marca o clase de la banda, se consulta la Tabla No. 19, a partir de las condiciones de servicio y material que se maneja; así como el tipo de soporte de rodillo, de donde se selecciona una banda marca

“león”, ya que las características de esta banda son: resistencia al uso y desgaste de la cubierta, resistencia al impacto y generalmente usada en trabajo pesado.

Además de estas características propias de la clase de banda anteriormente descrita, esta debe ser sin combustión debido a que el reglamento de seguridad en minas así lo exige, esto quiere decir que en caso de fuego en el interior de la mina, la banda no se incendie.

A continuación en la tabla No. 21, se encuentra para una banda marca “león”, que maneja masas de material entre (2 y 6 pulgadas) 0.0580 y 0.1524 mts., y que tiene un factor de $\frac{L}{S} = \frac{600}{400} = 1.5$; cuando L/S queda entre dos valores de la tabla, se aproxima a un valor entero, ya sea inferior o superior, según el valor de la fracción del valor real (L=es la distancia entre las dos poleas de las terminales en pies o metros; S= es la velocidad del transportador en pies/min o mts/min), esto es que el factor de L/S es igual a 1 debido a la aclaración anterior, donde en la tabla No. 21, se nos menciona que el espesor de la cubierta superior sea de 3/16 pulgadas de espesor (0.00476 mts) y 1/16 de pulgada de espesor (0.00158 mts), para la cubierta inferior.

Esta diferencia en el espesor de la cubierta de la banda, encontrado a partir de la tabla No. 21, se debe a que solamente la cubierta superior maneja el material, y consecuentemente es la que esta expuesta al desgaste; de donde el espesor superior de la banda, debe ser más que el inferior de la misma.

En la tabla No. 23, se muestra el peso para una banda con un valor de tensión de 250 lbs/pulgada de ancho (4473.87 Kg/mt) de banda, se verá que le corresponde un peso de 0.214 lbs/pie de longitud lineal (0.319 Kg/mt), pero como este valor de peso esta basado en (1/8 de pulgada) 0.003175 mts en la cubierta superior, y (1/32 de pulgada) 0.000793 mts. en la cubierta inferior, se le agrega (0.017 lbs) 0.007727 Kg. por cada 1/32 de diferencia de espesor de

cubierta, resultándonos un valor de 0.267 lbs/ pie de longitud (0.3980 Kg/mt de longitud) de banda; esto resulta de sumar lo siguiente: $0.214 + 0.017 + 0.017 + 0.017 = 0.267$ lbs/pie de longitud; ahora bien, el ancho de banda se multiplica por el valor obtenido anteriormente de donde obtenemos lo siguiente: 36 pulgadas \times 0.267 lbs/pie/ pulgadas de ancho de banda = 9.54 lbs/pie (14.223 Kgs./mt).

C) PESOS DE LAS PARTES MOVILES DE LOS SOPORTES DE RODILLO.

A partir de la tabla No. 14, se obtienen los pesos de las partes móviles, teniendo como dato el ancho de banda, el cual es de 36 pulgadas (0.914 mts.) y la serie de soportes de rodillos que son serie 9000, con rodillos de acero de 1 diámetro de 6 pulgadas (0.152 mts.), de donde nos resulta un valor de 55 lbs. (25 Kgs.), para los soportes de rodillos inclinados y 50 lbs. (22.72 Kgs), para los rodillos de retorno.

Para obtener los valores de libras/pie (Kg/mt), de las partes móviles, se dividen los valores obtenidos anteriormente, entre el espaciamento de estos, que son de 4 y 10 pies respectivamente (1.21 y 3.048 mts.), o sea:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Soporte de rodillos inclinados = $55 \text{ lbs} / 4 \text{ pies} = 14 \text{ lbs/pie}$ (20.87 Kgs/mt).
Soportes de rodillos de retorno = $50 \text{ lbs} / 10 \text{ pie} = 5 \text{ lbs/pie}$ (7.45 Kgs/mt).

D) DETERMINACION DE LAS RESISTENCIAS DE FRICCIÓN Y GRAVITACIONALES, PARA MOVER LA BANDA CARGADA:

Las fuerzas de fricción y gravitacionales, son calculadas y tabuladas en la tabla No. 28.

E) CALCULO DE LA LONGITUD DE LA BANDA

Para calcular la longitud de la banda, emplearemos la siguiente fórmula:

$$L = 2C + (\pi / 2) (D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2 / 4C, \text{ donde,}$$

C \Rightarrow Es la distancia entre centros del transportador

D₁ \Rightarrow Es el diámetro de la polea motriz

D₂ \Rightarrow Es el diámetro de la polea posterior

La distancia entre centros del transportador es de 600 pies, **D₁** = 24 pulgadas (2 pies) 0.609 mts. **D₂** = 20 pulgadas (1.66 pies) 0.508 mts. de donde:

$$L = 2(600) + 3.14 (2 + 1.66)/2 + (1.66 - 2) / 4 (600)$$

$$L = 1205.7 \text{ pies (367.48 mts.)}$$

Pero el transportador tiene un tripper o disparador por lo cual se requiere una longitud extra de banda; para esto se consulta la tabla No. 29 la cual nos menciona que debemos utilizar una polea con un diámetro mínimo de 24 pulgadas en el disparador, con los datos de armazón de la banda y valor de tensión de la banda, armazón sintética y 250 lbs/pulgs. (4472.5 Kgs./mto.), de ancho de banda. Además se consulta la tabla No. 30 donde seleccionamos el número 51M3630 impulsado por motor, con un diámetro de polea de 30 pulgadas (0.7620 mts.) una tolva tipo E con un ángulo de descarga de 56°, el cual requiere de una longitud extra de banda de 12 pies 7 pulgadas o sea 12.58 pies (3.83 mts.) por lo que a la longitud anteriormente calculada, hay que sumarle la longitud extra que se lleva por el empleo del tripper, resultándonos una longitud total de **L = 1205.7 + 12.58 = 1218.28 pies (371.42 metros).**

TABLA No. "28"
TABULACION DE TODAS LAS FUERZAS NECESARIAS
PARA MOVER LA BANDA TRANSPORTADORA

Carrera	FUERZAS (LBS)				Fuerzas Totales para mover cada carrera (suma algebraica).	Puntos donde son mostradas las tensiones.	Tensiones en puntos		
	Fuerzas de fricción		Fuerzas Gravitacionales				1	2	3
	Material	Banda + Rodillos	Material	Banda ▲					
AB		$(9.5 + 5)242 \times .02 = 70$			70	B	70	1507	1842
BC		$(9.5 + 5)150 \times .02 = 44$		$9.5 \times (-20) = -190$	-146	C	-76	1361	1696
CD		$(9.5 + 5)200 \times .02 = 58$			58	D	-18	1419	1754
DE		$(9.5 + 5)150 \times .02 = 44$			44	E	26	1463	1798
EF	$75 \times 150 \times .025 = 281$	$(9.5 + 14)150 \times .02 = 71$			362	F	378	1815	2150
FG	$75 \times 200 \times .025 = 375$	$(9.5 + 14)200 \times .02 = 94$			469	G	847	2284	2619
GH	$75 \times 150 \times .025 = 281$	$(9.5 + 14)150 \times .02 = 71$	$75 \times 20 = 1500$	$9.5 \times 20 = 190$	2042	H	2889	4326	4661
HJ	$75 \times 210 \times .025 = 394$	$(9.5 + 14)210 \times .02 = 99$			493	J	3382	4819	5154
JK	$75 \times 20 \times .025 = 38$	$9.5 \times 20 \times .02 = 4$	$75 \times 6 = 450$	$9.5 \times 6 = 57$	549	K	3931	5368	5703
KM		■ 109		$9.5 \times -6 = -57$	52	M	3983	5420	5755
MT ₁		$(9.5 + 14)20 \times .02 = 9$			9	T ₁	3992	5429	5764
T _{3A}						T ₂	0	1437	1772 ▲
					E = 3992	A	0	1437	1772

Nota: Todas las fuerzas están determinadas en libras.

▲ Las fuerzas gravitacionales indicadas con (-) son todas aquellas que actúan en la dirección opuesta del sentido del movimiento de la banda. Todos estas fuerzas de fricción y gravedad, retardan el movimiento de la banda.

△ Peso requerido por el tensor $T = 2 \times T_2$ ó $T = 2 \times A$.

■ Impulso requerido para mover la polea del tripper. Según nuestro tripper anteriormente seleccionado es el 51M3630 impulsado por motor, por lo que se requiere una fuerza de 33,000 libras por un factor "Y" (el factor $Y = 0.0033$ según la tabla 30), resultándonos un valor de 109 libras.

E= Estiramiento total efectivo, para mover el transportador en libras (E= 3992 lbs.)

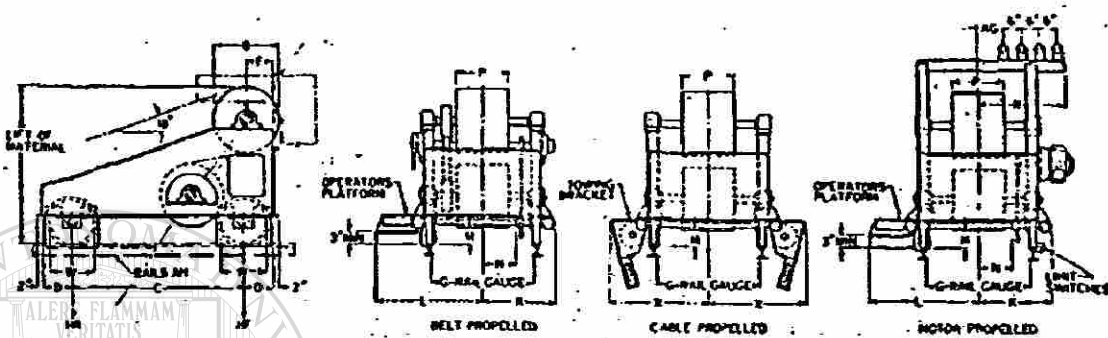
TABLA No. "29"
**MINIMO DIAMETRO RECOMENDADO EN LA POLEA
DEL TRANSPORTADOR**

Armazón de la banda	Diámetro mínimo de la polea, en pulgadas					
	Valor de tensión de banda en lbs./pulg. De ancho de banda.					
	0 - 99	100 - 149	150 - 199	200 - 249	250 - 299	300 - 349
Algodón	16	20	20	24	30	36
Sintética	19	18	20	20	24	30

TABLA No. "30"
SELECCION DEL NUMERO DE TRIPPER

SERIE 51								SERIE 53			
Ancho de banda en pulgadas	Angulo de la folva en grados		Máxima tensión de la banda del tripper, en libras	Diámetro de la polea, en pulgadas	Tripper número			Angulo aprox. de la folva en grados	Tensión máxima de la banda en libras	Diámetro de la polea en pulgadas	Tripper número
	Tipos				Impulsado por banda	Impulsado por cable	Impulsado por motor				
	AB	E									
	CD										
14	48	57	2500	20	51B1420	51C1420	51M1420
16	46	55	2500	20	51B1620	51C1620	51M1620
18	44	54	2500	20	51B1820	51C1820	51M1820
18	50	59	5000	24	51B1824	51C1824	51M1824
20	43	53	2500	20	51B2020	51C2020	51M2020
20	47	57	5000	24	51B2024	51C2024	51M2024
24	40	50	2500	20	51B2420	51C2420	51M2420	33	2000	18	53B2418
24	45	55	5000	24	51B2424	51C2424	51M2424	33	2800	20	53B2420
24	51	61	7000	30	51B2430	51C2430	51M2430
30	40	52	5000	24	51B3024	51C3024	51M3024	33	2000	18	53B3018
30	47	58	7000	30	51B3030	51C3030	51M3030	33	3600	20	53B3020
30	50	61	10000	36	51B3036	51C3036	51M3036
36	44	56	7000	30	51B3630	51C3630	51M3630	33	2000	18	53B3618
36	47	59	10000	36	51B3636	51C3636	51M3636	33	3600	20	53B3620
36	50	62	11000	42	51B3642	51C3642	51M3642
42	40	53	7000	30	51B4230	51C4230	51M4230	33	3000	18	53B4218
42	44	56	10000	36	51B4236	51C4236	51M4236	33	4800	20	53B4220
42	47	59	11000	42	51B4242	51C4242	51M4242
48	41	54	10000	36	51B4836	51C4836	51M4836	33	3000	18	53B4818
48	44	57	11000	42	51B4842	51C4842	51M4842	33	4800	20	53B4820

