



**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA
GUTIERREZ**

INGENIERÍA MECÁNICA

**TRANSPORTADOR PARA ENVASE DE
AZÚCAR A GRANEL**

**REPORTE TÉCNICO DE RESIDENCIA
PROFESIONAL**

QUE PRESENTA:

MARIO ALBERTO MORALES MELENDEZ

PARA OBTENER EL GRADO DE:

INGENIERO MECÁNICO

ASESOR INTERNO:

DR. IGNACIO ARRIJOA CARDENAS

ASESOR EXTERNO:

ING. JOSE LUIS ARRIOLA R.



HUIXTLA CHIAPAS A 18 DE JUNIO DEL 2018

A Dios.

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi madre Sandra I.

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre Sergio f.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A mis familiares.

A mis hermanos Sergio y Francisco por contar siempre con su apoyo y amor. A mi Abuela Elsa por siempre estar al pendiente de mí. Siempre dándome ánimos de seguir adelante.

A mi tía Leticia.

Por ser siempre el apoyo de mis padres, su apoyo incondicional y por demostrar la fe en mí.

Gracias a todas las personas que ayudaron directa e indirectamente en unas de mis mayores metas.

¡Gracias a ustedes!

INTRODUCCION

En la actualidad, el procesamiento de un producto industrial, minero, agrícola y agroindustrial están sujetos a cualquier tipo de transporte.

Las bandas transportadoras vienen desempeñando un papel muy importante en la industria, esta se debe a varias razones entre las que destacan las grandes distancias en las que se efectúa el transporte, su facilidad de adaptación al terreno y capacidad de transportar cualquier material (minerales, vegetales, combustible, etc.)

En este trabajo contiene el proyecto de una banda transportadora destinada para el almacenamiento de azúcar a granel, adaptándose a las necesidades de la empresa. El cual abarca cálculos necesarios y diseño de dicha banda, también como la selección de componente existente en el mercado.

Índice Contenido

1.1 Grupo Porres, División Azúcar.....	8
1.2 Ubicación de la empresa.....	8
1.3 Misión.....	9
1.4 Visión.....	9
1.4 Valores.....	9
1.5 Virtudes.....	9
1.6 Organigrama.....	10
1.7 Proceso de fabricación de Azúcar.....	11
Capítulo 2 Planteamiento del problema o área de oportunidad.....	13
2.1 Caracterización del área en que se participó.....	13
2.2 Área de oportunidad.....	16
2.3 Descripción del problema.....	16
2.5 Justificación.....	16
2.6 Objetivo general.....	16
2.6.1 Objetivo específicos.....	16
Capítulo 3 Marco teórico.....	19
3.1 Banda transportadora.....	19
3.2 Antecedentes.....	20
3.3 Tipos de material para bandas transportadoras.....	21
3.4 Componentes.....	23
3.4.1 Banda transportadora.....	23
3.4.2 Rodillos y soportes.....	23
3.4.3 Tambores.....	24
3.4.5 Tensores de banda.....	24
3.4.6 Bastidores.....	25
3.4.7 Tolvas de carga y descarga.....	26
3.5 Equipo de limpieza.....	26
3.5.1 Dispositivos De Limpieza.....	27
3.6 Tipos de transmisiones para banda transportadora.....	28
Capítulo 4. Fundamento teórico para el cálculo de banda transportadora.....	30
4.1 Definición de parámetros principales.....	30
4.1.1 Generalidades.....	30
4.1.2 Características principales.....	30
4.2 Definición del ancho de banda y velocidad.....	32
4.2.1 Características geométricas de la banda.....	33
4.2.2 Capacidad requerida y capacidad máxima.....	34

4.3	Calculo de los parámetros de una banda transportadoras.....	37
4.3.1	Selección de ancho- velocidad más apropiada según las normas DIN.....	37
4.3.2	Disposición de los rodillos.....	37
4.3.3	Determinación de la capacidad de transporte de banda.....	39
4.3.4	Potencias parcial de la banda.....	41
4.3.4	Resistencias mínimas a tracción de la banda.....	45
4.3.5	Calculo de las resistencias al movimiento de la banda.....	48
4.3.6	Fuerza tangencial en régimen permanente.....	57
4.3.7	Fuerzas tangenciales en estado no estacionario.....	58
4.3.7	Determinación de la potencia final necesaria.....	59
4.4	Transmisión de la fuerza del tambor motriz de la banda.....	60
4.4.1	Sistema de accionamiento.....	61
4.4.2	Distribución de potencias para dos tambores motrices.....	63
4.5	Tensiones de una banda.....	66
4.5.1	Generalidades.....	66
4.5.2	Transmisión de las fuerzas.....	66
4.5.3	Correcciones de las tensiones.....	70
4.5.4	Secuencia del cálculo.....	75
4.5.5	Determinación de las tensiones para bandas con un tambor motriz.....	79
4.5.6	Determinación de las tensiones para instalación con dos tambores motrices.....	80
4.6	Selección de los elementos de la banda.....	83
4.6.1	Selección del motor.....	83
4.6.2	Selección de la banda.....	83
4.6.3	Selección de las características de los rodillos.....	84
4.6.4	Selección de las características de los tambores.....	89
Capítulo 5.	Memoria de cálculo y selección de elementos.....	94
5.1	Introducción.....	94
5.2	Capacidad volumétrica.....	94
5.3	Flujo de carga (valor efectivo).....	95
5.4	Calculo y selección de componentes de banda tramo 1.....	95
5.4.1	Calculo de potencia parcial (calculo corto).....	95
5.4.2	Resistencia a la ruptura.....	96
5.4.3	Selección de banda.....	96
5.4.4	Potencia necesaria en motor (cálculo de análisis).....	97
5.4.5	Tensión mínima de la correa.....	99
5.4.6	Factor de acoplamiento.....	99
5.4.7	Aceleración.....	99

5.4.8 Resistencias individuales.....	100
5.4.9 Calculo de tensiones en la banda.....	101
5.4.10 Selección de poleas.	103
5.4.11 Longitud de transición.	105
5.5 Calculo y selección de componentes de banda tramo 2.	106
5.5.1 Calculo de potencia parcial (calculo corto).....	106
5.5.2 Resistencia a la ruptura.	107
5.5.3 Selección de banda	107
5.5.4 Potencia necesaria en motor (cálculo de análisis).....	107
5.5.5 Tensión mínima de la correa.	109
5.5.6 Factor de acoplamiento.....	110
5.5.7 Aceleración.....	110
5.5.8 Resistencias individuales.....	111
5.5.9 Calculo de tensiones en la banda.....	113
5.5.10 Selección de poleas.	115
5.5.11 Longitud de transición.	116
Capítulo 6. Conclusión.....	117
Anexos	118
Bibliografía	118

Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Ubicación demográfica de ingenio Huixtla.....	8
Ilustración 2. Organigrama General ingenio Huixtla.....	10
Ilustración 3. Organigrama del departamento de maquinaria.....	10
Ilustración 4. Productos derivados de la azúcar de caña.....	11
Ilustración 5. Área de molinos, principal área de participación.....	13
Ilustración 6. Área de molinos	14
Ilustración 7. Área de apoyo clarificación.....	14
Ilustración 8. Área de calderas.....	15
Ilustración 9. Área de batey.	15
Ilustración 10. Tipos de rodillos.....	23
Ilustración 11. Polea Tambor.....	24
Ilustración 12. Bastidor con componentes.	26
Ilustración 13. Sistema de limpieza moderno.	27
Ilustración 14. Motorreductor paralelo de engrane helicoidal.	29
Ilustración 15. Ángulo de reposo y sobrecarga.....	31
Ilustración 16. Ángulo de inclinación.	33
Ilustración 17. Configuración de rodillos en artesa.	38
Ilustración 18. Gráfico de coeficiente C	53
Ilustración 19. Sistema de tambor motriz en cabeza.	61
Ilustración 20. Sistema de tambor motriz en cola.	61
Ilustración 21. Sistema con tambor motriz en cola.	62
Ilustración 22. Sistema con dos tambores en cabeza.....	62
Ilustración 23. Principio de transmisión de fuerza desde un tambor motriz a un cable	66
Ilustración 24. Distribución de fuerza y tensiones en un tambor motriz	67
Ilustración 25. Tensiones y Angulo de abrace máximo en el tambor motriz.	68
Ilustración 26. Distribución de tensiones para un dispositivo de tensor fijo.....	71
Ilustración 27. Diferente localización del dispositivo tensor por el contrario peso.	72
Ilustración 28. Distribución de tensiones para tambor tensor por contrapeso.....	73
Ilustración 29. Distribución para tambor para tensiones para tambor por contrapeso en cola.....	74
Ilustración 30. Distribución de fuerza a lo largo de una banda transportadora.	75
Ilustración 31. Tensiones para instalaciones con un tambor motriz en cabeza.....	79
Ilustración 32. Tensiones para cinta descendente actuando como freno.	79
Ilustración 33. Tensiones para instalaciones con un tambor motriz y otro en cabeza.....	81
Ilustración 34. Tensiones para instalaciones con dos tambores motrices en cabeza.	82
Ilustración 35. Diámetro del rollo de la banda.	84
Ilustración 36. Tipo de poleas en una banda transportadora.	91
Ilustración 37. Longitudes de transición, con tambores sin elevar L_M y elevado L_{red}.....	92
Ilustración 38. Unidad de cabezal de polea individual tramo 1.	101
Ilustración 39. Tensiones de banda en estado no estable tramo 1.....	101
Ilustración 40. Tensiones de banda en estado estable tramo 1.....	101
Ilustración 41. Unidad de cabezal de polea individual tramo 2	113
Ilustración 42. Tensiones de banda en estado estable tramo 2.....	113
Ilustración 43. Tensiones en estado no estable en tramo 2.	113

Índice de tablas

Tabla 1. Propiedad de algunos materiales (Rodrigo Hinojosa Ruiz, 2002)	31
Tabla 2. Relación ancho de banda- velocidad- tamaño de material (catálogo de diseño Dunlop).....	35
Tabla 3. Valores normalizado de velocidades (m/s) (norma DIN 22101).....	35
Tabla 4. Factores de reducción de capacidad por inclinación según la norma DIN 22101	36
Tabla 5. Ancho de banda mínimos respecto al tamaño del grano (dimensiones en mm) ...	37
Tabla 6. Longitudes de rodillo y ancho de banda.....	39
Tabla 7. Factor de ancho de banda C_b	41
Tabla 8. Factor de longitud de banda C_L	42
Tabla 9. Factor de servicio, según condiciones de trabajo.	42
Tabla 10. Potencias necesarias para accesorios o dispositivos de limpieza.....	43
Tabla 11. Eficiencias de diferentes mecanismos reductores.....	44
Tabla 12. Potencias de motores HD 231 CENELC.	44
Tabla 13. Coeficiente de fricción C_r	45
Tabla 14. Factor de pérdida de potencia C_v	46
Tabla 15. Resistencia nominal de banda textil.....	47
Tabla 16. Espesores de recubrimientos superiores.	47
Tabla 17. Espesores de recubrimientos inferiores.....	47
Tabla 18. Coeficiente de fricción de partes móviles.	50
Tabla 19. Masa de banda Dulopflex y Trioflex.....	50
Tabla 20. Masa de rodillos.....	51
Tabla 21. Separación de dos estaciones copnsecutivas de rodillos.....	52
Tabla 22. Valores del coeficiente C para cintas transportadoras.	54
Tabla 23. Factor proporcional de varios valores.....	65
Tabla 24. Ángulos de abrace dependiendo de las diferentes configuraciones	69
Tabla 25. Tensiones necesarias para dos tambores.....	80
Tabla 26. Diámetro de los rodillos.	84
Tabla 27. Factor de participación.....	86
Tabla 28. Factor de servicio.	86
Tabla 29. Factor ambiental.	86
Tabla 30. Factor de choque.	87
Tabla 31. Factor de velocidad.	87
Tabla 32. Coeficiente del tipo de material de la banda	90
Tabla 33. Grupo de poleas.....	103
Tabla 34. Tamaño de polea referente a grupo.....	104

Capítulo 1. Descripción y datos generales de la empresa.