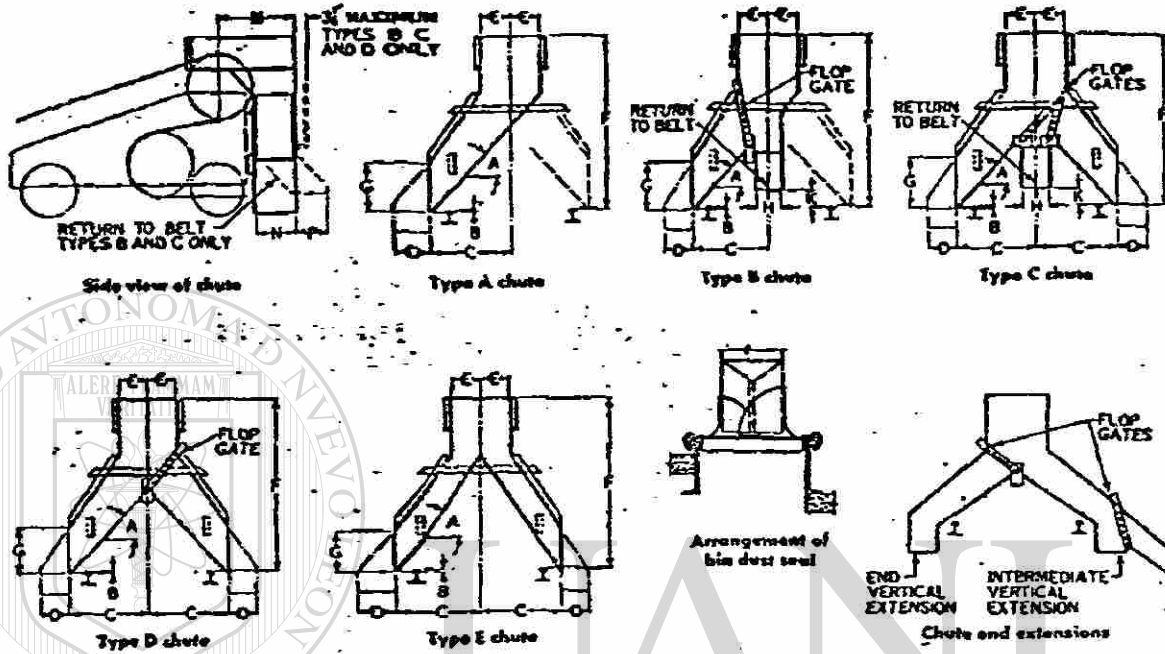
TABLA No. "31"
SELECCIÓN DEL TRIPPER



Tripper number			Approx. Weight each pounds	Apt. load pounds		FACTOR Y	Maximum belt tension pounds	Approx. Extra belt length required feet and inches	INCHES																Rolls, All per yard
Belt Prope Hed	Belt Prope Hed	Belt Prope Hed		HF	HR				A	B	C	D	F	G	K		L	M	N	P	R	W	X	AX	
						t						Asst bearing (Std/Spec)	Roller												
51B1420	51C1420	51M1420	2000	1250	750	0.0013	2500	9-0	48 1/2	20	54	9	81/4	32	22 1/8	21 1/8	33 1/2	5 1/4	12 1/2	19	29 1/2	14	30 1/8	8 1/4	30
51B1620	51C1620	51M1620	2650	1280	760	0.0013	2500	9-0	49 1/2	20	54	9	81/4	34	23 1/8	22 1/8	34 1/2	5 1/4	13 1/2	18	30 1/2	14	31 1/8	9 1/4	30
51B1820	51C1820	51M1820	2100	1330	770	0.0013	2500	9-0	49 1/2	20	54	9	81/4	35	24 1/8	23 1/8	35 1/2	5 1/4	14 1/2	20	31 1/2	14	32 1/8	10 1/4	30
51B1824	51C1824	51M1824	2900	1700	900	0.0018	5000	10-4	59 1/2	24	72	9	101/4	38	24 1/8	23 1/8	35 1/2	5 1/4	14 1/2	20	31 1/2	14	32 1/8	10 1/4	30
51B2020	51C2020	51M2020	2150	1370	780	0.0013	2500	9-0	49 1/2	20	54	9	81/4	38	25 3/8	24 1/8	36 1/2	5 1/4	15 1/2	24	32 1/2	14	33 1/8	11 1/4	30
51B2024	51C2024	51M2024	2650	1730	820	0.0018	5000	10-4	59 1/2	24	72	9	101/4	38	25 3/8	24 1/8	36 1/2	5 1/4	15 1/2	24	32 1/2	14	33 1/8	11 1/4	30
51B2420	51C2420	51M2420	2250	1450	800	0.0013	2500	9-0	49 1/2	20	54	9	81/4	42	27 3/8	26 1/8	38 1/2	5 1/4	17 1/2	26	34 1/2	14	35 1/8	13 1/4	30
51B2424	51C2424	51M2424	2800	1840	900	0.0018	5000	10-4	59 1/2	24	72	9	101/4	42	27 3/8	26 1/8	38 1/2	5 1/4	17 1/2	26	34 1/2	14	35 1/8	13 1/4	30
51B2430	51C2430	51M2430	4700	3000	1700	0.0033	7000	12-7	73 1/2	30	90	11	133/8	42	301/4	27 1/2	40 1/2	7 1/4	17	26	34 1/2	18	35 1/8	13 1/4	40
51B3024	51C3024	51M3024	3000	1980	1020	0.0018	5000	10-4	59 1/2	24	72	9	101/4	48	303/8	29 1/8	41 1/2	5 1/4	20 1/2	32	37 1/2	14	38 1/8	16 1/4	30
51B3030	51C3030	51M3030	5000	3200	1800	0.0033	7000	12-7	73 1/2	30	90	11	133/8	48	331/4	30 1/2	43 1/2	7 1/4	20	32	37 1/2	18	38 1/8	16 1/4	40
51B3036	51C3036	51M3036	6000	3800	2200	0.0042	10000	15-2	83 1/2	36	108	11	163/8	48	331/4	30 1/2	43 1/2	7 1/4	20	32	37 1/2	18	38 1/8	16 1/4	40
51B3630	51C3630	51M3630	5300	3400	1900	0.0033	7000	12-7	73 1/2	30	90	11	133/8	54	391/4	33 1/2	48 1/2	7 1/4	23	38	40 1/2	18	41 1/8	19 1/4	40
51B3636	51C3636	51M3636	6300	4000	2300	0.0042	10000	15-2	83 1/2	36	108	11	163/8	54	361/4	33 1/2	46 1/2	7 1/4	23	38	40 1/2	18	41 1/8	19 1/4	40
.....	51C3642	51M3642	7700	5100	1800	11000	17-3	94 1/2	42	120	11	193/8	54	361/4	33 1/2	46 1/2	7 1/4	23	38	42 1/2	18	41 1/8	19 1/4	40
51B4230	51C4230	51M4230	5600	3600	2000	0.0033	7000	12-7	73 1/2	30	90	11	133/8	61	391/4	37	50	7 1/4	26 1/2	44	44	18	44 1/8	22 1/4	40
51B4236	51C4236	51M4236	6800	4200	2400	0.0042	10000	15-2	83 1/2	36	108	11	163/8	61	391/4	37	50	7 1/4	26 1/2	44	44	18	44 1/8	22 1/4	40
.....	51C4242	51M4242	8100	4900	2800	11000	17-3	94 1/2	42	120	11	193/8	61	391/4	37	50	7 1/4	26 1/2	44	46	18	44 1/8	22 1/4	40
51B4836	51C4836	51M4836	6900	4400	2500	0.0042	10000	15-2	83 1/2	36	108	11	163/8	67	421/4	40	53	7 1/4	26 1/2	51	48	18	47 1/8	25 1/4	40
51B4842	51C4842	51M4842	8500	5500	3000	11000	17-3	94 1/2	42	120	11	193/8	67	421/4	40	53	7 1/4	26 1/2	51	49	18	47 1/8	25 1/4	40

Factor de potencia para banda con trippers propulsados, tipos A,B,C,D ó E. Potencia extra sumada a la potencia del transportador = Vel. de banda (pies/min) x Factor Y; esto es en cuanto a velocidad extra y en potencia = Factor Y x 33,000.

TABLA No. "32"
SELECCION DE LA TOLVA DEL TRIPPER



Series 51 belt tripper chutes

Use with tripper number	A		Thickness of plate regularly furnished	Weight, pounds					B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P													
	Chute angle degrees			Type	Type	Type	Type	Type												INCHES												
	Types ABCD	Type E																		A	B	C	D	E								
1420	48	57	10 ga.	175	235	305	280	290	23	9	9	53	15 3/4	8	6 1/2	23	12	11 1/2														
1620	46	55	10 ga.	185	245	325	270	240	24	9	10	53	15 1/4	9	6 1/2	23	12	11 1/2														
1820	44	54	10 ga.	195	260	340	285	250	25	9	11	53	14 2/8	10	6 1/2	23	12	11 1/2														
1824	5	58	10 ga.	260	355	465	375	335	25	12	11	63	21	10	6 1/2	31	18	12 1/2														
2020	43	53	10 ga.	205	270	370	295	260	3/8	27	9	12	53	15 2/8	11	6 1/2	23	12	11 1/2													
2024	47	57	10 ga.	270	365	480	390	345	2/8	27	12	12	63	20 7/8	11	6 1/2	31	18	12 1/2													
2420	40	50	10 ga.	220	285	380	315	275	29	9	14	53	14 2/8	13	6 1/2	29	12	11 1/2														
2424	45	55	10 ga.	290	390	505	420	370	3/8	28	12	14	63	20 3/8	13	6 1/2	31	18	12													
2430	51	61	3/4 in	480	600	760	660	620	1 1/8	29	12	14	77	25 3/8	13	8	34	18	15 1/4													
3024	40	52	10 ga.	315	405	540	450	400	32	12	17	63	20 1/2	16	6 1/2	31	18	12														
3030	47	58	3/4 in	530	670	860	730	675	1/4	32	12	17	77	24 1/2	16	8	34	18	14 1/4													
3036	50	61	3/4 in	580	720	950	810	750	1 1/4	32	12	17	87	28 1/4	16	8	31	18	15 1/2													
3630	44	56	3/4 in	580	735	935	805	725	2/8	35	12	20	77	24 2/8	19	8	34	18	14 1/4													
3636	47	59	3/4 in	645	785	1025	875	800	3/4	35	12	20	63	27 3/4	19	8	37	18	15 1/2													
3642	50	62	3/4 in	765	935	1175	1015	935	1 1/4	35	12	20	77	30 2/8	19	8	40	18	15 1/2													
4230	40	53	3/4 in	630	800	1030	870	790	1 1/4	40	12	23	87	24 1/8	22	8	34	18	13 1/4													
4236	44	56	3/4 in	705	850	1090	930	850	1 3/4	40	12	23	87	26 3/4	22	8	37	18	15 1/2													
4242	47	59	3/4 in	830	1020	1290	1100	1000	2 1/4	40	12	23	97	29 1/4	22	8	40	18	15 1/2													
4836	41	54	3/4 in	770	920	1170	1010	910	1 3/8	43	12	26 1/2	87	26 2/8	25	8	37	18	14 1/2													
4842	44	57	3/4 in	900	1090	1380	1190	1075	1 3/4	43	12	26 1/2	97	29 1/4	25	8	40	18	15 1/2													

F) OTRAS FUERZAS QUE CONTRIBUYEN A LA FRICCION

Algunas fuerzas extras que contribuyen a la fricción, tales como el rozamiento o corrimiento de la banda en los extremos de los soportes de rodillos, son compensados por la suma de los 150 pies teóricos de la banda (L_0). Tal como se muestra en el croquis al principio de este capítulo, o sea en la tabla No. 28; la cual nos sirve para calcular la potencia del transportador y las tensiones en los diferentes puntos del mismo.

G) CALCULO DEL CABALLAJE REQUERIDO

Con el valor de estiramiento efectivo total $E = 3992$ libras (1814.54 Kilogramos), obtenido de la tabla No. 28 y con la siguiente fórmula:

$$\text{POTENCIA} = \frac{(E) (\text{VELOCIDAD})}{33,000}$$

Donde:

Potencia: en HP

E = estiramiento efectivo, según la tabla No. 28.

E = 3992 lbf

Vel. = es la velocidad de la banda, en pies/mins.

Vel. = 400 pies/min.

33,000 = constante de transformación.

Para el sistema inglés,

$$\text{HP} = 33,000 \frac{\text{Lbf-pie}}{\text{Min.}}$$

De acuerdo a lo anterior:

$$\text{Potencia} = (3992) (400) / (33,000) = 48.4 \text{ HP};$$

$$\text{Potencia} = (1814.54 \text{ Kgs.}) (121.91 \text{ mts/min}) / 4571 \text{ Kg-mto/min /HP}$$

Potencia = 48.4 HP

Esta potencia es la necesaria en la polea motriz, para mover la banda cargada.

Ahora bien, para determinar el caballaje requerido por el motor, es necesario considerar las pérdidas en los componentes del sistema motor (tales como reductor, cadena, etc.) Los cuales andan en un rango de aproximadamente el 10% de la potencia obtenida en la polea motriz; por lo tanto la potencia del motor = $48.4 + 48.4 \times 10\% = 48.4 + 4.80 = 53.24$ HP, y por seguridad se escoge uno de 60 HP, marca SIEMENS; 4 polos, armazón 364T, peso aproximado 320 Kgs. 1750 RPM a 60 Hz., 220/440 volts. Y/Y de ardilla, par nominal de 24.8 Kg-mto, equipado con un freno magnético para prevenir accidentes por fallas en la corriente eléctrica.

H) CALCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

En este punto calcularemos: A) peso y viaje requerido del tensor, B) la tensión del pandeo, C) la tensión de operación máxima de la banda y D) selección del equipo de las terminales.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

I) DETERMINACION DEL PESO Y VIAJE REQUERIDO DEL TENSOR

Se recomienda usar una polea de retención recubierta con ángulo de envolvimiento de 215° , que es la más usual para este tipo de transportadores; ya que hay mas adhesión entre banda y polea; y como consecuencia de esto, la banda tiene mas tensión.

El valor de tensión en el lado flojo, es de 0.36, factor obtenido de la tabla No. 16. Para encontrar el valor T_2 (tensión en el lado flojo), se emplea la siguiente fórmula:

$$T_2 = (E) \text{ (Factor de tensión)}$$

donde:

$E \Rightarrow$ estiramiento efectivo, en libras o kilogramos

$T_2 \Rightarrow 3992 \times 0.36 = (1437 \text{ lbs}) 653.18 \text{ kgs.}$

Y como $E = T_1 - T_2$ donde T_1 es la tensión en el lado tenso, en libras o kilogramos, lo cual resulta:

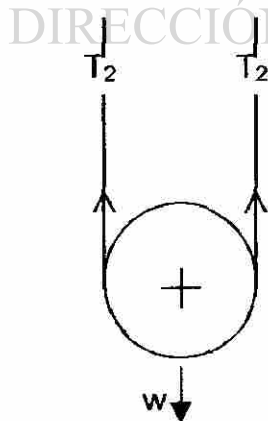
$$T_1 = E + T_2$$

$$T_1 = 3992 + 1437 = (5429 \text{ lbs}) 2496.36 \text{ Kgs.}$$

Por lo tanto el peso del tensor es de:

$$W = 2 (T_2) = 2 (1437) = (2874 \text{ lbs}) 1306. \text{ Kgs}$$

Según se demuestra el siguiente análisis; este cálculo será solamente tentativo, ya que el definitivo se calculará en el siguiente inciso de este punto.



Suma de fuerzas (+)

$$2 T_2 - W = 0 \quad \text{de donde:}$$

$$W = 2 T_2$$

Para determinar el viaje del tensor, se procede de la siguiente manera:

En la tabla No. 28 se nos muestra que si nuestro valor de tensión de banda calculado anteriormente, opera al 100% de su valor, y que nuestra banda es de una armazón sintética, nos indica que se requiere de una longitud de viaje del tensor de 0.75% a 1.25% de la longitud de la distancia entre centros del transportador, pero para nuestro caso y como una medida de seguridad, para tensionar más la banda debido al dilatamiento de la banda por los cambios de temperaturas tomamos el valor de 1¼ % de la distancia entre centros del transportador, o sea $0.0125 \times 600 \text{ pies} = 7.5 \text{ pies}$ (2.28 metros) de viaje del tensor.

j) DETERMINACION DE LA TENSION DE PANDEO.

En la gráfica "E" se muestra que teniendo una banda transportadora con los valores anteriormente obtenidos de:

- 1) Un peso de banda de 9.5 lbs./ pie lineal de la banda.
- 2) Un peso de material de 7.5 lbs/ pie lineal de la banda.
- 3) Una separación de los rodillos inclinados de 4 pies.

Se requiere de una mínima tensión de (2,150 lbs.) 977.27 Kgs., para limitar el pandeo al 2% sobre los soportes de rodillo. Este es el valor mínimo de tensión que debe actuar en la polea conducida o posterior para evitar que la banda se levante de los soportes de rodillo, durante los intervalos de arranque.

Por lo tanto la tensión en el punto F es de (2150 lbs.) 977.27 Kg. y como en el punto F actúa una tensión igual a (1815 lbs) 825 Kgs. Será necesario sumarle la diferencia que son (335 lbs) 152.27 Kgs. Con lo que consecuentemente deberá agregarse este valor a las demás tensiones de cada punto, como se observa en la tabla No. 28 en la columna #3.

Ahora como el valor final de T_2 , es igual a (1772 lbs) 805.45 Kgs. El peso final del tensor es de $W = 2 \times T_2 = 2 \times 1772 = (3544 \text{ lbs}) 1610.90 \text{ Kgs}$. Los cálculos desarrollados en la columna #1 de la Tabla No. 28 están basados en las tensiones requeridas para mover el transportador y la polea motriz, todo esto resulta de la tensión efectiva $E = (3992 \text{ lbs}) 1814.55 \text{ Kgs}$.; como ejemplo ilustrativo de los cálculos de ésta columna, si deseamos conocer la tensión en el punto **M**, hacemos la siguiente operación; restamos $3992 - 9 = 3983 \text{ lbs}$ (1810.10.45 Kgs) que es la tensión en el punto **M**, o sea restamos el estiramiento efectivo **E**, menos las fuerzas totales para mover la banda en la carrera **MT**. Ahora si deseamos conocer la tensión en el punto **K**, restamos la tensión en el punto **M** menos las fuerzas totales necesarias para mover la banda en la carrera **KM**; o sea $3983 - 52 = 3931 \text{ lbs}$ (1786.82 Kgs).; y así sucesivamente, conocemos las tensiones en los demás puntos.

14.2.6.- Máxima Tensión de Operación en la Banda.-

Según se demostró anteriormente en la tabla No. 28, columna #3, donde la máxima tensión se localiza en el punto de tensión T_1 , con un valor de 5764 lbs. (2620 Kgs). Para determinar que la banda anteriormente seleccionada (marca León, de 36 pulgadas de ancho), es la adecuada para nuestro diseño, se hace el siguiente análisis para comprobar que la unión resistirá la tensión máxima, según esto: $\left(\frac{5764 \text{ lbs}}{36 \text{ pulgadas}} = 160 \text{ lbs/ pulg.} \right)$ de 28.63 Kgs./ cms. de ancho de banda.

Para una unión vulcanizada y una aceleración de arranque, se introduce un factor del 80%, obtiene en la tabla No. 17, a partir del valor 160 lbs/pulg. De ancho de banda. Por lo tanto $(160/0.80 = 200 \text{ lbs/ pulg})$ 35.79 Kgs./cms de ancho de banda.

Este valor es el mínimo de tensión de la banda a usar. Una banda de 200 lbs/pulg. de ancho de banda, que opera al 100% de su tensión permisible y es satisfactoria para las condiciones de arranque y tamaño de masa.