1.1 Grupo Porres, División Azúcar.

Grupo Porres es el grupo agroindustrial azucarero de azúcarero de México líder en los estados de Veracruz, Michoacán y Chiapas. Representa el 5.73% de caña y el 5.25 % de Azúcar en la producción Nacional.

El grupo cuenta con 4 unidades industriales de procesamiento de caña de azúcar para obtener azúcar, miel, bagazo y residuos agrícolas.

Desarrollo de proyectos de cogeneración de bioenergía y producción de etanol hidratado y anhidro.

1.2 Ubicación de la empresa.

Ingenio de Huixtla, S.A DE C.V con domicilio en carretera al arenal Km. 8 S/N Huixtla, Chiapas C.P 30640.

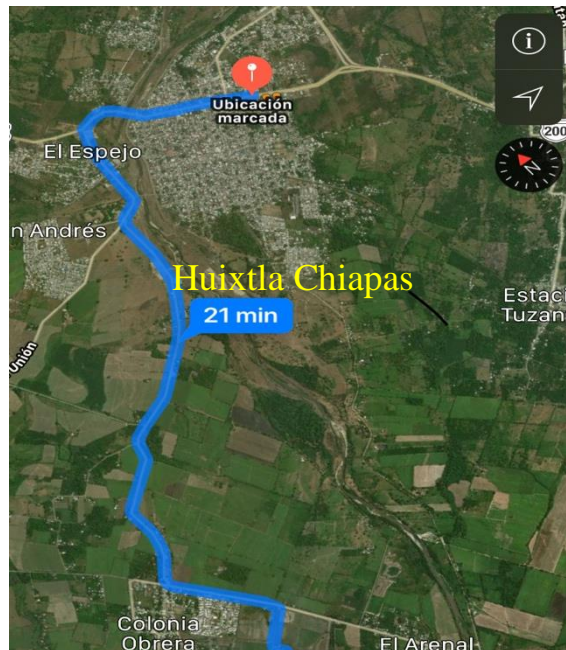


Ilustración 1. Ubicación demográfica de ingenio Huixtla

1.3 Misión.

Ser una agroindustria de caña de azúcar y sus derivados, rentable y socialmente responsable; a través de compromisos e integraciones de su capital humano, la innovación y eficiencia de sus procesos dando cumplimiento al marco legal y requisitos de sus clientes.

1.4 Visión.

Ser el grupo agroindustrial de México proporcionando:

- 1.- El mejor producto en calidad y servicios para el cliente.
- 2.- El mejor crecimiento y desarrollo para nuestro personal.
- 3.- El mejor trato para los proveedores.
- 4.- El mejor crecimiento y rentabilidad para los accionistas.

1.4 Valores.

Confiabilidad

Trabajo en equipo

Desarrollo integral de la persona.