14.3.- Selección del Equipo de las Terminales.-

La selección del diámetro de las poleas motrices, conducida o posterior, de retención y tensora, se encuentra en las Tablas 24, 33 y 34. La Tabla No. 33 nos indica un número de terminal de 36C24315 y la Tabla 34, según el No. de terminal 36C24315, la separación y medidas de la polea de terminales, con los datos del valor de tensión de 250 lbs./pulg. de ancho de banda y tipo de armazón de la banda; en la tabla 24 seleccionamos que el diámetro de las poleas motriz y posterior, es de 24 pulgadas (60.95 cms., la polea tensora es de un diámetro de 20 pulgadas (50.8 cms.); el diámetro de la polea de retención es de 16 pulgadas (40.64 cms); según la Tabla No. 34. El ancho de todas estas poleas es de 38 pulgadas (96.52 cms.) como indica la tabla No. 34. Para mayor detalle véase los planos, los cuales muestran las vistas de todas estas poleas.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA No. "33"
DETERMINACION DEL GRUPO DE TERMINALES, PARTIR DEL VALOR DE TENSION DE LA BANDA.

Valor de tensión de banda lbs/pulg. de ancho	Grupo de terminal número	○	△	
			T1	T2
196	36C24315	24	4600	1530
	36D24315	24	4600	1260
230	36B30407	30	5400	2170
	36D30407	30	5400	1490
196	36A20307	20	4600	2100
	36B20307	20	4600	1840
	36C20307	20	4600	1530
	36D20307	20	4600	1260
247	36A24315	24	5760	2630
	36B24315	24	5760	2310
	36C24315	24	5760	1920
	36D24315	24	5760	1585
185	36A20307	20	4300	1960
	36B20307	20	4300	1720
	36C20307	20	4300	1430
	36D20307	20	4300	1180
308	36B30407	30	7200	2880
	36D30407	30	7200	1980

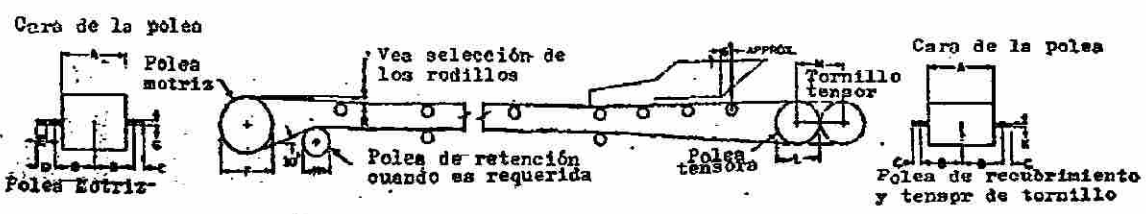
○ Diámetro de la polea motriz, en pulgadas.

△ Tensión de la banda, en libras

TABLA No. "34" SELECCION DE LOS ELEMENTOS DE LAS TERMINALES

SELECCION DE LOS ELEMENTOS DE LAS TERMINALES

Nº de grupo de terminal	Nº de la polea		Nº de tensor		A			B			C			D		E	F	G	H	K		L	M			
	motriz		Tensor	Gravedad	1	2	3	Motriz	Recubri miento	Tornillo	Bola y Rodillo	1	2													
3/8 PULGADAS DE ANCHO DE BANDA																										
36A20213	36A20215B	36A20215A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	24 1/2	—	23 1/2	3 1/2	2 3/4	—	—	2 3/4	1 3/4	9	8 1/2	5 3/4	20	2 1/2	—	—	2 3/4	20	36
36A20307-1	36A20307B	36A20307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	20	3 1/2	—	—	2 3/4	20	36
36A2030-2	36A20307B	36A20307A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	3 1/4	2 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	20	3 1/2	—	—	2 3/4	20	36
36A24307-1	36A24307B	36A24307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 3/2	—	—	2 3/4	20	36
36A24307-2	36A24307B	36A24307A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	3 1/4	2 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 3/2	—	—	2 3/4	20	36
36A24315	36A24315B	36A24315A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25 1/2	—	23 1/2	4 1/4	3 1/4	—	—	3 1/4	2 3/4	12	11	7 3/4	24	3 1/2	—	—	2 3/4	20	36
36B20215	36B20215B	36B20215A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	24 1/2	23 1/2	23 1/2	3 1/4	2 3/4	2 1/4	1 1/2	2 1/2	1 3/4	9	8 1/2	5 3/4	20	2 1/2	16	1 1/2	2 1/4	20	24
36B20307-1	36B20307B	36B20307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	20	3 3/2	16	1 1/2	2 1/4	20	36
36B20307-2	36B20307B	36B20307A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	3 1/4	2 3/4	10 1/2	8 1/2	6 3/4	20	3 3/2	16	1 1/2	2 3/4	20	36
36B24307-1	36B24307B	36B24307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 1/2	16	1 1/2	2 1/4	20	36
36B24307-2	36B24307B	36B24307A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	3 1/4	2 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 1/2	16	1 1/2	2 3/4	20	36
36B24307	36B24307B	36B24307A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25 1/2	23 1/2	23 1/2	4 1/4	3 1/4	2 3/4	1 3/4	3 1/4	2 3/4	12	11	7 3/4	24	3 1/2	16	2 1/2	2 3/4	20	36
36B30315	36B30315B	36B30315A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25 1/2	23 1/2	23 1/2	4 1/4	3 1/4	2 3/4	1 3/4	3 1/4	2 3/4	12	11	7 3/4	30	3 1/2	16	2 1/2	2 3/4	20	36
36B30407	36B30407B	36B30407A	36T20307B	36T20307A	4835B	4835A	38	26	23 1/2	23 1/2	4 3/4	4 1/4	2 1/4	2	3 3/4	2 3/4	13 1/2	13 1/2	8 3/4	30	4 1/2	16	2 1/2	2 3/4	20	36
36B36407	36B36407B	36B36407A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	28	23 1/2	23 1/2	4 3/4	4 1/4	2 3/4	2 3/4	3 1/4	2 3/4	13 1/2	13 1/2	8 3/4	36	4 1/2	16	2 1/2	2 3/4	20	36
36C20215	36C20215B	36C20215A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	24 1/2	—	23 1/2	3 1/4	2 3/4	—	—	2 1/2	1 3/4	9	8 1/2	5 3/4	20	2 1/2	—	—	2 3/4	20	24
36C20307-1	36C20307B	36C20307A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 1/2	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	20	3 3/2	—	—	2 1/2	20	24
36C20307-2	36C20307B	36C20307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	20	3 3/2	—	—	2 3/4	20	36
36C24307-1	36C24307B	36C24307A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 1/2	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 1/2	—	—	2 1/2	20	24
36C24307-2	36C24307B	36C24307A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25	—	23 1/2	3 3/4	3	—	—	2 3/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 1/2	—	—	2 1/2	20	36
36C24315	36C24315B	36C24315A	36T20215B	36T20215A	4834B	4834A	38	25	23 1/2	23 1/2	4 1/4	3 1/4	—	—	3 1/4	2 3/4	10 1/2	11	7 3/4	24	1 1/2	18	—	7 1/2	20	36
36D20215	36D20215B	36D20215A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	24 1/2	23 1/2	23 1/2	3 1/4	2 3/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 3/4	9	8 1/2	5 3/4	20	2 1/2	16	1 1/2	2 1/4	20	24
36D20307	36D20307B	36D20307A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 3/4	10 1/2	8 1/2	6 3/4	20	3 1/2	18	1 1/2	2 1/4	20	24
36D24307	36D24307B	36D24307A	36T20203B	36T20203A	4832B	4832A	38	25	23 1/2	23 1/2	3 3/4	3	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 3/4	10 1/2	9 1/2	6 3/4	24	3 1/4	18	1 1/2	2 1/4	20	24
36D24315	36D24315B	36D24315A	36T20207B	36T20207A	4833B	4833A	38	25 1/2	23 1/2	23 1/2	4 1/4	3 1/4	2 1/4	1 1/2	2 1/4	1 3/4	12	11	7 3/4	24	3 1/2	18	1 1/2	2 3/4	20	36

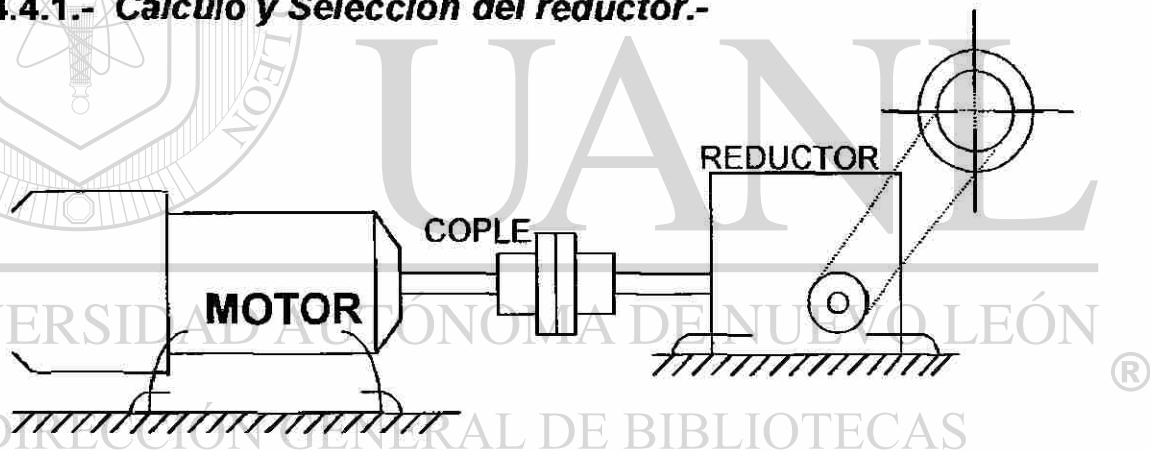


14.4.- Cálculo y Selección del Equipo Motor.-

En este punto calcularemos y seleccionaremos los principales elementos del equipo motor del transportador de banda como lo son:

- Reductor
- Sprockets y cadena
- Diámetro de la flecha de la polea motriz y longitud de la chaveta.
- Diámetro de la flecha de la polea de cola y dimensiones de la cuña.
- Diámetro de la flecha de la polea de contra – peso y dimensiones de la cuña.

14.4.1.- Cálculo y Selección del reductor.-



Para el motor:

Potencia = 60 HP
Velocidad = 1750 RPM

$$\text{Si } \text{HP} = \frac{\text{T} \times \text{RPM}}{63025}$$

$$\text{T} = \frac{63025 \times 60}{1750}$$

$$\text{T} = (2175 \text{ LB - IN}) = 25.11 \text{ KG - MTO}$$

Para el reductor:

Potencia = 60 HP
Velocidad = 87.5 RPM

$$\text{T} = \frac{63025 \times 60}{87.5}$$

(T = 43,500 LB - IN)
 T = 502.22 KG - MTO

La velocidad de la polea motriz = 400 ft/min = 121.91 MTS / MIN

$$V = WR \quad W = 2\pi N \quad V = 2\pi N$$

$$N = \frac{V}{\pi D} = \frac{400}{3.14 (2)} = 63.5 \text{ RPM}$$

$$T = \frac{63,055 \times 60}{63.5} = 60,000 \text{ LB - IN} = 692.7 \text{ KG - MTO}$$

De acuerdo a esto se selecciona un reductor MESBO tamaño 1856 con las siguientes características:

RPM ENTRADA	1750
RPM SALIDA	87.5
RELACION	20:1
POTENCIA	60 HP
PAR	49872 KG. CM

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

14.4.2.- Cálculo y Selección de Sprockets (pesos y diámetros) y Cadenas para Relación Auxiliar.-

$$R = \frac{87.5}{63.5} = 1.38$$

a) Determinar mediante catalogo REX 520 de la Tabla 35, la clasificación de la carga y el factor de servicio:

CLASIFICACION DE CRAGA	- CLASE A
FACTOR DE SREVICIO	- 1.25

b) Caballaje requerido para el diseño:

$$60 \times F. \text{ Servicio} = 60 \times 1.25 = 75$$

c) Para determinar el paso de la cadena y el mínimo número de dientes para el sprocket del impulso consultamos la Tabla 36 posteriormente, como en la tabla 37 no se tabulan valores con la potencia requerida para sprockets sencillos, será necesario dividir la potencia de diseño entre el factor 2.5 para usar un sprocket triple paso (2") 5.08 cms., 19 dientes, una cadena 160 seleccionada de la tabla 36 y un diámetro externo de (13.185") 33.49 cms., y un diámetro de paso de (12.151") 30.86 cms.

d) Para determinar los datos del sprocket impulsado es necesario obtener la relación de la velocidad requerida:

$$R = \frac{87.5}{63.5} = 1.38$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Después de la tabla 38 observamos que para una relación de 1.37 será necesario utilizar un sprocket impulsado de 26 dientes. ®

TABLA No. "35"
FACTORES DE SERVICIO Y CLASIFICACION
DE CARGAS

FACTORES DE SERVICIO						
CLASE DE TIPO DE CARGA SERVICIO	MOTOR ELECTRICO			MOTOR DE COMBUSTION INTERNA		
	BAJO	MEDIO	ALTO	BAJO	MEDIO	ALTO
A. CARGAS ESTABLES	1	1.25	2	1.25	1.55	2.5
B. CARGAS PULSANTES Y DE CHOQUE PESADO 16 - 24 HRS.	1.25	1.55	2.5	1.4	1.75	2.8

CALSIFICACION DE LAS CARGAS	
CLASE DE SERVICIO " A "	CLASE DE SERVICIO " B "
AGITADORES	BARCOS
VENTILADORES	TRITURADORES
COMPRESORES	ELEVADORES
TRANSPORTADORES	GRUAS Y MALACATES
EXITADORES	ABANICOS
GENERADORES	MAQUINARIA ALIMENTADORA
MAQUINAS HERRAMIENTAS	MOLINOS
PULVERIZADORAS	MEZCLADORES
MAQUINAS TEXTILES	PROPULSORES
BOMBAS	PALAS MECANICAS
ALIMENTADORES DE HORNOS	MAQUINAS HERRAMIENTAS PESADAS
MAQUINARIA DE OPERACION DE MADERA	

TABLA No. "36"
POTENCIA MOTRIZ ESTANDAR; CARACTERISTICAS DE LA CADENA Y RADIO DEL SPROCKET MOTRIZ.