1.5 Virtudes.

Honestidad E integridad

Espíritu de servicio

Austeridad

1.6 Organigrama.

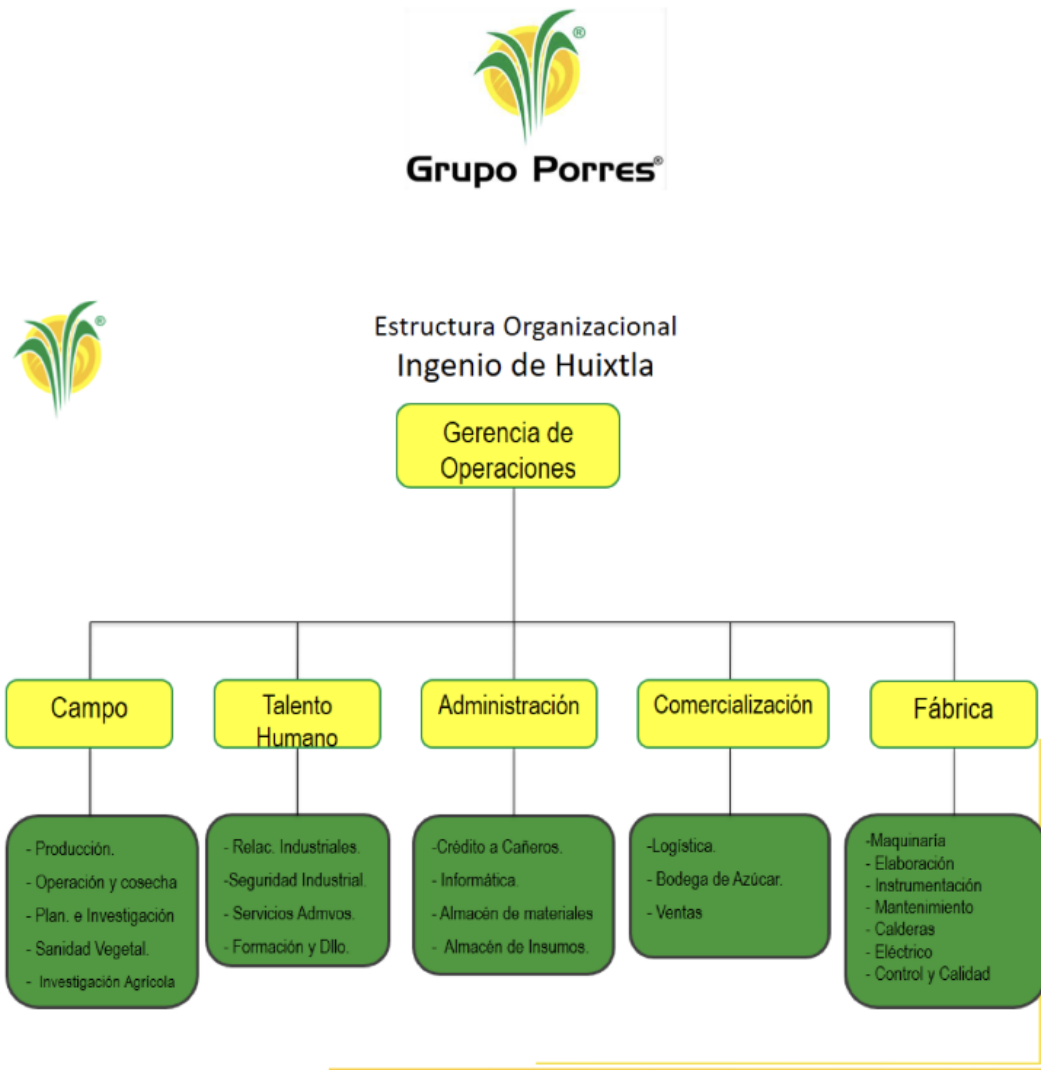


Ilustración 2. Organigrama General ingenio Huixtla

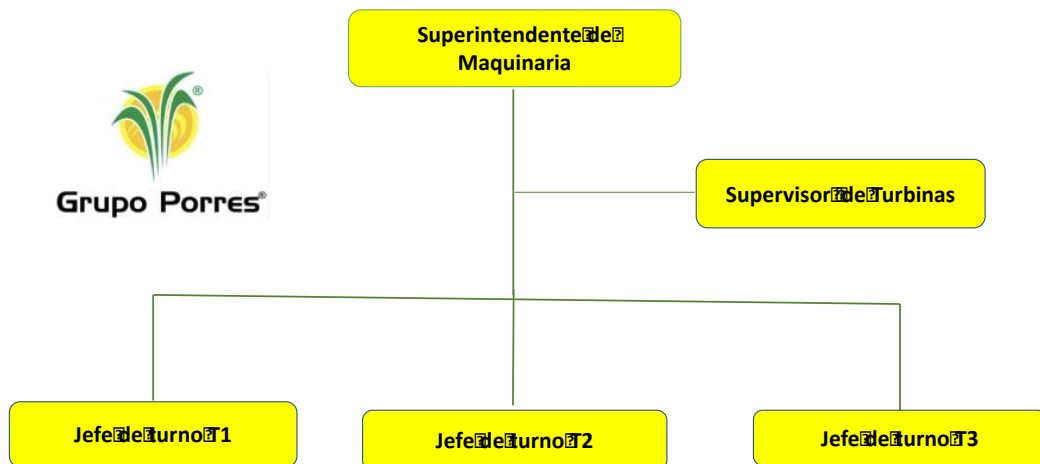


Ilustración 3. Organigrama del departamento de maquinaria.

1.7 Proceso de fabricación de Azúcar.

Ingenio Huixtla es una empresa dedicada a la elaboración de azúcar y sus derivados con la caña de azúcar. Mediante un proceso de extracción de jugo de caña en una serie de molinos tipo rodillos.



Ilustración 4. Productos derivados de la azúcar de caña.

1.7.1 Extracción de jugo.

La extracción del jugo moliendo la caña entre pesados rodillos o mazas constituyen la primera etapa del procesamiento de del azúcar. Primero, la caña se prepara para la molienda mediante cuchillas giratorias que cortan los tallos en pequeños pedazos, mediante molinos de martillos que desmenuzan pero no extraen el jugo.

En la práctica de molienda, más eficiente del 95% del azúcar contenida en la caña pasa a **guarapo** este porcentaje se conoce como la extracción de sacarosa.

1.7.2 Clarificación.

El jugo color verde oscuro procedente de los molinos es ácido y turbio. El proceso de clarificación diseñado para remover las impurezas tanto soluble como insoluble, emplea en forma general cal, cal y agente clarificante. La lechada de cal, alrededor de 16.5 kg por tonelada de caña, neutraliza la acidez natural del **guarapo**. El jugo clarificado transparente y de un color parduzco pasa a evaporadores sin tratamiento adicional.

1.7.3 Evaporación.

El jugo clarificado que tiene más o menos la misma composición que el jugo extraído, excepto las impurezas precipitadas por el tratamiento de cal, contiene aproximadamente un 85 % de agua. Dos terceras partes de esta agua se evapora en evaporadores de vacío de múltiple efecto, los cuales consisten en un cuarto de caldas de ebullición al vacío.

1.7.4 Clarificación de jugo claro.

El este proceso se añaden al jarabe o meladura cal y ácido fosfórico, luego se airea junto con la adicción de un polímero floculante.

1.7.5 Cristalización.

La cristalización tiene lugar en los tachos al vacío de doble efecto, donde el jarabe se evapora hasta quedar saturado de azúcar. En ese momento se añaden semillas a fin de que sirvan de medio para los cristales de azúcar, y se va añadiendo más jarabe según se evapora el agua. El crecimiento de los cristales continúa hasta llenar el tacho.

La templa se descarga luego por medio de una válvula de pie a un mezclador o cristizador.

1.7.5 Centrifugación.

En los tachos se obtiene una masa, denominada masa cocida que es mezcla de cristales de azúcar y miel. La separación se hace por centrifugación en las maquinas destinadas a esa labor. De las centrifugas sale azúcar y miel. La miel se retorna a los tachos para dos etapas adicionales de cristalización que termina con los conocimientos o melaza. El azúcar de tercera se utiliza como pie para la cristalización del segundo conocimiento y el azúcar se segunda para el conocimiento de la primera.

1.7.6 Almacenamiento de granel de azúcar.

Almacenar azúcar terminada en grandes depósitos o silos. Los depósitos o silos no lo permiten que se empaque únicamente durante el día, también dan por resultado altos ahorros ya que el empackado se puede efectuar en respuesta a los seguimientos de los empaques de jugo de empackar el azúcar conforme se procese.

Capítulo 2 Planteamiento del problema o área de oportunidad.

2.1 Caracterización del área en que se participó.

El área de asignación por la gerencia fue el departamento de maquinaria donde por la falta de ingenieros con el perfil requerido en el departamento. En este caso el departamento donde se llevaron a cabo varios proyectos incluyendo el de dicho reporte, además de actividades de mantenimiento, la mayoría de ellos en la parte de molinos. También asistencia mecánica en las áreas de elaboración, batey, elaboración y calderas.



Ilustración 5. Área de molinos, principal área de participación.



Ilustración 6. Área de molinos

Los apoyos en diferentes área de la fábrica fueron por el departamento de maquinaria se encarga de la reparaciones emergentes de equipos mecánicos.