RPM		Relación													
		1/4	1	1 1/2	2	3	4	5	7 1/4	10	15	20	30	40	50
1500 to 1500	Chain Number	35	35	35	35	40	40	40	50	50	60	D-50	D-60		
	Min. Teeth, Driver R	16	16	16	16	16	17	17	16	20	19	20	19		
	Max. Teeth, Driver R	15 1/4	15 1/4	15 1/4	15 1/4	1 9/32	1 3/8	1 3/8	1 11/16	2 1/4	2 7/16	2 1/4	2 1/16		
1200 to 1500	Chain Number	35	35	35	35	40	40	50	50	60	60	D-60	D-80	E-60	
	Min. Teeth, Driver R	16	17	17	17	16	18	16	17	16	21	17	21	21	
	Max. Teeth, Driver R	15 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 9/32	1 1/2	1 11/16	1 3/4	1 15/14	2 13/16	2 3/16	2 13/16	2 13/16	
1150 to 1200	Chain Number	35	35	35	35	40	40	50	50	60	D-50	D-60	D-80	E-60	
	Min. Teeth, Driver R	16	17	18	19	17	18	16	18	17	19	17	21	21	
	Max. Teeth, Driver R	15 1/4	1 1/4	1 3/4	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 11/16	1 7/8	2 3/4	2 1/16	2 3/16	2 13/16	2 13/16	
500 to 1150	Chain Number	35	35	35	40	40	50	50	60	60	80	D-80	D-80	D-80	D-80
	Min. Teeth, Driver R	16	17	19	16	18	18	16	19	17	16	17	16	16	20
	Max. Teeth, Driver R	15 1/4	1 1/4	1 1/4	1 9/32	1 1/2	1 11/16	1 11/16	2 1/4	2 3/4	2 11/16	2 13/16	2 11/16	2 11/16	3 1/2
220 to 500	Chain Number	35	35	35	40	50	50	50	60	60	80	80	D-80	D-80	D-80
	Min. Teeth, Driver R	17	19	19	16	16	16	16	17	19	16	19	17	18	21
	Max. Teeth, Driver R	7 1/4	1 1/4	1 1/4	1 9/32	1 11/16	1 11/16	1 11/16	2 3/16	2 7/14	2 11/16	3 1/4	2 13/16	3 1/8	3 3/4
500 to 220	Chain Number	35	35	40	40	50	50	60	60	80	80	100	100	D-100	D-100
	Min. Teeth, Driver R	19	17	16	19	16	16	19	18	16	17	15	18	16	17
	Max. Teeth, Driver R	1 1/4	1 1/4	1 9/32	1 5/8	1 11/16	1 11/16	2 1/4	2 9/32	2 11/16	2 13/16	3 1/16	3 13/16	3 5/16	3 5/8
300 to 500	Chain Number	35	40	40	50	50	60	60	80	80	100	100	120	140	140
	Min. Teeth, Driver R	19	15	18	15	18	15	18	15	16	15	17	16	16	17
	Max. Teeth, Driver R	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 7/8	1 25/32	2 9/32	2 13/32	2 11/16	3 1/16	3 5/8	4	4 23/32	5 1/8
200 to 300	Chain Number	35	40	50	50	60	60	80	80	100	100	120	140	160	160
	Min. Teeth, Driver R	19	19	16	17	15	19	15	16	15	17	15	15	15	16
	Max. Teeth, Driver R	1 1/4	1 5/8	1 11/16	1 3/4	1 25/32	2 7/16	2 13/32	2 11/16	3 1/16	3 5/8	3 3/4	4 7/16	5	5 13/32
150 to 200	Chain Number	40	50	50	60	60	80	80	100	100	120	120	140	160	160
	Min. Teeth, Driver R	15	15	16	15	19	15	15	15	15	15	18	17	16	19
	Max. Teeth, Driver R	1 1/4	1 1/2	1 11/16	1 25/32	2 7/16	2 13/32	2 13/32	3 1/16	3 1/16	3 3/4	4 11/16	5 1/8	5 13/32	6 1/8
300 to 250	Chain Number	40	50	60	60	80	80	80	100	100	120	140	160		
	Min. Teeth, Driver R	15	15	15	18	15	16	19	16	15	18	16	16		
	Max. Teeth, Driver R	1 1/4	1 1/2	1 25/32	2 9/32	2 13/32	2 11/16	3 1/4	3 5/16	3 3/4	4 11/16	4 23/32	6 13/32		
50 to 100	Chain Number	50	60	80	80	100	100	100	120	140	140	160			
	Min. Teeth, Driver R	15	17	15	15	15	15	19	17	15	21	19			
	Max. Teeth, Driver R	1 1/2	2 3/16	2 13/32	2 13/32	3 1/16	3 1/16	4 3/16	4 7/16	4 7/16	6 3/4	6 7/8			
25 to 50	Chain Number	60	80	100	100	100	120	120	140	160					
	Min. Teeth, Driver R	17	15	15	15	21	17	21	21	18					
	Max. Teeth, Driver R	2 3/16	2 13/32	3 1/16	3 1/16	4 3/4	4 7/8	5 11/16	6 3/8	6 3/8					

- A.- Lubricación Abundante
- B.- Lubricación por alimentación de goteo.
- C.- Lubricación Periódica

Tabla 37 Valor de I factor múltiple de hilera
 No.- de Hileras Doble Triple Cuádruple
 Valor de Factor 1.7 2.5 3.3
 El término "Hilera", se refiere a la unión de varios Sprockets.

Y una longitud de cadena de 66 eslabones.

Para esta relación la velocidad será:

$$\frac{87.5}{1.37} = 63.8 \text{ RPM}$$

$$\text{ó paso} = 12.151 \times 1.37 = (16.64 \text{ pulgadas}) = 42.36 \text{ cms.}$$

$$\text{ó radio de Sprocket impulsado} = 16.64$$

14.4.3.-

ANÁLISIS DE FUERZAS EN LA POLEA MOTRIZ.

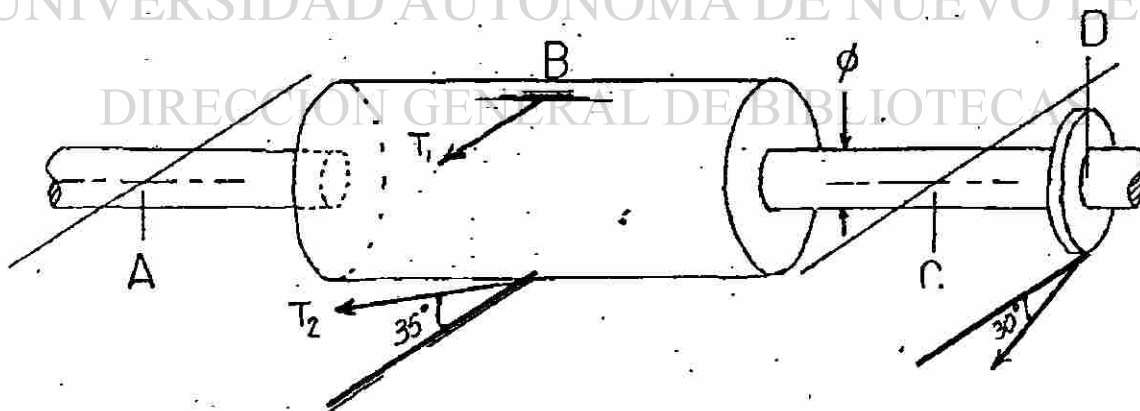


TABLA No. "37"
VALORES DE POTENCIA Y RPM DEL SPROCKET PEQUEÑO
PARA UNA CADENA No. 160 DE PASO DE 2"

Número de dientes	Calibre máximo	Diámetro exterior	Valor de HP							
			RPM del Sprocket Pequeño							
			1	3	5	10	15	20	40	60
11	3 ₁₆	8.07	.30	.84	1.38	2.64	3.63	4.97	9.14	12.8
13	4 ₁₆	9.51	.34	1.00	1.64	3.16	4.61	6.00	11.1	15.7
15	5	10.71	.40	1.17	1.89	3.67	5.36	6.99	13.0	18.4
16	5 ₁₆ B2	11.32	.42	1.25	2.02	3.93	5.74	7.49	14.0	19.8
17	5 ₁₆ B2	11.93	.46	1.33	2.14	4.18	6.11	7.97	14.9	21.1
18	6 ₁₆	12.83	.48	1.40	2.27	4.43	6.49	8.46	15.6	22.5
19	6 ₁₆	13.46	.51	1.49	2.41	4.69	6.86	8.95	16.7	23.9
20	7 ₁₆ B2	14.07	.54	1.56	2.53	4.94	7.22	9.41	17.6	25.1
21	7 ₁₆ B2	14.69	.58	1.64	2.65	5.19	7.58	9.88	18.5	26.4
23	8 ₁₆	15.93	.62	1.80	2.94	5.68	8.30	10.8	20.3	28.8
25	9 ₁₆	17.18	.67	1.95	3.19	6.17	9.01	11.8	22.0	31.3
30	12	20.31	.81	2.33	3.82	7.38	10.8	14.0	26.2	37.7
36		23.46	.94	2.72	4.40	8.57	12.4	16.3	30.3	42.9
40		27.22	1.07	3.10	5.00	9.74	14.0	18.5	34.3	48.5

A

Número de dientes	Calibre máximo	Diámetro exterior	Valor de HP							
			RPM del Sprocket Pequeño							
			80	100	120	140	160	180	200	220
11	3 ₁₆	8.07	16.1	19.1	21.9	24.3	26.5	28.6	30.4	
13	4 ₁₆	9.51	19.9	23.7	27.2	30.5	33.6	36.4	39.0	41.4
15	5	10.71	23.5	28.1	32.4	36.4	40.2	43.7	47.0	50.0
16	5 ₁₆ B2	11.32	25.3	30.3	34.9	39.3	43.4	47.2	50.9	54.1
17	5 ₁₆ B2	11.93	27.0	32.4	37.4	42.0	46.4	50.6	54.5	58.1
18	6 ₁₆	12.83	28.7	34.4	39.7	44.9	49.5	54.0	58.1	62.1
19	6 ₁₆	13.46	30.4	36.4	42.0	47.8	52.8	57.2	61.6	65.8
20	7 ₁₆ B2	14.07	32.0	38.4	44.3	50.1	55.3	60.3	65.0	69.4
21	7 ₁₆ B2	14.69	33.8	40.4	46.7	52.6	58.1	63.4	68.3	73.1
23	8 ₁₆	15.93	36.8	44.2	51.2	57.7	63.7	69.4	74.9	80.0
25	9 ₁₆	17.18	40.0	47.9	55.4	62.5	69.1	75.3	81.2	86.7
30	12	20.31	47.4	56.9	65.7	73.9	81.6	88.9	95.6	102
36		23.46	54.6	65.4	75.4	84.8	93.3	101	109	116
40		27.22	61.5	73.5	84.5	94.8	104	113	121	129

A

Número de dientes	Calibre máximo	Diámetro exterior	Valor de HP							
			RPM del Sprocket Pequeño							
			240	260	280	300	320	340	360	400
11	3 ₁₆	8.07								
13	4 ₁₆	9.51	43.6 t							
15	5	10.71	52.9	55.5	58.0	60.3 t				
16	5 ₁₆ B2	11.32	57.3	60.2	62.9	65.5	67.9 t			
17	5 ₁₆ B2	11.93	61.5	64.8	67.7	70.5	73.1	75.5 t		
18	6 ₁₆	12.83	65.7	69.2	72.4	75.5	78.3	80.9 t		
19	6 ₁₆	13.46	69.9	73.6	77.1	80.3	83.4	86.2	88.8 t	
20	7 ₁₆ B2	14.07	73.6	77.6	81.4	84.8	87.8	90.8	93.4 t	
21	7 ₁₆ B2	14.69	77.5	81.5	85.5	89.1	92.5	95.6	98.7 t	
23	8 ₁₆	15.93	84.8	89.3	93.5	97.5	101	104	108 t	
25	9 ₁₆	17.18	91.9	96.6	101	106	110	113	116	123 t
30	12	20.31	108	114	119	124	128	132	136	144 t
36		23.46	122	128	134	139	144	148	152 t	
40		27.22	135	142	148	154	157	165 t		

B

A.- Lubricación Periódica.

B.- Lubricación por Alimentación por Goteo.

Máxima Velocidad Recomendada (RPM), del soporte motriz.

TABLA No. "38"
RELACION DE ENSAMBLE DE VELOCIDAD (RPM)
DISTANCIA CENTRAL Y LONGITUD DE LA CADENA
EN ESLABONES.

		No. DE DIENTES EN EL SPROCKET IMPULSADO												
		15	16	17	18	19	20	21	26	35	45	60	70	80
15		1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.40	1.73	2.33	3.00	4.00	4.67	5.33
		18.50	18.25	19.00	19.74	19.49	20.23	19.97	21.68	21.29	26.57	31.43	34.64	37.84
		52	52	54	56	56	58	58	64	74	84	102	114	128
16			1	1.06	1.13	1.19	1.25	1.31	1.63	2.19	2.81	3.75	4.38	5.00
			19.00	18.75	19.50	19.24	19.99	19.73	21.44	24.06	26.35	31.22	35.46	36.55
			54	54	56	56	58	58	64	74	84	102	116	124
17				1	1.06	1.12	1.18	1.24	1.53	2.06	2.65	3.53	4.12	4.70
				19.50	19.25	20.00	19.74	20.49	19.19	23.82	27.13	30.99	34.21	36.37
				56	56	58	58	60	66	74	86	102	114	124
18					1	1.06	1.11	1.17	1.44	1.94	2.50	3.33	3.89	4.44
					19.00	19.75	19.50	20.24	21.96	23.60	26.91	30.77	32.96	36.15
					56	58	58	60	66	74	86	102	112	124
19						1	1.05	1.11	1.37	1.84	2.37	3.16	3.68	4.21
						19.50	19.25	20.00	21.72	24.37	26.68	30.55	32.74	35.94
						58	58	60	66	76	86	102	112	124
20							1	1.05	1.30	1.75	2.25	3.00	3.50	4.00
							19.00	19.75	21.48	24.13	26.45	30.33	32.52	34.68
							58	60	66	76	86	102	112	122
21								1.00	1.24	1.67	2.14	2.86	3.33	3.81
								20.50	21.24	23.90	26.22	30.11	32.31	34.47
								62	66	76	86	102	112	122

- Relación de Velocidad
- Distancia Central (pulgadas)
- Longitud de Cadena (en eslabones)

$$T_1 = (5764 \text{ LBS}) = 2620 \text{ Kgs.}$$

$$AB = (25 \text{ pulg.}) = 63.5 \text{ cms.}$$

$$T_2 = (1772 \text{ Lbs}) = 805.45 \text{ Kgs.}$$

$$BC = (25 \text{ pulg}) = 63.5 \text{ cms.}$$

TENSION DE LA CADENA = F

$$F = \frac{T}{R} = \frac{60,000 \text{ Lbs} - \text{Pulg}}{16.64 \text{ pulgadas}}$$

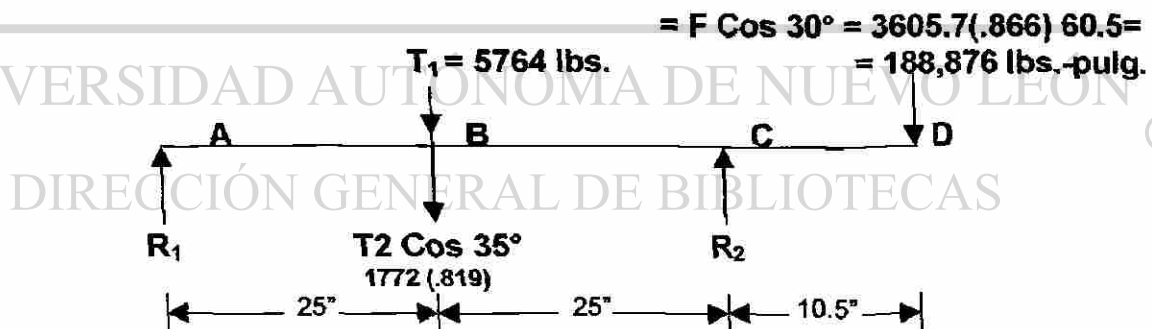
$$CD = (10.5 \text{ pulg}) = 26.87 \text{ cms}$$

según tabla No. 34

F .- Para diseño se toma

$$F = 3,605.77 \text{ lbs} = (1,639 \text{ Kgs.})$$

ANALISIS DE FUERZAS EN LA POLEA MOTRIZ



$$\sum M_{R1} = 0$$

$$T_1(25) + T_2 \cos 35^\circ (25) - R_2 (50) + F \cos 30^\circ (60.5) = 0$$

$$R_2 = \frac{5764 (25) + 1772 (.819) (25) + 3605.7 (.866) (60.5)}{50}$$

$$R_2 = 7385 \text{ lbs.}$$

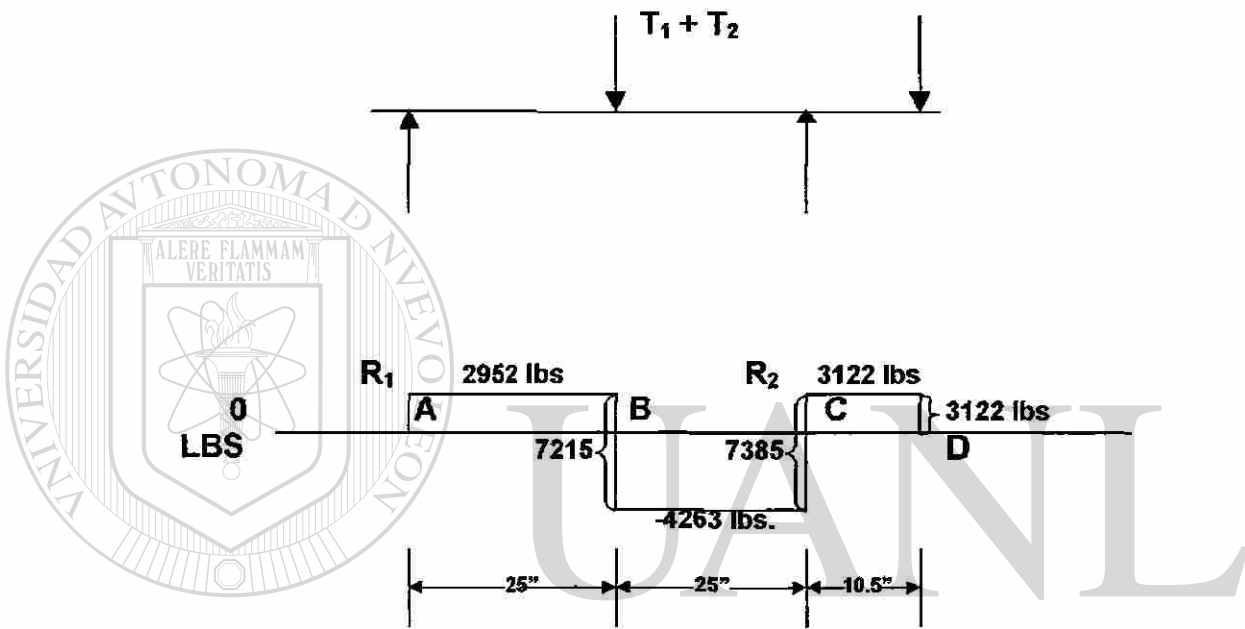
$\uparrow +$

$$F_Y = 0$$

$$R_1 - T_1 - T_2 \cos 35^\circ + R_2 - F \cos 30^\circ = 0$$

$$R_1 = 5764 + (1772)(.819) + 3605.7(.866) - 7385$$

$$R_1 = 2952 \text{ lbs.} = (1342 \text{ Kgs.})$$



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN **DIAGRAMA DE CORTANTES**

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

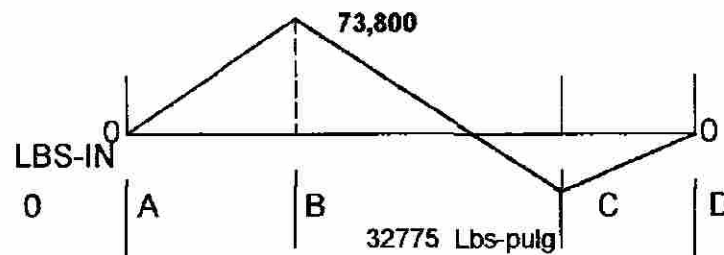


DIAGRAMA DE MOMENTOS

Para la flecha de la polea motriz usando un acero rolado en frío clase 1035 con un esfuerzo de cedencia $S_yP = 79,000 \text{ lb/plg}^2$ y aplicando la teoría de rotura por cortadura máxima (Cap.2 ecuación 6, proyecto de elemento de máquinas de Spotts) con coeficiente de seguridad $C.S = 2$ tenemos;

$$S_yP = 79,000 \text{ lb/plg}^2 \quad S_s = .5 (79,000) = 19,750 \text{ lb/plg}^2$$

Por concepto de concentración de esfuerzos (chaveteros) se toma el 75% del esfuerzo es decir que el esfuerzo cortante de trabajo (S_s) queda como $S_s = 19,750 \times .75 = 14,812.5$

Aplicando el código ASME (Proyectos de elementos de Máquinas, Spotts, pág. 141)

$$S_{sm\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_T T)^2}$$

donde: **M** \Rightarrow Momento flector

T \Rightarrow Momento torsor

d \Rightarrow diámetro de la flecha a calcular

C_m \Rightarrow Coeficiente numérico combinado para impacto y fatiga aplicables al momento flector calculado.

C_t \Rightarrow Coeficiente aplicado al momento torsor calculado.

Se tomaron los valores para ejes giratorios con cargas aplicados bruscamente con pequeños impactos:

$$C_m = 1.5 \quad C_t = 1$$

Por lo tanto

$$S_{sm\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_T T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (S_{sm\acute{a}x})} \sqrt{(1.5 \times 73,800)^2 + (1 \times 60,000)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (S_{sm\acute{a}x})} \sqrt{(158.54) \times 10^8}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (14,812.5)} 12.59 \times 10^4$$

$$d = 3.51 \text{ plg.}$$

Es práctica común tomar el diámetro inmediato superior al calculado por lo tanto se toma el diámetro de 4 plg. (10.16 cm).

Diámetro de la flecha de la polea Motriz = 4 pulgadas.

TABLA No. 3.8 – B6
DIMENSIONES EN PULGADAS DE CUÑAS CUADRADAS
SEGUN ASA B17.1
 TOMADA DEL LIBRO DE SPOTTS PAG. 146

Diámetro de la Flecha (plg)	Dimensiones de la cuña (plg)	Diámetro de la Flecha (plg)	Dimensiones de la cuña (plg)
1/2 - 9/16	1/8	2 5/16 - 2 3/4	5/8
5/8 - 7/8	3/16	2 7/8 - 3 1/4	3/4
15/16 - 1 1/4	1/4	3 3/8 - 3 3/4	7/8
15/16 - 1 3/8	5/16	3 7/8 - 4 1/2	1
1 7/16 - 1 3/4	3/8	4 3/4 - 5 1/2	1 1/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	5 3/4 - 6	1 1/2

Cálculo de la Longitud de la Cuña

Si la flecha que se calculo con un diámetro $\varphi = (4 \text{ pulgadas}) 10.16 \text{ cms.}$, deberá de tener una cuña cuadrada de (1 pulgada) 2.54 cms de lado, según la tabla 3.8 - B6, siendo la flecha de un acero rolado en frío, clase 1035 con un esfuerzo de cedencia $S_{YP} = (79,000 \text{ lbs/pulgada}^2) 5,566 \text{ kgs/cm}^2$ y la cuña de un acero clase 10 20 con un esfuerzo de cedencia $S_{YP} = (66,000 \text{ lbs/pulgada}^2) 4,650 \text{ kgm/cm}^2$, según las tablas 14- 4 y 14 -5 swt. Libro de "DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS."

Aplicando la teoría de cortadura máxima, tenemos que:

$$S_{SYP} = 0.5 S_{YP} \quad \text{y} \quad S_s = \frac{S_{SYP}}{F.S.}$$

Donde:

S_{SYP} = Esfuerzo de cedencia al corte

S_{YP} = Esfuerzo de cedencia

S = Esfuerzo de trabajo (axial)

S_s = Esfuerzo de trabajo en cortadura

$F.S.$ = Factor de seguridad (para nuestros cálculos se va usar un $F.S. = 2$)

Esfuerzos en la Flecha:

$$S_{YP} = (79,000 \text{ lbs/pulg}^2) = 5,566 \text{ kg-cm}^2$$

$$S = \frac{S_{YP}}{F.S.} = \frac{79,000}{2} = (39,500 \text{ lbs/pulg}^2) = 2,783 \text{ KG/CM}^2$$

$$S_{SYP} = 0.5 S_{YP} = (0.5) (79,000) = (39,500 \text{ Lbs/pulg}^2) = 2,783 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$S_s = \frac{S_{SYP}}{F.S.} = \frac{39,500}{2} = (19,750 \text{ lbs/pulg}^2) = 1391.5 \text{ kgs./cm}^2$$

Esfuerzos en la Cuña:

$$S_{YP} = (66,000 \text{ lbs/ pulg}^2) = 4,650 \text{ Kgs.cm}^2$$

$$S = \frac{S_{YP}}{F.S.} = \frac{66,000}{2} = (33,000 \text{ lbs/ pulg}^2) = 2,325 \text{ Kg/ cm}^2$$

$$S_{SYP} = \frac{S_{YP}}{F.S} = \frac{66,000}{2} = (33,000 \text{ lbs/pulg}^2) = 2,325 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$S_s = \frac{S_{SYP}}{F.S} = \frac{33,200}{2} = (16,500 \text{ lbs/ pulg}^2) = 1162.5 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$\text{Si } L = \frac{F}{S_{YP} (A)} = \frac{F}{T} \quad \text{y} \quad T = \frac{S_s J}{R}$$

Donde:

L = Longitud del cuñero

A = ancho del cuñero

I = Momento de torsión

J = Momento polar de Inercia ($J = \frac{\pi D^4}{32}$; D: de diámetro)
(de la flecha)

R = Radio de la flecha

Entonces:

$$J = 25.13 \text{ pulg}^4$$

$$T = \frac{(19,750 \text{ lbs/ pulg}^2) (25.13 \text{ pulg}^4)}{2} = (248,000 \text{ lbs/pulg}) = 286,498.4 \text{ Kgs/cm}$$

$$F = \frac{T}{R} = \frac{248,158 \text{ lbs/pulg}}{2 \text{ pulg.}} = (124,079 \text{ lbs}) = 56,399.5 \text{ Kgs}$$

Ahora:

Longitud de la cuña basándose en el apoyo de la flecha:

$$L = \frac{F}{S_{SYP} (A)} = \frac{124,079 \text{ libras}}{(39,500 \text{ lbs/ pulg}) (0.5 \text{ pulg})} = \boxed{(6.28 \text{ pulgadas}) = (16 \text{ cms.})}$$

Longitud de la cuña basándose en su apoyo:

$$L = \frac{F}{S_{SYP} (A)} = \frac{124,079 \text{ libras}}{(33,000 \text{ lbs/ pulg}^2) (0.5 \text{ pulg})} = (7.59 \text{ pulg} = 7 \frac{5}{8}) = \boxed{19.2 \text{ cms}}$$

Longitud de la cuña basándose en su punto de cortadura:

$$L = \frac{F}{S_s (A)} = \frac{124,079 \text{ libras}}{(16,500 \text{ lbs/ pulg}^2) (1 \text{ pulg})} = (7.59 \text{ pulg} = 7 \frac{5}{8}) = \boxed{19.2 \text{ cms}}$$

Por lo tanto las dimensiones de la cuña para la flecha de la polea motriz serán de (1 x 1 x 7 x 5/8 de pulgada), 2.54 x 2.54 x 19.2 cms, ancho, alto y largo respectivamente.

CALCULO DEL DIAMETRO DE LA FLECHA DE LA POLA POSTERIOR Y DIMENSIONES DE LA CUÑA

En la polea posterior no hay componentes y se considera la carga radial al valor de la tensión máxima de operación $T_1 = (5,764 \text{ lbs}) = 2,620 \text{ Kgs}$.

El par torsional se desprecia y se considera solamente el momento flexionante, por lo que para fines prácticos de diseño, se puede considerar como un miembro simplemente apoyado, entonces:

Consideramos la flecha de un acero 1010 rolado en frío con un

$$S_{YP} = (33,000 \text{ lbs/pulg}^2), = 2,325 \text{ Kgs /cm}^2$$

$$S_{sm\acute{a}x} = \frac{S_{SYP}}{F.S.} = (0.5) \frac{S_{YP}}{F.S.} = (0.5) \frac{(33,000 \text{ LBS / PULG}^2)}{2} =$$

$$S_{sm\acute{a}x} = (8,250 \text{ lbs/ pulg}^2) = \boxed{581.25 \text{ Kgs. / cm}^2}$$

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{(5764 \text{ lbs})(38 \text{ plgs})}{4} = 54,758 \text{ lbs-plg} = \boxed{632.18 \text{ Kg - mto}}$$

Donde:

P = Tensión máxima de operación

L = Longitud de la polea de cola

$$\check{D} = \sqrt[3]{\frac{(16)}{(8,250 \pi)} [(54,758 \times 1.5)^2]^{1/2}} = (3.73 = 3 \frac{3}{4} \text{ de pulgada}) = 9.47 \text{ cms}$$

DIMENSIONES DE LA CUÑA

En la tabla 3.8 - B6, se recomienda usar una cuña de (7/8 de pulg.) es decir 2.22 cms. por lado, para flecha de (3 3/4 de pulgada) = 9.52 cms de diámetro.

$$\text{Si } T = \frac{(19,750 \text{ lbs/pulg}^2)(\pi)(3,750 \text{ pulg})^4}{(32)(1,875 \text{ pulgadas})} = (204,498 \text{ lbs/pulg}) = 2,360 \text{ Kg-mto}$$

$$\frac{F}{R} = \frac{T}{1.875 \text{ pulg.}} = \frac{(204,489 \text{ lbs-pulg})}{1.875 \text{ pulg.}} = (109,065 \text{ lbs.}) = 49,575 \text{ Kgs.}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DETERMINACION DE LA LONGITUD DE LA CUÑA POR EL ESFUERZO DE DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS CORTADURA

$$L = \frac{F}{S_s (A)} = \frac{109,065 \text{ lbs}}{(16,500 \text{ lbs /pulg}) (.875)} = (7.5 \text{ pulg}) = 19.1 \text{ cms}$$

Por consiguiente las dimensiones de la cuña para la flecha de la polea de cola. Deben de ser las siguientes:

(7/8 x 7/8 x 7 1/2 pulg) 2.22 x 2.22 x 19.1 cm, ancho alto y largo.

CALCULO DE LA FLECHA DE LA POLEA DE CONTRA – PESO

Según la aclaración hecha en el inciso anterior el momento máximo será para este caso:

$$M = \frac{(P \times L)}{4} = \frac{(3544 \times 38)}{4} = (33,668 \text{ lbs} - \text{pulg}) = 388.7 \text{ Kg- mto}$$

$$D^3 = \frac{(16)}{(\pi) (S_{\text{máx}})} \sqrt{(C_M M)^2 + (C_T T)^2}$$

$$C_M = 1.5$$

$$C_T = 0$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{(8,250)(\pi)} [(33,668 \times 1.5)^2]^{1/2}} = (3.14 \text{ PULG}) = 7.97 \text{ cms.}$$

Donde:

L = Longitud de la polea según la tabla No. 32

P = Peso del Tensor (contra - peso)

DIMENSIONES DE LA CUÑA.-

En la tabla No. 3.8 - B6 se determinan las dimensiones de la cuña que son:

(7/8 x 7/8 de pulgada)., 2.22 x 2.22 cms. para una flecha de (3.14 pulgadas) ., 7.97 cms de diámetro.

$$T = \frac{S_s J}{R} = \frac{(19,750 \text{ lbs-pulg}^2) (\pi) (3.14 \text{ pulgadas})^4}{(32) (1.57 \text{ pulgadas})} = (120,056.5 \text{ lbs-pulg}) =$$

$$T = 1,386 \text{ Kg.- mto}$$

$$F = \frac{T}{R} = \frac{(120,056 \text{ lbs-pulg})}{(1.57 \text{ pulgadas})} = (76,469.1 \text{ lbs.}) = 34,758.68 \text{ Kgs}$$

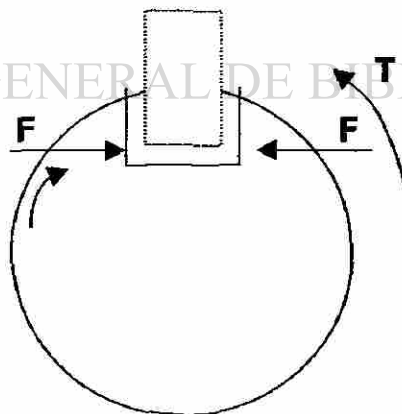
Longitud de la cuña, partiendo del análisis de cortadura máxima en la misma:

$$L = \frac{F}{S_{YP} (A)} = \frac{76,469.1 \text{ lbs}}{(16,500 \text{ lbs/pulg})(7/8 \text{ de pulg.})} = (5,296 \text{ pulg}) = 13.54 \text{ cm.}$$

Por lo tanto, las dimensiones de la cuña para la flecha de la polea de
Contra – Peso, serán:

$$(7/8 \times 7/8 \times 5.296 \text{ pulg.}) = 2.22 \times 2.22 \times 13.45 \text{ cms.}$$

Fuerzas que actúan sobre una chaveta



$$T = F \times r$$

FIG. No. 3

SECCIONES DEL TRANSPORTADOR

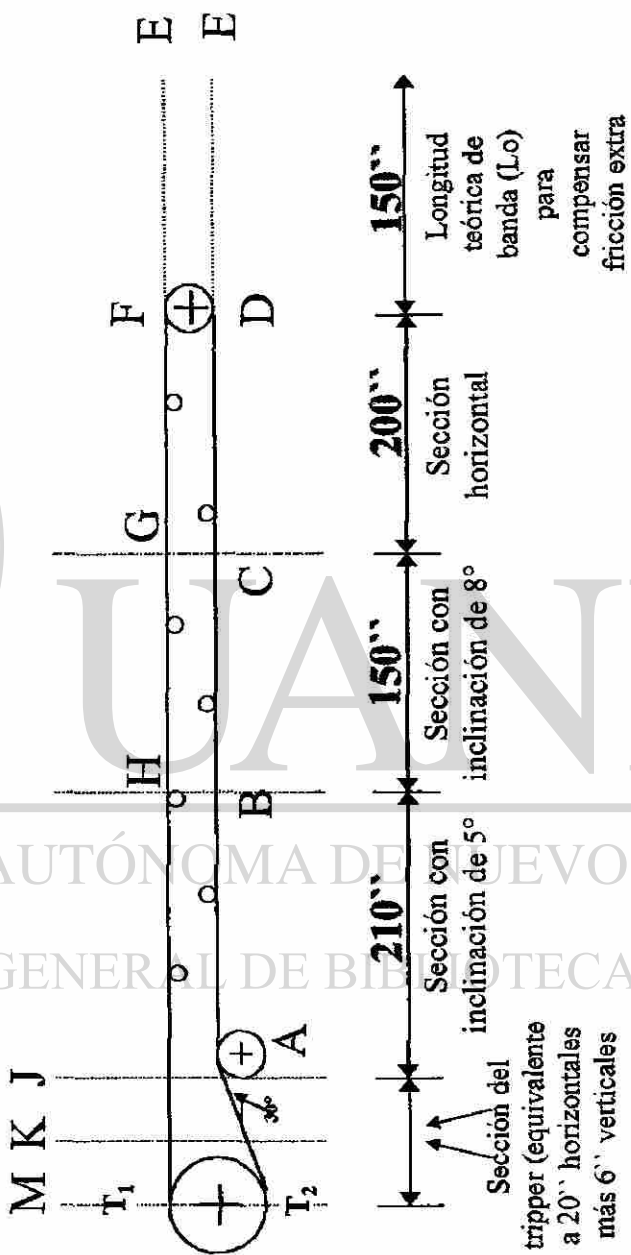
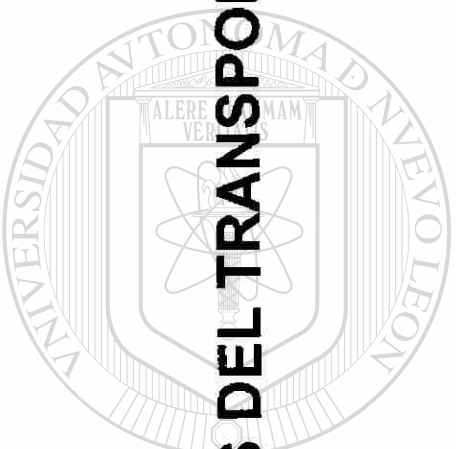


FIGURA No. 4



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

14.4.4- Cálculo y Selección de Cople

Para calcular y seleccionar el cople, se siguen los pasos siguientes:

A) Se determina el factor de servicio, para el trabajo que va a desarrollar; para nuestro caso en particular se consulta la tabla 41 en el cual para transportadores de banda, el factor de servicio es de 1.5.