Las fallas principales fueron en quipos como: bombas, tubería, calentadores, conductores, sistemas de transmisiones entre otras.



Ilustración 7. Área de apoyo clarificación.



Ilustración 8. Área de calderas.



Ilustración 9. Área de batey.

2.2 Área de oportunidad.

El área de oportunidad es desarrollar un sistema de transportación de azúcar para el almacenamiento a granel, como también un sistema de conductores para la descarga en camiones tipo tolvas para la transportación. El proyecto en marcha se realizara en transcurso de la zafra 2017-2018.

2.3 Descripción del problema.

Por la tarifa de exportación a nivel nacional, exportaran más 60 mil toneladas de azúcar en calidad de mascabado. Por lo que el ingenio no cuenta con las instalaciones y equipo para el almacenamiento del producto a granel.

2.4 Objetivo de la Residencia.

El objetivo de este reporte técnico de Residencia profesional es la aplicación de conceptos teórico-práctico de diferentes áreas de la ingeniería mecánica de los cuales se obtuvieron en el transcurso de la carrera de Ingeniería Mecánica. En este caso el diseño de un transportador de carga.

2.5 Justificación.

El proyecto asignado específicamente por las necesidades de la industria azucarera, en el cual consta de un transportador de banda. Las instalaciones de la fábrica serán modificadas en la última etapa de pasar del área de envasado al de almacenamiento en granel.

2.6 Objetivo general.

Crear un sistema de bandas transportadoras de azúcar desde su último proceso de elaboración hasta el área donde será almacenada, así como también un sistema de tolvas para la carga de camiones. Reduciendo así los costos de transporte y almacenamiento. Dichos sistemas será monitoreado para que permitan evaluar la calidad del azúcar a transportar o almacenar.

2.6.1 Objetivo específicos.

- Realizar una recopilación de configuraciones de bandas transportadoras para traslado de material similar.
- Comparar las diferentes configuraciones y verificar cuál de ellas nos es la más conveniente para la implementación del sistema.
- Elaborar un modelo en un software CAD (Solidworks, AutoCAD, Katia, Autodesk, etc.) analizando y haciendo mejoras.

- Analizando resultados del modelado CAD, proceder con la elaboración de las estructuras y componentes.
- Realizar la selección de componentes para la fabricación del transportador.

Capítulo 3 Marco teórico

3.1 Banda transportadora.

Es un conjunto Mecánico para el transporte de objetos formado por dos poleas que mueven una cinta transportadora continua. Las poleas son movidas por motores, haciendo girar la cinta transportadora y así lograr transportar el material depositado en la misma

Las cintas o bandas transportadoras se usan extensivamente para transportar materiales agrícolas e industriales, tales como grano, carbón, menas, etcétera, a menudo para cargar o descargar buques cargueros o camiones. Para transportar material por terreno inclinado se usan unas secciones llamadas cintas transportadoras elevadoras. Existe una amplia variedad de cintas transportadoras, que difieren en su modo de funcionamiento, medio y dirección de transporte, incluyendo transportadores de tornillo, los sistemas de suelo móvil, que usan planchas oscilantes para mover la carga, y transportadores de rodillos, que usan una serie de rodillos móviles para transportar cajas o palés.

Las cintas o bandas transportadoras se usan como componentes en la distribución y almacenaje automatizados. Combinados con equipos informatizados de manejo de palés, permiten una distribución minorista, mayorista y manufacturera más eficiente, permitiendo ahorrar mano de obra y transportar rápidamente grandes volúmenes en los procesos, lo que ahorra costes a las empresas que envía o reciben grandes cantidades, reduciendo además el espacio de almacenaje necesario todo esto gracias a las bandas transportadoras.

Esta misma tecnología de bandas transportadoras se usa en dispositivos de transporte de personas tales como cintas transportadoras y en muchas cadenas de montaje industriales. Las tiendas suelen contar con cintas transportadoras en las cajas para desplazar los artículos

- Las ventajas que tiene la cinta transportadora son:
- Permiten el transporte de materiales a gran distancia
- Se adaptan al terreno
- Tienen una gran capacidad de transporte
- Permiten transportar un variedad grande de materiales
- Es posible la carga y la descarga en cualquier punto del trazado
- Se puede desplazar
- No altera el producto transportado

3.2 Antecedentes.

Las primeras cintas transportadoras que se conocieron fueron empleadas para el transporte de carbón y materiales de la industria minera. El transporte de material mediante cintas transportadoras, data de aproximadamente el año 1795. La mayoría de estas tempranas instalaciones se realizaban sobre terrenos relativamente plano, así como en cortas distancias.

El primer sistema de cinta transportadora era muy primitivo y consistía en una cinta de cuero, lona, o cinta de goma que se deslizaba por una tabla de madera plana o cóncava. Este tipo de sistema no fue calificado como exitoso, pero proporciono un incentivo a los ingenieros para considerar los transportadores como un rápido, económico y seguro método para mover grandes volúmenes de material de un lugar a otro. Durante los años 20, las instalaciones de la compañía H. C. Frick, demostraron que los transportadores de cinta podían trabajar sin ningún problema en largas distancias. Estas instalaciones se realizaron bajo tierra, desde una mina recorriendo casi 8 kilómetros. La cinta transportadora consistía de múltiples pliegues de algodón de pato recubierta de goma natural, que eran los únicos materiales utilizados en esos tiempos para su fabricación. En 1913, Henry Ford introdujo la cadena de montaje basada en cintas transportadoras en las fábricas de producción de la Ford Motor Company.

Durante la Segunda Guerra Mundial, los componentes naturales de los transportadores se volvieron muy escasos, permitiendo que la industria de goma se volcara en crear materiales sintéticos que reemplazaran a los naturales. Desde entonces se han desarrollado muchos materiales para aplicaciones muy concretas dentro de la industria, como las bandas con aditivos antimicrobianos para la industria de la alimentación o las bandas con características resistentes para altas temperaturas

Las cintas transportadoras han sido usadas desde el siglo XIX. En 1901, Sandvik inventó y comenzó la producción de cintas transportadoras de acero.