B) Se calcula la potencia equivalente, por medio de la tabla 41, la cual nos dice que la potencia equivalente es igual a los "HP" efectivos del motor, por el factor de servicio encontrado anteriormente que es de 1.5, lo cual nos da una potencia equivalente de 90 HP, según dicha tabla.

C) Ahora se procede a seleccionar el tamaño del cople, según las revoluciones por minuto del motor; para nuestro problema son 1750 R.P.M. con estos datos y la potencia equivalentemente sacada anteriormente, se consulta la Tabla 41, la cual nos muestra que con 1750 R.P.M. y 90 "HP" equivalente, el cople a escoger está entre el tamaño 7 y 8, debido a que el valor de potencia equivalente de 90 "HP" queda en un rango de dos valores de 57 y 114 "HP"; por lo cual nos decidimos por la inmediata superior, debido a que se aproxima más a nuestro valor de potencia equivalente de 90 "HP" y además de que trabajamos en un rango de seguridad; esto es que según dicha tabla, el tamaño del cople a escoger es el tamaño "B".

D) Ahora, según el catalogo de coples FLAK, tabla 42 nuestro cople "8F", admite una máxima velocidad de 5000 R.P.M. y un barrenado máximo de 66.68 milímetros y un mínimo de 15.88 milímetros. Las dimensiones del cople "8F" se muestran en dicha tabla.

TABLA No. 39^{ra}

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO EMPLEANDO MOTORES ELECTRICOS Y TURBINAS COMO MAQUINAS IMPULSORAS.

Lista A-fabrics de Aplicaciones

APLICACION	Factor de Servicio	APLICACION	Factor de Servicio	APLICACION	Factor de Servicio	APLICACION	Factor de Servicio	APLICACION	Factor de Servicio
MOLINOS DE NEUMATICOS		COCCIONES (Cervecerias, Destilerias e Industria Alimenticia)	1.8	MAQUINAS:		MONTACARGAS COGENTES O COBREDIAS	7.5	MONTACARGAS DE ESCALERA	2.5
De 1 Cilindro	1.5	COMPRESORES		Envolvedoras de Alambre	2.5	De Velocidad y Labor Directa	7.5	PRENSAS DE CANAS	2.5
De 2 Cilindros	1.8	Centrifugos	1.5	Escondidos de Alambre	3.0	de Baja Velocidad	2.5	PRENSAS DE IMPRESION (IMPRESAS)	2.2
De 3 Cilindros	2.0	De Líquido, Gaseoso Recipiente	2.0	MAQUINAS CARDADORAS	7.0	de Alta Velocidad	3.0	PRENSAS DE PAPEL	2.5
De 4 Cilindros	2.2	De 1 Cilindro, de Acción Simple	4.0	MAQUINAS CONFORMADORAS DE METAL:		Sacadoras y Enrolladoras	2.5	PRENSAS LAMINADORAS	
De 2 Cilindros, de Acción Simple	5.0	De 2 Cilindros, de Acción Simple	3.0	Cama de Estar y Examinación	2.5	De Sulfita	1.5	Industria de Elaboración de Acidos	3.5
De 4 Cilindros, de Acción Simple	4.0	De 3 o mas Cilindros, de Doble Acción	3.0	Enrolladoras de Alambre	2.5	De Un Ingrediente (Consultar)	2.5	PRENSAS TROQUELADORAS	2.5
MOLINOS DE VAPOR EN ESCALA	2.0	CONTADORAS (Papel)	3.0	Enrolladoras y Comodoras de Alambre	2.0	De Papel	2.0	PROPIALORES TIPO AGITADOR	1.0
MOLINOS DE VOLANTE	2.5	CONTADORAS (Metal)	2.5	Estructuras	3.0	De Tapa	2.2	MURVEZADORES:	
MOLINOS DE VENTILADORES	2.0	CEBES		Maquinas Conformadoras	2.5	De Sulfita	2.0	Molinos de Madera	2.5
MOLINOS Y BARRILAS	2.5	En Agua (Desaladoras)	1.5	MAQUINAS PARA HACER SERVICIOS (Máquina de la Polimerización de Acido)	2.5	FABRICAS DE HILADOS Y FIBROS		Resacas	2.0
MOLINOS		De Barro (Alcanarillo)	1.5	MAQUINAS PARA HACER NEUMATICOS (Cuchillos)	3.0	(Ver Tabla 3)		Primeros de Madera	3.0
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Gruetas de Carbono y Arena	2.0	MAQUINAS PARA HACER TUBOS	3.5	FABRICAS DE PAPEL (MOLINOS)		RESTRADORAS DE FILTRO (Papel)	1.0
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Vibradores	3.0	MAQUINAS PARA HACER ELABORACION DE MADERA	1.5	GENERADORES		RODILLOS DOBLADORES	2.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	COCHES (Papel)	2.5	MEZCLADORAS DE CONCRETO:		De Carga Uniforme	3.0	RODILLOS SUCCIONADORES	2.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	CUBAS DE DICANTACION O ASENTAMIENTO (Corrosivos)	1.8	De Trabajo Continuo	2.5	De Carga de Soldadura	1.5	SECADORES (Papel)	2.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	DESCORRIJADORAS:		De Trabajo Intermitente	2.0	De Manos y Servicos de Forro	2.0	SECADORES (Madera)	2.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Auxiliares Hidráulicas	3.0	MEZCLADORAS DE MASA (Alimento)	2.0	GRUAS Y MONTACARGAS:		SOPLADORES:	
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Molinos	3.0	MEZCLADORAS (Por Agitadores)		Mantecargas Principales de Trabajo Intermitente	2.5	Centrifugos	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Tambores	3.5	De Carga Uniforme	2.5	Mantecargas Principales de Trabajo Prolongado, etc.	3.0	De Líquido o Aluminio	2.0
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	OSTIENAS (Ver Tabla 3)	1.5	De Manos y Servicos de Forro	2.5	Mantecarga de Cochones por Via Incluida de Carrero o Tole	2.5	SOPALADORES, COMPENSAS, VENTILADORES O BOMBAS CENTRIFUGOS	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	DIAPHRAGMOS		De Trabajo Intermitente	2.0	De Perforación	2.0	TOYAS DE ESCALERA	2.0
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	DISPOSITIVOS DE AGUAS CLORADAS (Ver Tabla 3)	1.8	De Carga Uniforme	2.5	Mantecargas Principales de Trabajo Prolongado, etc.	3.0	(Consultar)	
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	DOSIFICADORAS (Ver Tabla 3)	1.8	De Trabajo Intermitente	2.0	Mantecarga de Cochones por Via Incluida de Carrero o Tole	2.5	TRANSPORTADORES:	
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	BRAGAS DE MANIOBRAS	2.5	MOLINOS DE BOLA (Ver Tabla 3)	2.5	De Perforación	2.0	De Cables, de Faltos o Tabillos	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	BRAGAS DE LINEAL	3.5	MOLINOS DE CILINDROS	3.0	Cilindros de Soldadura	2.5	De Cables	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Logos	3.0	MOLINOS DE MASA DE ARCILLA	2.5	(Por, Escalas)	1.5	De Hojas	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	Mantecargas Accionadas por Proceso	1.0	MOLINOS DE MADERLOS	2.5	De Carrero	2.5	De Laminación o Madera	2.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	ELABORACION DE ARCILLA (Ver Tabla 3)	1.8	De Trabajo Ligero	2.5	Presas Transportadoras	2.5	De Madera, de Madera	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	ELEVADORES		MOLINO DE PULPA DE PAPEL	3.0	Redes Dobladoras	2.5	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	De Carga	3.0	MOLINOS DE VARIAS	3.0	Transmisiones Principales	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	De Carga por Gravedad	2.0	MOLINOS CILINDROS	2.5	ROLADORAS (Ver Tabla 3)		De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	De Pallets y Tabillos	3.0	De Baja y Cargas Directas	3.0	Y Tabillos	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8	De Transporte	3.0	de Pallets y Cargas Directas	3.0	HORNOS DE CEMENTO	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8			de Baja Velocidad o Para Reductores de Eje	3.0	HORNOS CREATIVOS	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					INDUSTRIA ALIMENTICIA (Ver Tabla 3)		De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					INDUSTRIA DEL CAUCHO (Ver Tabla 3)		De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					INDUSTRIA MADERERA (Consultar)		De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					INDUSTRIA PETROLERA (Ver Tabla 3)		De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					JORDAN	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					LAMINADORAS (Consultar)	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					LAVADORAS (Ver Tabla 3)	2.2	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					LAVADORAS Y ESPASADORAS (Papel)	2.2	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					LAVANDERIAS (Ver Tabla 3)	2.0	De Sulfita	1.5
MOLINOS DE BARRILAS	1.8					MONTACARGAS	2.0	De Sulfita	1.5

TABLA No. "40"
POTENCIA EQUIVALENTE
= (HP Efectivos X factor de servicio)

Potencia Equivalente = (HP Efectivos X Factor de Servicio)																										
Factor de Servicio	HP EFECTIVOS DEL MOTOR																									
	3/4	1	1 1/2	2	3	5	7 1/2	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	600
1.1	.8	1.1	1.6	2.2	3.3	5.5	8.2	11	17	22	28	33	44	55	80	83	110	178	165	220	275	330	388	440	495	550
1.5	1.1	1.5	2.3	3.0	4.5	7.5	11.3	15	23	20	38	45	60	75	83	113	150	188	225	300	375	450	525	600	675	750
1.8	1.4	1.8	2.7	3.6	5.4	9.0	13.5	18	27	36	45	54	72	90	108	135	180	225	270	360	450	540	630	720	810	900
2.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	10.0	15.0	20	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
2.2	1.7	2.2	3.3	4.4	6.6	11.0	16.5	22	33	44	55	66	88	110	132	165	220	275	330	440	550	660	770	880	990	1100
2.5	1.9	2.5	2.8	5.0	7.5	12.5	18.8	25	38	50	63	75	100	125	150	188	250	312	375	500	625	750	875	1000	1125	1250
3.0	2.3	3.0	4.5	6.0	9.0	15.0	22.5	30	45	60	75	90	120	150	180	225	300	375	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500

Si el factor de servicio no esta en la tabla la potencia equivalente = HP efectivos x factor de servicio.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA No. "41"
SELECCION DE COPLES BASADA EN LA POTENCIA EQUIVALENTE

Selección de coples... Basada en la potencia equivalente HP																		
Velocidad en RPM *	TAMAÑO DE COPLE																	
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	180	
3550	11.6	26.1	43.5	58	116	232	348	464	666	985								
2900	9.5	21.4	37.5	42	95	190	265	380	547	833								
1750	5.7	12.9	21.4	28.6	57	114	171	228	328	500	685	999	Referirse a la fábrica para seleccionar coples mayores					
1450	4.9	11	18.3	24.6	49	96	147	195	281	427	585	852						
1150	4.1	9.2	15.3	20.4	41	82	122	163	235	357	480	715						
1000	3.6	8.2	13.7	18.2	36	73	109	145	209	318	436	635	910					
870	3.3	7.4	12.3	16.4	33	66	99	131	189	287	396	572	820					
720	2.8	6.3	10.8	14.1	28.2	56	85	113	162	247	332	483	705	935				
650	2.6	5.8	9.7	13.0	28.0	52	78	104	149	227	312	455	650	910				
580	2.4	5.3	8.9	11.9	23.8	47	71	95	137	208	280	417	595	835				
520	2.2	4.9	8.2	10.9	21.8	43	65	87	125	191	262	382	545	765	985			
420	1.8	4.1	6.9	9.2	18.4	37	55	73	106	161	221	322	461	645	830			
350	1.6	3.5	5.9	7.9	15.7	31	47	63	90	137	189	275	393	550	710	905		
280	1.3	3	5.0	6.7	13.3	26.7	40	53	77	117	160	233	333	467	600	767		
230	1.1	2.6	4.3	5.7	11.4	22.8	34	46	66	100	137	200	286	400	515	657	950	
190	1.0	2.2	3.7	4.9	9.8	19.6	29.5	39	56	86	117	172	249	343	442	565	809	
155		1.9	3.1	4.2	8.3	16.7	25.0	33	49	73	100	146	208	292	375	480	696	
125		1.6	2.6	3.5	7.1	14.4	21.2	28.2	41	62	85	124	175	248	318	406	575	
100		1.3	2.2	3.0	5.9	11.8	17.7	23.7	34	52	71	103	148	207	266	341	490	
84		1.2	1.9	2.6	5.1	10.3	15.5	20.6	30	45	62	90	129	180	232	297	427	
68		1.0	1.6	2.2	4.3	8.7	13.0	17.4	25	38	52	76	109	152	196	250	362	
56			1.4	1.9	3.8	7.5	11.2	14.9	21.5	33	45	65	93	131	168	215	310	
45			1.2	1.8	3.2	6.3	9.5	12.7	18.2	27.8	38	56	79	111	143	182	262	
37				1.0	1.3	2.7	5.4	8.1	10.7	15.4	23.5	32	47	67	94	121	154	221
30					1.1	2.2	4.5	6.7	9.0	12.9	19.7	27	39	56	79	101	129	186
25					1.0	1.9	3.8	5.7	7.7	11.1	17.8	23.1	34	48	67	86	111	159
20						1.6	3.1	4.7	6.3	9	13.7	18.8	27.5	39	55	70	90	129
16.5						1.2	2.5	3.7	4.9	7.2	10.9	14.9	21.8	31	43	58	72	103
13.5						1.1	2.2	3.3	4.4	6.3	9.6	13.1	19.2	27	38	49	63	89
11.0						9	1.8	2.7	3.6	5.2	7.9	10.7	15.9	23	32	41	52	70
9.0							1.5	2.2	3.0	4.3	6.5	9	13.1	19	26	34	43	57
7.5							1.1	1.6	2.2	3.1	4.8	6.5	9.5	14	19	25	31	47

* Si la velocidad requerida no está en la tabla, use la siguiente menor o interpole en las asistentes.

En la tabla 42 se nos muestra que para un cople 8F, el máximo barrenado con cuñero debe ser de 76.20 milímetros, y las medidas máximas del cuñero sean de un ancho de 19.05 y de una profundidad de 3.18 milímetros.

Cabe añadir que los coples flexibles FLAK, protege a nuestro motor y reductor de posibles choques, vibraciones o desalineamientos que se puedan presentar, por alguna falla en las instalaciones del transportador.

14.4.5.- Cálculo y Selección del Accesorio del Transportador (Tripper).-

Este accesorio para banda transportadora es usado cuando se requiere descargar el material continua y uniformemente a lo largo del transportador o donde se requiera descargar puntos fijos a lo largo del transportador.

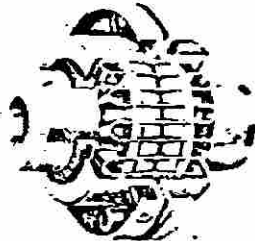
Existen tres tipos distintos de trippers:

- A) Impulsado por cable
- B) Impulsado por banda
- C) Impulsado por motor

Para nuestro caso seleccionamos un tripper impulsado por motor, ya que es impulsado por un motor eléctrico pudiendo desplazarse automáticamente a lo largo de la banda; colocando unos switches limite en el lugar deseado, también cuenta con un tablero de botones para ser operado manualmente y así poder descargar el material en cualquier posición.

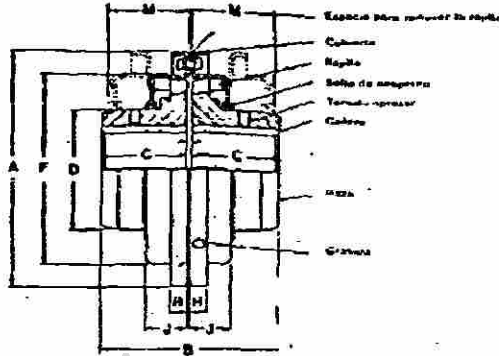
Se seleccionó también un tipo de tolva (No. 3630, tipo E con un ángulo de descarga de 56° y un peso de 725 lbs) 329.5 Kgs., según la tablas No. 31 y 32 capaz de descargar hacia la derecha o izquierda del transportador, o si se desea puede seguir el viaje de la banda y descargar al final de esta.

TABLA No. 42



TAMANOS DEL 3 AL 190

Los coples Tipo "F" se fabrican para ser usados en todos los casos de aplicaciones generales, pudiendo usarse tanto horizontal como verticalmente. Mecánica fácil de seleccionar cuidadosamente los coples para sus Distribuidores, a fin de que estos hagan la entrega rápida de los tamaños comunes. También nosotros mantenemos en almacén un amplio sortido de coples y refacciones para asegurar una pronta entrega.



TAMANO DE COPLA	Tamaño Máx. copla.	(1) Espesor del eje	(2) Diámetro del eje	DIMENSIONES - MILIMETROS											Para ser usado con tornillos tipo J			Tamaño de COPLA
				A	B	C	D	E	F	G	H	J	M	N	CLARO			
															Mín.	Max.	Mín.	
3 F	5000	26.99	11.11	95.25	85.73	41.28	41.28	66.68	15.88	22.23	44.45	1.59	3.18	3.97	1.8		3 F	
4 F	6000	31.75	11.11	104.78	111.13	53.98	47.63	73.03	15.88	28.58	57.15	1.59	3.18	4.76	2.7		4 F	
5 F	6000	38.10	11.11	114.30	111.13	53.98	53.98	85.73	15.88	28.58	57.15	1.59	3.18	4.76	3.6		5 F	
6 F	6000	44.04	11.11	127.00	111.13	53.98	66.68	98.43	15.88	28.58	57.15	1.59	3.18	4.76	4.5		6 F	
7 F	6000	55.56	11.11	142.88	111.13	53.98	76.20	114.30	15.88	28.58	57.15	1.59	3.18	6.35	6.3		7 F	
8 F	5000	66.68	15.88	180.98	155.58	76.20	92.08	137.35	15.88	38.10	76.20	1.59	3.18	6.35	12.7		8 F	
9 F	4500	71.44	31.75	193.68	168.28	82.55	98.43	146.05	15.88	38.10	76.20	1.59	3.18	6.35	15.0		9 F	
10 F	3750	82.55	38.10	209.55	195.26	95.25	114.30	161.93	15.88	47.63	95.25	1.59	4.76	9.53	22.2		10 F	
11 F	3500	90.49	38.10	225.43	195.26	95.25	127.00	180.98	15.88	47.63	95.25	1.59	4.76	9.53	27.2		11 F	
12 F	3500	98.43	50.80	247.65	201.61	98.43	136.53	200.05	19.05	50.80	95.25	1.59	4.76	9.53	34.0		12 F	
13 F	2700	107.95	50.80	279.40	201.61	98.43	155.58	231.74	19.05	50.80	95.25	1.59	4.76	9.53	44.0		13 F	
14 F	2500	117.48	63.50	301.63	254.00	123.83	171.45	250.83	22.23	63.50	120.65	2.59	6.35	12.70	65.9		14 F	
15 F	2400	127.00	63.50	349.25	260.35	127.00	184.15	257.18	28.58	63.50	120.65	1.59	6.35	12.70	79.5		15 F	
16 F	2300	139.70	63.50	387.35	260.35	127.00	209.55	295.28	28.58	63.50	120.65	1.59	6.35	12.70	97.7		16 F	
17 F	2200	152.40	76.20	425.48	266.70	130.18	238.13	333.38	28.58	63.50	120.65	1.59	6.35	12.70	129.5		17 F	
18 F	2100	177.80	76.20	476.25	285.75	139.70	273.05	371.48	31.75	63.50	120.65	1.59	6.35	12.70	165.9		18 F	
190 F	2008	203.20	101.60	546.10	387.35	190.50	304.80	412.75	31.75	92.08	180.98	1.59	6.35	12.70	295.4		190 F	

1 Tamaño 3 al 8 tienen barrenos optimizados al sistema.

2 La dimensión "B" está basada en el huelgo normal.

3 La dimensión "M" es la necesaria para ranurar e instalar la rosca.

Los tamaños de coples del 3 al 11 se proporcionan con apriadores sobre

el cubro a 90° dependiendo del diámetro de barrenos. El tamaño 12

a mayor, puede ser surtido con o sin apriador según se especifica.

Las dimensiones dadas aquí pueden cambiarse sin previo aviso.

(4) TOLERANCIA DE LOS BARRENOS

Los barrenos máximos indicados en tabla están basados en la medida de acuerdo F&M standard. Es posible cuando ligeramente estos barrenos. La tabla que sigue, muestra que la sobremedida máxima de barrenos y

cubros pueden ser usados cuando estos planos. El apriador puede ser a 90° del cubro con objeto de obtener suficiente longitud de cuerda.

TAMANO DE COPLA	3 F	4 F	5 F	6 F	7 F	8 F	9 F	10 F	11 F	12 F	13 F	14 F	15 F	16 F	17 F	18 F	190 F
Módulo Máx. de Cubro	30.15	34.93	41.28	51.16	61.90	76.20	89.99	92.08	108.00	111.13	114.30	120.65	136.53	146.05	165.10	190.50	215.90
Profund.	1.59	2.29	3.18	3.18	3.18	3.18	3.18	4.75	6.35	6.35	9.53	11.90	11.10	12.70	15.88	15.88	25.88

Tolerancias para cubros Profundidad $+0.254 \pm 0.254$, Ancho, $\pm 0.025 \pm 0.000$

[Tolerancia en mil.]

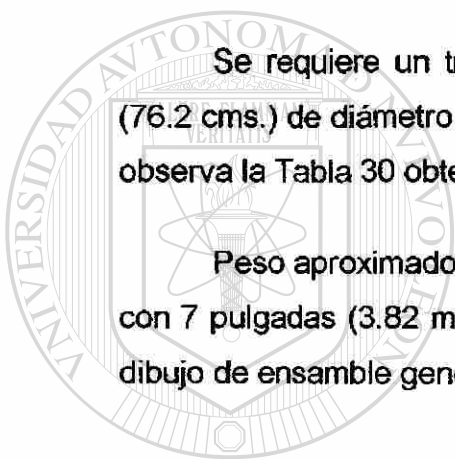
Si desea puede seguir el viaje de la banda y descargar al final de esta.

Las tablas 31 y 32 son utilizadas para seleccionar el tipo de tripper mas adecuado, tomando como datos:

Ancho de banda36 pulgadas= (91.44 cms.)
 Tensión de la banda en el tripper.....5764 lbs. = (2620 Kgs.)
 Angulo de descarga requerido.....56°

Se requiere un tripper No. 51M3630 con una polea de 30 pulgadas = (76.2 cms.) de diámetro y una tensión máxima de 7000 lbs. = 3181 Kgs., luego observa la Tabla 30 obtenemos los siguientes datos:

Peso aproximado 5300 lbs. (2409 Kgs.). Longitud extra requerida 12 pies con 7 pulgadas (3.82 mts.) Las dimensiones del tripper están detalladas en el dibujo de ensamble general.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

14.5.- Selección de Estructuras y Columnas.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La más económica combinación de secciones de estructura y columnas requiere de la consideración de la altura permisible de la estructura 24 o 42 pulgadas (61 o 106.6 cms) y la altura relativa de las columnas.

Es práctica común usar estructuras de 24 pulgadas es decir 61 cms. de altura cuando la altura del transportador sea de hasta 12 pies (3.65 mts.) y estructuras de 42 pulgadas (106.6 cms.) para alturas mayores tomando como referencia la tabla No. 43 y con los siguientes datos del diseño:

TABLA No. "43"
SELECCIÓN DE SECCIONES DE ESTRUCTURA
PARA 42" DE ALTURA

LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES	LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES	LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES
	16	20	24			16	20	24			16	20	24	
16	1	0	140	..	1	5	5	260	..	1	10	10
20	..	1	..	0	144	6	5	264	11	10
24	1	0	148	2	1	4	6	268	2	1	9	11
32	2	1	152	2	..	5	6	272	2	..	10	11
36	1	1	..	1	156	1	1	5	6	276	1	1	10	11
40	..	2	..	1	160	..	2	5	6	280	..	2	10	11
44	..	1	1	1	164	..	1	6	6	284	..	1	11	11
48	2	1	168	7	6	288	12	11
52	2	1	..	2	172	2	1	5	7	292	2	1	10	12
56	2	..	1	2	176	2	..	6	7	296	2	..	11	12
60	..	3	..	2	180	1	1	6	7	300	1	1	11	12
64	..	2	1	2	184	..	2	6	7	304	..	2	11	12
68	..	1	2	2	188	..	1	7	7	308	..	1	12	12
72	3	2	192	8	7	312	13	12
76	2	1	1	3	196	2	1	6	8	316	2	1	11	13
80	2	..	2	3	200	2	..	7	8	320	2	..	12	13
84	1	1	2	3	204	1	1	7	8	324	1	1	12	13
88	1	..	3	3	208	..	2	7	8	328	..	2	12	13
92	..	1	3	3	212	..	1	8	8	332	..	1	13	13
96	4	3	216	9	8	336	14	13
100	2	1	2	4	220	2	1	7	9	340	2	1	12	14
104	2	..	3	4	224	2	..	8	9	344	2	..	13	14
108	1	1	3	4	228	1	1	8	9	348	1	1	13	14
112	1	..	4	4	232	..	2	8	9	352	..	2	13	14
116	..	1	4	4	236	..	1	9	9	356	..	1	14	14
120	5	4	240	10	9	360	15	14
124	2	1	3	5	244	2	1	8	10	364	2	1	13	15
128	2	..	4	5	248	2	..	9	10	368	2	..	14	15
132	1	1	4	5	252	1	1	9	10	372	1	1	14	15
136	..	2	4	5	256	..	2	9	10	376	..	2	14	15

○ Cantidad

- 1º. - Para poder utilizar la tabla No. 43 es necesario dividir el transportador en 3 secciones y tomar la distancia entre centros de cada una.
- 2º. - Debido a que tenemos una altura de 27.5 pies (8.38 mts.) seleccionamos la estructura de 42 pulgadas (106.6 cms).
- 3º.- Para un ancho de banda de 36 pulgadas (91.4 cms.)

SELECCION DE COLUMNAS

Para seleccionar el más económico espaciamiento de las columnas se consulta la tabla No. 44 en la cual con los datos de 42 pulgadas (106.6 cms.) de altura de la estructura y 36 pulgadas (91.4 cms.) de ancho de banda, obtenemos que se recomienda una distancia máxima entre columnas de 37 pies (11.2 mts.), de modo que:

TABLA No. "44"
MAXIMA SEPARACION DE COLUMNAS

42		24		Altura de la estructura en pulgadas		Ancho de banda en pulgadas		Separación permitida, (pies)	
				36	42				
36	30	24	18	36	30	24	18	Sin andador	Cargas por pie lineal de estructura (libras) Cargas vivas sumadas a la estructura
46	49	52	55	36	40	44	48	Con andador	
37	40	43	46	27	29	31	33	Peso muerto, estructura	Cargas por pie lineal de estructura (libras) Cargas vivas sumadas a la estructura
37.0	35.0	34.0	33.0	42.6	38.6	36.0	26.7	Maquinaria	
67.0	55.0	42.5	32.0	67.0	53.0	43.3	33.0	Material	
133.0	101.0	62.0	34.0	157.0	108.0	66.7	36.0	Total	
200.0	156.0	105.0	66.0	224.0	161.0	110.0	69.0	Cambio en la separación de las columnas por cada 100 lbs./pie lineal de carga viva adicional	
	7'-0"				4'-0"				

Sección 1

Se separaron las columnas una distancia de 32 pies (9.7 mts.) con el fin de soportar los extremos de la sección y exista una columna en la unión de las estructuras (*sección 1 con sección 2*)

Sección 2 y 3

Para estas secciones se seleccionó un espaciamiento de 35 pies (10.66 mts.) sólo que se reforzó con dos columnas la sección de unión 1 y 2 de las estructuras con un espaciamiento de 10 pies (3.048 mts.)

Es práctica común usar para este tipo de estructuras una columna fabricada con canal de 10 pulgadas (2.54 cms.), pesada reforzadas rigidamente con ángulos.

14.6.- Mantenimiento

Objetivo del mantenimiento; origen y desarrollo actual.

Hoy en día, el mantenimiento tiene designado un lugar dentro de la industria, pues de él dependen las variaciones que tengan los costos en la empresa tanto como los costos fijos, como en los variables, además de que el progreso técnico y administrativo de una empresa, se incrementan con el auxilio de un eficiente mantenimiento.

Definición de mantenimiento.

Ciertamente se pueden dar varias definiciones del concepto “MANTENIMIENTO”; una de ellas podría ser:

“**EL MANTENIMIENTO**” es una serie de trabajos o actividades que hay que ejecutar en algún artefacto, a fin de conseguir el servicio para el cual fue diseñado.

Cabe aclarar con esto, que el mantenimiento tiene una alta responsabilidad, puesto que al fallar este, nulifica a la maquinaria, a la cual da asistencia; pues trae subsecuentemente muchas complicaciones; tales como el paro total de la producción, y como cosa lógica la mano de obra queda inactiva, así como otros daños que hay que reparar en el proceso técnico y administrativo.

RECOMENDACIONES

A continuación se hace una lista de las posibles fallas de un transportador, las causas que lo producen y sus respectivas formas de solución.