3.3 Tipos de material para bandas transportadoras.

Bandas transportadoras de goma

Vulcanizado de perfiles:

Para mejorar la capacidad de transporte, sobre todo con grandes inclinaciones se emplean perfiles transversales y bordes de contención.

- **Bandas de goma**

Lisa: para transporte horizontal o de poca inclinación.

Nervada: para instalaciones de elevado ángulo de transporte.

Rugosa: alto coeficiente de rozamiento para transporte horizontal y/o inclinado de productos manufacturados generalmente.

Ancho de la banda en mm: En función del tipo existen unos anchos estandarizados.

- **Banda transportadora de PVC:**

Se emplean para el transporte interior de productos manufacturados y/o a granel, en la mayoría de los sectores industriales: alimentación, cerámica, madera, papel, embalaje, cereales, etc.

De acuerdo al tipo de transportador, elegir:

- Trama rígida, para transporte plano.
- Trama flexible, para transporte en artesa.

Acabado inferior:

- Cobertura para transporte sobre rodillos.
- Tejido o grabado (K) para deslizamiento sobre cuna de chapa.

De acuerdo al tipo de producto a transportar se determinará la calidad de la cobertura:

- Blanca alimentaria (PVC o Poliuretano).
- Resistentes a grasas y aceites vegetales, animales o minerales.
- Resistente a la abrasión.
- Resistente a los cortes.
- Anti-flama.

- Antiestáticas permanentes.

Banda transportadora modulares:

Se fabrican con materiales FDA (polietileno, polipropileno y poliacetal), permiten un amplio rango de temperatura de utilización (-70 a 105°C) y presentan las ventajas de su fácil manipulación, limpieza y montaje a la vez que una gran longevidad.

Sus principales aplicaciones son:

- Congelación
- Alimentación
- Embotellado
- Conservas

Bandas de malla metálica / teflón:

Fabricadas en distintos metales y aleaciones, generalmente están constituidas por espiras de alambre unidas entre sí por varillas onduladas o rectas. Permiten su utilización en aplicaciones extremas de temperatura (de -180°C a 1200°C), corrosión química o donde se requiera una superficie libre determinada.

Tanto por los materiales empleados como por los tipos de banda, las posibilidades de fabricación son infinitas y las aplicaciones más usuales son:

- Congelación
- enfriamiento
- Hornos
- Sinterizado
- Filtrado
- Lavado

3.4 Componentes.

3.4.1 Banda transportadora.

La función principal de la banda es soportar directamente el material y desplazarlo desde el punto de carga hasta el de descarga, la razón por la cual se puede considerar el componente principal.

3.4.2 Rodillos y soportes.

Los rodillos son unos de los demás componentes principales de una banda transportadora y de su calidad depende en gran medida del buen funcionamiento de la misma.

Tipos de rodillos más utilizados en la industria.

- Rodillo de alineación, sirven para alinear la banda dentro de la propia instalación.
- Rodillos de impacto, recubiertos de discos de goma para absorber los golpes provocados por las caídas de bloques en la tolva de recepción.
- Rodillo de retorno, los cuales están formados por discos de gomas.
- Rodillo cilíndrico, con la superficie exterior lisa, tal obtenida mediante el empleo de tubo de acero el más empleado.
- Rodillo cilíndrico con aros de goma, Son adecuados para soportar los fuertes impactos de material en las zonas de carga, mientras que si se monta en los rodillos de retorno deben ser adecuados para facilitar la limpieza de la banda.



Ilustración 10. Tipos de rodillos.

3.4.3 Tambores.

Los tambores están constituidos por un eje de acero, siendo un material del envolvente acero suave, ya sea de suave o moldeado, los tambores son donde gira libremente la banda y sirve como retorno de la misma.

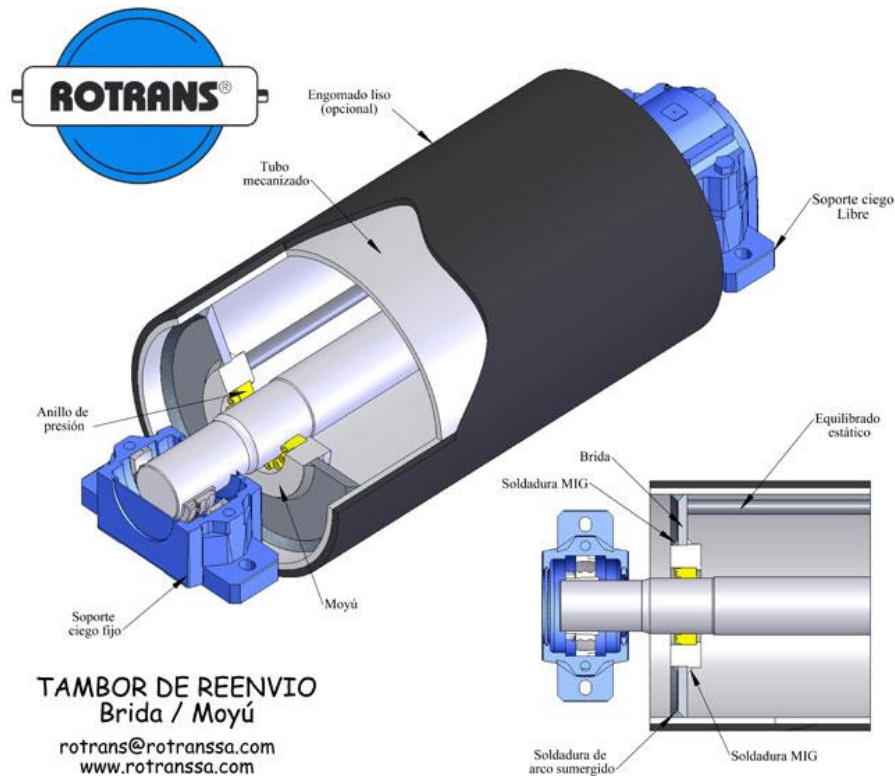


Ilustración 11. Polea Tambor.

Tipos de tambores.

- Tambores motrices, que transmite la fuerza tangencial a la banda.
- Tambores no motrices, los cuales realizan la función de cambio de trayectoria de la banda y las cuales pueden dividirse en retorno, tensores, desvío y presión.