PROBLEMA	CAUSA..... En orden de presentación probable					
	5	4	1	2	3	44
A) La banda sale hacia un lado en un punto determinado de la estructura	5	4	1	2	3	44
B) alguna sección en particular se desvía hacia un lado en todos los puntos del transportador	6	7	1	-	-	-
C) La banda se desvía hacia un lado en una distancia considerable o a todo lo largo del transportador.	39	8	-	1	2	3
D) La banda se desvía en la polea de la cola.	39	10	5	-	-	-
E) La banda se desvía en la polea de cabeza	33	10	1	3	-	-
F) La banda patina.	34	33	31	10	4	-
G) La banda patina en el arranque	34	31	33	-	-	-
H) Excesivo estiramiento de la banda.	41	42	43	12	32	35
I) Raspaduras, rasgadas o peladuras de cubierta superior.	13	14	15	16	-	-
J) Excesivo desgaste parejo de la cubierta superior.	19	20	10	8	36	-
K) Desgaste severo de la cubierta inferior de la polea.	4	9	10	17	11	27
L) Hundimientos o cortadas en la cubierta inferior paralelas al borde.	4	10	9	33	-	-
M) Endurecimiento o craqueo de cubiertas.	23	37	-	-	-	-
N) Ablandamiento de cubiertas en ciertos lugares a lo largo de la banda.	21	-	-	-	-	-
O) Roturas transversales cerca o en las grapas. Las grapas se zafan	24	22	12	13	-	-
P) Falta del empalme vulcanizado	38	30	12	17	25	-
Q) Excesivo desgaste de las orillas. Orillas rotas.	8	10	40	7	-	-
R) Roturas transversales en la orilla de la banda.	18	25	26	-	-	-
S) Roturas en forma de "estrella" o transversales en las de armazón.	16	17	-	-	-	-
T) Separación de capas.	29	30	23	-	-	-
U) Fatiga del armazón en la unión de los rodillos	25	26	27	28	29	36
V) Formación de vejigas en cubierta o vejigas de arena.	45	21	-	-	-	-

CAUSAS

SUS SOLUCIONES

- | | | |
|---|---|--|
| 1.- Poleas o rodillos descuadrados con respecto a la banda: | → | Reajuste las partes en el área afectada. |
| 2.- Estructuras del transportador torcida: | → | Enderece el área afectada. |
| 3.- Uno o más rodillos descentrados: | → | Reajuste los rodillos en el área afectada. |
| 4.- Rodillos atascados: | → | Repare rodillos y mejore mantenimiento y lubricación. |
| 5.- Acumulación de material sobre la superficie de los rodillos: | → | Elimine el material; mejore mantenimiento; instale algún mecanismo de limpieza. |
| 6.- La banda no está unida a la escuadra: | → | Empalme de nuevo cortando a escuadra. |
| 7.- Banda torcida: | → | Para bandas nuevas esta condición debe desaparecer durante el período de arranque. En muy raras ocasiones debe reemplazar la banda. Evite rollos telecopiados. |
| 8.- Carga descentrada: | → | Ajuste el chute adecuadamente; descargue el material en la misma dirección del viaje de la banda, a la velocidad de la banda. |
| 9.- Patinaje a la polea motriz: | → | Aumente tensión, aumente arco de contacto, recubra la polea. |
| 10.- Derrame y acumulación de material: | → | Mejore las condiciones de carga; instale dispositivos de limpieza; mejore mantenimiento. |
| 11.- Cabezas de pernos sobresalen del recubrimiento de la polea: | → | Apriete los pernos; reemplace el recubrimiento. |
| 12.- Tensión demasiado alta: | → | Aumente velocidad con igual tonelaje; reduzca tonelaje a igual velocidad; disminuya la tensión aumentando el arco de contacto; reduzca CWT al mínimo. |
| 13.- Faldones laterales mal ajustados o de materiales incorrectos:
(Guitas laterales) | → | Ajuste los faldones a un mínimo de 1" entre metal y banda; use faldones laterales de hule, no de bandas viejas. |
| 14.- Pandeo de la banda al impacto de carga: | → | Instale rodillos amortiguadores de carga. |
| 15.- Material retenido dentro o abajo del chute: | → | Mejore el método de carga para reducir el derrame de material; chute más ancho. |
| 16.- Impacto del material sobre la banda: | → | Reduzca el impacto mejorando el diseño del chute; instale rodillos de impacto. |
| 17.- Material atrapado entre banda y polea: | → | Instale desviadores o raspadores en el lado de retorno antes de la polea de cola. |
| 18.- Cantos de la banda se pliegan sobre la estructura: | → | Misma correcciones que para 1,2,3; provea más espacio. |
| 19.- Rodillos de retorno sucios, atorados o desalineados: | → | Quite acumulaciones, instale mecanismo de limpieza; mencione mantenimiento y lubricación. |
| 20.- Mala calidad de cubierta: | → | Reemplace con banda de mayor espesor de cubierta o de mejor calidad. |
| 21.- Derramamiento de aceite o grasa: | → | Sobre lubricación de rodillos; cheque las graseras. |
| 22.- Tipo inadecuado de grapas o grapas demasiado flojas o demasiado apretadas: | → | Use las grapas; implemente inspección regular de las grapas. |
| 23.- Calor o daño químico: | → | Aplique la banda adecuada a las condiciones específicas. |
| 24.- Grapas demasiado grandes para el tamaño de las poleas: | → | Reemplase con grapas más pequeñas; aumente el tamaño de la polea. |
| 25.- Paso inadecuado entre banda y polea terminal: | → | Ajuste la distancia de acuerdo al manual Good-year. |
| 26.- Curva convexa muy severa: | → | Disminuya distancia entre rodillos en el área de curva; aumentando el radio de curvatura. |
| 27.- Excesiva inclinación de los rodillos acanaladores: | → | Reduzca la inclinación a no más de 2° de la vertical. |
| 28.- Demasiado intervalo entre rodillos (entre central y laterales): | → | Reemplace los rodillos; cambie a banda más pesada. |
| 29.- Rigidez transversal insuficiente: | → | Cambie a la banda adecuada. |
| 30.- Poleas demasiado pequeñas: | → | Coloque poleas de diámetro mayor. |
| 31.- Tensión inadecuada: | → | Ajuste a la tensión correcta. |
| 32.- Contrapeso demasiado pesado: | → | Elimine el peso sobrante. |
| 33.- Revestimiento de la polea desgastado: | → | Póngale uno nuevo. |
| 34.- Tracción insuficiente entre banda y polea: | → | Recubra la polea; aumente ángulo de contacto; instale dispositivo de limpieza. |
| 35.- Mal diseño de la banda: | → | Calcule nuevamente tensiones y seleccione la banda adecuada. |
| 36.- Pandeo excesivo de la banda entre rodillos: | → | Aumente la tensión si es posible; disminuya espacios entre rodillos. |
| 37.- Almacenaje o manejo inadecuado: | → | Consulte a su técnico Goodyear. |
| 38.- Banda mal empalmada: | → | Empalme adecuadamente. |
| 39.- Banda descentrada cerca de la polea de cola y área de carga: | → | Instale rodillos alineadores de lado de retorno antes de la polea de cola. |
| 40.- La banda golpea la estructura del transportador: | → | Instale rodillos alineadores del lado de carga y retorno. |
| 41.- Instalación inadecuada de la banda que causa aparente estiramiento excesivo: | → | Trabaje la banda con el contrapeso mínimo para que no patine. |
| 42.- Colocación inicial inadecuada del contrapeso que causa aparente estiramiento excesivo: | → | Consulte a su técnico Goodyear. |

CONCLUSIONES

El material más barato para construcción de ejes es el acero al carbono laminado en caliente. Así mismo, estas barras regularmente precisan de un profundo mecanizado.

Sin embargo, en el campo de la transmisión general de potencia se utilizan barras estiradas en frío ya que la cantidad de mecanización necesaria es mínima.

El estirado en frío mejora las propiedades físicas; eleva los valores de resistencia a la tracción y el punto de fluencia.

En los ejes forjados como los empleados en los motores de combustión interna y en los vagones del ferrocarril el contenido de carbono es usualmente entre .45 y .50 %, un acero ampliamente empleado en tales usos es el 1045

Cuando las condiciones de servicio son más severas, se utilizan aceros aleados tratados térmicamente, estos aceros son más tenaces, más dúctiles y soportan mejor los impactos o cargas repentinas, así como las cargas repetidas (alta resistencia a la fatiga).

Los aceros aleados que más se usan en la construcción de ejes son: acero al Cr- Mo (4140), acero al Cr- Ni- Mo (4340) y el A8640.

En el diseño de la polea motriz, se considera un acero 1035 (medio carbono) con un esfuerzo de cedencia de 79,000 lbs/pulg², rolado en frío por considerarlo apropiado para el servicio.

El diseño se basa en la aplicación de un factor de seguridad de 2, dado que según las condiciones y factores nos pareció apropiado, sin embargo, si no tomamos en cuenta el factor de concentración de esfuerzos (75 % de S_{YP}) el factor de seguridad en la polea motriz se eleva a 2.7 aproximadamente, lo cual según la experiencia es bastante alto.

En las poleas posterior y de contrapeso se usaron aceros más comerciales y no se tomo en cuenta ningún factor de concentración de esfuerzo por lo que el factor de seguridad queda en un valor de 2, lo cual es el más adecuado y seguro y de acuerdo a estas circunstancias se diseñan las cuñas respectivas.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

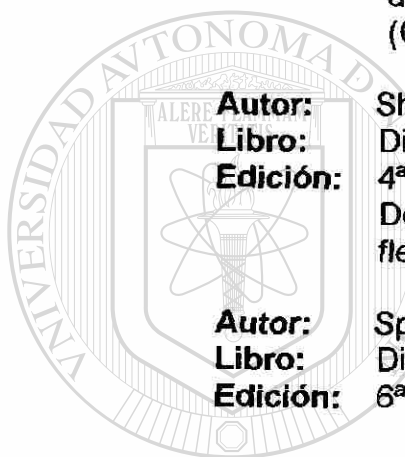
Autor: Fitzgerald
Libro: Mecánica de Materiales
Editorial: Alfa Omega
Edición: 1996

De este libro se saco la teoría para el análisis de fuerzas, el diagrama de cortantes y el diagrama de momentos (Cap. No. 4)

Autor: Shigley
Libro: Diseño de Elementos de Máquinas
Edición: 4ª 1985

De este autor se tomaron las teorías para diseño de las flechas y los cuñeros de sus poleas. (Cap. No. 2)

Autor: Spotts
Libro: Diseño de Elementos de Máquinas
Edición: 6ª 1990



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

MANUALES

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Autor: Marks
Manual: Manual del Ingeniero Mecánico
Edición: 1990

Manual: Gates
Edición: 1991

Manual: Martín
Edición: 1998

Manual: Manual de la Compañía Vickers.
Edición: 1985

Continúa bibliografía.....

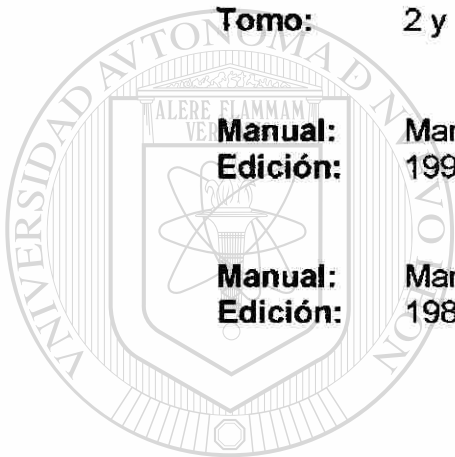
MANUALES

Manual: Manual de la Compañía Link-Belt
Edición: 1980

Manual: Manual de la ASTM
Edición: 1998
Tomo: 2 y 3

Manual: Manual de la Compañía Dodge
Edición: 1995

Manual: Manual de la Good Year – Oxo –
Edición: 1980



UANL

CATALOGOS

Catalogo: Catalogo Rex 520

Catalogo: Catalogo de de Coples Flak

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



LISTADO DE TABLAS

	Pág.
Tabla No. 1.- Productos Industriales.....	9
Tabla No. 2.- Productos Agrícolas.....	9
Tabla No. 3.- Características del material.....	10
Tabla No. 4.- Otras características.....	10
Tabla No. 5.- Material Transportado.....	14
Tabla No. 6.- Velocidad máxima recomendable para bandas determinadas por el material manejado.....	19
Tabla No. 7.- Clases de cargado.....	21
Tabla No. 8.- Capacidades de las bandas transportadoras de rodillos a 20°.....	23
Tabla No. 9.- Valor de cargado de material por hora para una velocidad de banda de 1 pie/min.....	24
Tabla No. 10.- Máximo tamaño recomendado de la masa para C anchos de banda y soportes de rodillos a 20°.....	28
Tabla No. 11.- Máximo tamaño de masa, recomendada para cada serie de soportes de rodillos.	31
Tabla No. 12.- Espaciamiento de los soportes de rodillos de cada tipo y serie.....	32
Tabla No. 13.- Selección del tipo y serie de soportes de rodillo.....	35
Tabla No. 14.- Pesos de las partes giratorias de los soportes de rodillos.....	43
Tabla No. 15.- Factores de fricción.....	47
Tabla No. 16.- Constantes y fracción de tensión.....	59
Tabla No. 17.- Tensión permisible de operación.....	67
Tabla No. 18.- Valor de tensión en soportes de rodillos a 20° determinados por el tamaño de las masas y pesos del material.....	67
Tabla No. 19.- Marcas cubiertas de hule para bandas Link – Belt determinadas por el tipo de servicio y soporte de rodillos.....	68
Tabla No. 20.- Marcas recomendadas para bandas según la longitud Velocidad y tensión.....	69

Tabla No.21.- Espesores mínimos recomendados de cubiertas de hule, para bandas transportadoras.....	70
Tabla No.22.- Requerimientos de viaje del tensor.....	72
Tabla No.23.- Pesos de banda aproximados <u>0</u>	73
Tabla No.24.- Diámetro mínimo recomendado en poleas <u>0</u>	78
Tabla No.25.- Circunferencia de Poleas.....	79
Tabla No.26.- Factores de carga radiales sobre poleas curva de rodillo.....	85
Tabla No.27.- Coordenadas para el diagrama de la curva cóncava.....	100
Tabla No.28.- Tabulación de todas las fuerzas necesarias para mover la banda transportadora.....	114
Tabla No.29.- Mínimo diámetro recomendado en la polea del transportador.....	115
Tabla No.30.- Selección del número de tripper.....	115
Tabla No.31.- Selección del tripper.....	116
Tabla No.32.- Selección de la tolva del tripper.....	117
Tabla No.33.- Determinación del grupo de terminales a partir del valor de tensión de la banda.....	124
Tabla No.34.- Selección de los elementos de las terminales.....	125
Tabla No.35.- Factores de servicio y clasificación de cargas.....	129
Tabla No.36.- Potencia motriz estándar, características de la cadena y radio del sprocket motriz.....	130
Tabla No.37.- Valores de potencia y RPM del sprocket pequeño para una cadena No. 160 de paso de 2".....	132
Tabla No.38.- Relación de ensamble de velocidad (RPM) distancia Central y longitud de la cadena en eslabones.....	133
Tabla No. 3.8-B6.- Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas según ASA B17 .1.....	137
Tabla No.39.- Tabla de factores de servicio empleando motores eléctricos y turbinas como máquinas impulsoras.....	146
Tabla No.40.- Potencia equivalente.....	147
Tabla No.41.- Selección de coples basados en la potencia equivalente...	148
Tabla No.42.-	150
Tabla No.43.- Selección de secciones de estructura para 42" de alto.....	152
Tabla No.44.- Máxima separación de columnas.....	153

LISTADO DE GRAFICAS

Gráfica A.- Angulo y Longitud de Inclinación.....	16
Gráfica B.- Potencia Requerida para mover el transportador vacio.....	52
Gráfica C.- Potencia requerida para elevar el material.....	53
Gráfica D.- Potencia requerida para mover el transportador horizontalmente	53
Gráfica E.- Espaciamiento recomendado para soportes de rodillo, para evitar el excesivo pandeo de la banda.....	63
Gráfica F.- Radio mínimo recomendado para la curva cóncava vertical.....	101

LISTADO DE FIGURAS

Figura No.1.-Arreglo de tolva de transferencia.....	87
Figura No.2.- Arreglo de banda transportadora de transferencia.....	87

GLOSARIO DE TERMINOS

Cangilones.- Especie de cajones.

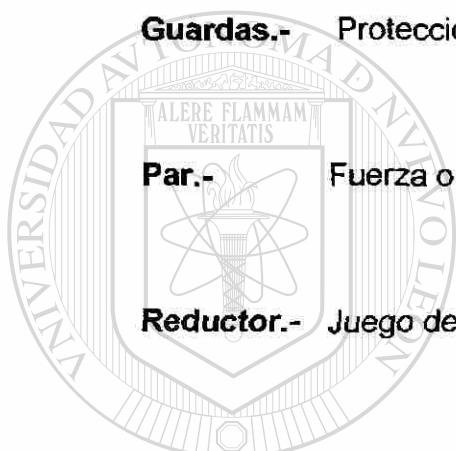
Cople.- Implemento para conectar dos ejes y transmitir movimiento giratorio.

Guardas.- Protección metálica.

Par.- Fuerza o tensión por una distancia.

Reductor.- Juego de engranes para reducir la velocidad del motor.

Sprocket.- Rueda dentada.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Tensión.- En este caso significa carga.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Terminales.- Extremos o puntos de la banda.

Tripper.- Descargador del material.