3.4.5 Tensores de banda.

Los dispositivos de tensado cumplen las siguientes funciones:

- Logran adecuado contacto entre la banda y el tambor motriz.
- Evitan derrames de material en las proximidades de los puntos de carga, movidos por falta de tensión en la banda.
- Compensar la variación de longitud producidas en la banda, esta variación son debidas a cambio de tensión en la banda.
- Mantener la tensión adecuada en el ramal de retorno durante el arranque.

Tipos De Tensores.

Se clasifican en:

Por su forma constructiva:

- De lazo sencillo
- De lazo múltiple

Por la forma de aplicar la fuerza tensora:

- Automática
- Fija

Por el equipo mecánico que aplica la fuerza:

- Gravedad
- Husillo
- Cabrestante manual fijo
- Cabrestante eléctrico fijo
- Cabrestante eléctrico automático

Por la situación del equipo de tensado:

- En cabeza
- En cola.

3.4.6 Bastidores.

Los bastidores son estructuras metálicas que constituyen el soporte de la banda transportadora y demás componentes en el punto de alimentación y el de descarga.

Se compone de los rodillos, ramales superiores e inferiores y de su propia estructura soporte.

Los bastidores son el componente principal más sencillo de las cintas y su función es soportar la carga de material, banda, rodillos y las posibles cubiertas de protección contra viento.

Tipos de bastidores:

- Tubulares
- Largueros metálicos.



Ilustración 12. Bastidor con componentes.

3.4.7 Tolvas de carga y descarga.

Son dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. En ocasiones, se monta sobre un chasis que permite el transporte.

Generalmente es de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas como las de un gran cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y forma un cono la descarga se realiza por una compuerta inferior. Ayudan a un buen manejo de material a transportar desde el inicio y final de la banda.

3.5 Equipo de limpieza.

La limpieza en las cintas transportadoras, aun siendo un problema de gran importancia económica durante el funcionamiento de las mismas, sigue estando sin resolver totalmente; es curioso que siendo de poco costo los equipos de limpieza, comparados con el total de la cinta, se escatime en los mismos.

Se escatima con una buena limpieza se obtienen ahorros importantes, pero hay que reconocer la dificultad en conseguir una buena limpieza en las cintas que transportan cierto tipo de materiales.

La incidencia económica de la mala limpieza tiene tres aspectos:

- Pérdida de capacidad transportadora, cuyo valor es en general reducido.
- Costo de la mano de obra empleada en la limpieza del material fugitivo, depositado en bastidores y suelo, mantenimiento de los equipos de limpieza (rascadores) y atención al desvío de bandas, principalmente.

- En cintas de gran capacidad, y cuando se ha visto la imposibilidad de la limpieza de la banda en el ramal inferior, se instalan debajo de este y en las proximidades de la cabeza motriz, transportadores especiales de corta longitud, que recorren el material desprendido y lo incorpora a la vena principal.

3.5.1 Dispositivos De Limpieza.

Rascadores Actuando Sobre El Tambor Motriz.

- Rascador Pendular De Contrapeso, Con Tiras De Goma.
- Rascador "Principal" Con Láminas De Rascado Independientes y Tensión Por Brazo De Torsión.
- Rascador Previo.

Rascadores Actuando Sobre Los Demás Tambores.

- Rascador En V con Tiras De Goma.
- Rascadores Fijos En Diagonal.

Es el más popular, pero su eficacia es muy limitada. Se emplea en cintas sencillas sin grandes exigencias de limpieza.

Sistemas De Limpieza Modernos

El avance tecnológico ha permitido el uso de quipos muy modernos los cuales realizan sus tareas de una manera eficiente.

En la actualidad existen equipos de limpieza de última tecnología aplicados a las Cintas Transportadoras, los cuales cuentan con sensores especiales, válvulas de aire, compresores de aire y otros dispositivos modernos, los cuales brindan una buena limpieza, siendo unos de sus principales inconvenientes su costo de Instalación.

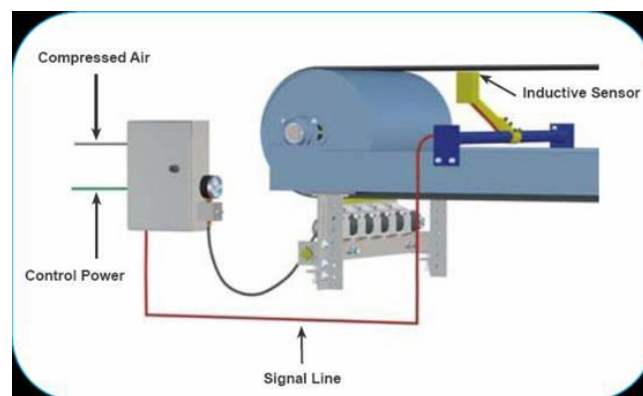


Ilustración 13. Sistema de limpieza moderno.

3.6 Tipos de transmisiones para banda transportadora.

En la industria existen distintos tipos de elementos de máquinas que podemos reducir o aumentar las rpm de entrada o salida de una cadena cinemática.

Tipos de Transmisiones.

- Correas (planas, en V, dentadas)
- Cadenas
- Trenes de engranajes
- Tornillos de movimientos

Los más empleados en sistema de bandas transportadora son los motorreductores existen diferentes configuraciones dependiendo el diseño donde se va utilizar.

Ventajas de motorreductores.

- se consigue un equilibrio perfecto entre la velocidad y la potencia transmitida.
- Se logra una eficacia en la transmisión de la potencia prestada por el motor eléctrico.
- Aumenta la seguridad en la transmisión, reduciendo tanto gastos como mantenimientos.
- Requiere menos espacio y mejor rigidez para el montaje.
- Se minimiza el tiempo de su instalación.

Tipos de motorreductores.

Hay una amplia gama de reductores de motorreductores, aunque hay que señalar que existen diferentes modelos que se diferencian por su forma, por su disposición del montaje y resistencia. Ellos son: Engranajes Helicoidales, Corona y Sin Fin, Ortogonales, Ejes Paralelos, Pendulares y Planetarios.

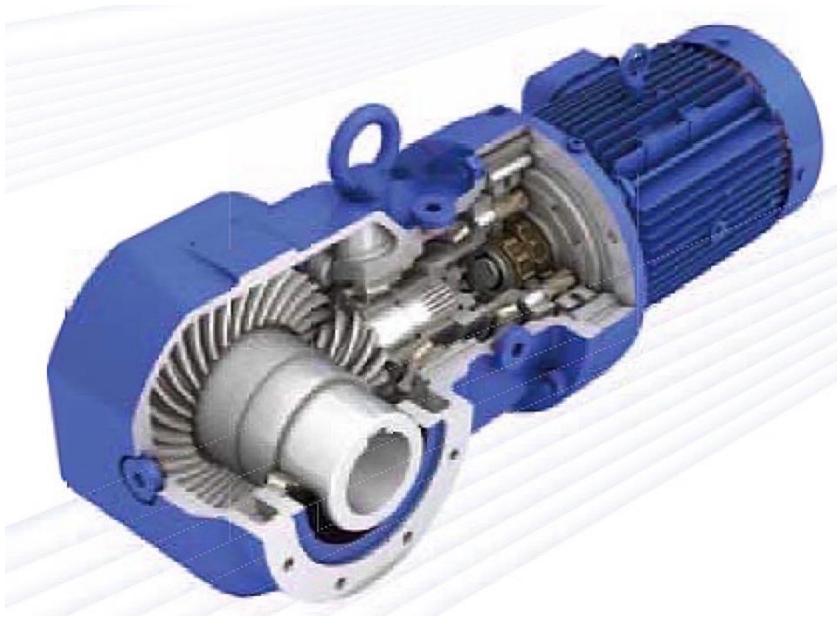


Ilustración 14. Motorreductor paralelo de engrane helicoidal.

Capítulo 4. Fundamento teórico para el cálculo de banda transportadora

4.1 Definición de parámetros principales.

4.1.1 Generalidades

Es evidente que lo primero que se debe conocer las características del tipo de material de va a transportar, debido a la gran existencia de diferentes materiales a granel que se pueden transportar. Para su selección existen diferentes métodos y estudios. En caso que se ha seleccionado el método I.S.O y F.M.E. consiste principalmente en diferenciar los materiales según el tamaño y forma teniendo en cuenta como: la densidad, el tamaño y la forma. Este método también considera otras características desde el punto de vista del transporte como son la abrasividad, ángulo de reposo, ángulo de sobrecarga la inclinación máxima de la banda para ese material seleccionado.

4.1.2 Características principales.

4.1.2.1 Densidad del material.

La densidad de un material se define como el peso por unidad de volumen y se expresa en (kg/m^3) en el sistema internacional.

4.1.2.2 Tamaño de material

El tamaño del trozo de material se define por la mayor dimensión del cristal (en el caso del azúcar). Los materiales se clasifican desde el punto de vista del tamaño para su transporte clasificado en uniformes y en no uniformes. El tamaño mínimo a considerar será de 2.5 mm. De acuerdo al tamaño del material de seleccionar el ancho de banda.

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

Tabla 1. Propiedad de algunos materiales.

4.1.2.3 Ángulo de reposo (α) y ángulo de inclinación (β)

La fluidez del material depende directamente del Angulo de reposo (α), este ángulo es el formado por la horizontal y la generatriz del cono que se forma de verter el material desde cierta altura. Éste se considera un ángulo estático. Como la fluidez será mayor para materiales que tengan ángulos de sobrecarga pequeños.

El ángulo de sobrecarga (β) se trata de un ángulo el cual tiene una relación directa con el ángulo de reposo (α). El ángulo de sobrecarga, también llamado de reposos dinámico, es el que forma en el perfil transversal de las cintas cargadas (ver ilustración 16) y generalmente es el ángulo de reposo menos un valor variable entre 5° y 20°.



Ilustración 15. Ángulo de reposo y sobrecarga

4.1.2.4 Ángulo de máxima inclinación (δ).

Otro ángulo importante a considerar a la hora de señalar una banda transportadora es el ángulo de máxima inclinación de ascenso en la banda (δ). Es el ángulo bajo el cual el material puede ser transportado sobre la banda sin necesidad de usar bandas especiales (que evitan el deslizamiento del material). Este ángulo máximo de inclinación está determinado por la fricción entre el material y la banda, a diferencia del ángulo de sobrecarga que depende de la fricción interna del material. El ángulo máximo de inclinación es menor que el ángulo de sobrecarga.

4.1.2.5 Agresividad.

Propiedad del material importante para la selección del tipo de cinta transportadora, del espesor y del número de capas de la cubierta de la misma. Los materiales vienen dados por la norma DIN 22102. Esta norma diferencia entre los materiales: No abrasivos o muy poco abrasivos (como el carbón vegetal, y las virutas de madera), abrasivos o poco abrasivos (como el hielo triturado, carbón, cemento) y muy abrasivos (piedra, arena, grava, coque, cobre mineral). La Tabla 5.2 recoge algunos materiales generalmente empleados en la industria junto con sus características anteriormente mencionadas. Estos son valores recomendados y los mismos pueden variar de acuerdo a las condiciones específicas de cada material en el momento del transporte.

4.2 Definición del ancho de banda y velocidad.

A la hora de proyectar una banda transportadora, los parámetros más importantes son la correcta elección del ancho de banda y la velocidad, cuya selección dependerá de los datos básicos correspondiente.

- Material
- Geometría de la cinta
- Capacidad a transportar.

Actualmente se encuentran normado por diferentes organizaciones que nos ayudan a correcta elección gracia a tablas ya normalizadas.

La elección correcta de la velocidad y del ancho de banda evitara derramamiento del material, con lo cual su elección es minuciosa y de vital importancia.

4.2.1 Características geométricas de la banda.

Para realizar el diseño de una banda transportadora es necesario definir la trayectoria de la forma de cinta transportadora desde el lugar de alimentación hasta el punto de descarga.

4.2.1.1 Longitud de banda. (L)

Se define la longitud de una banda como la distancia en metro a lo largo de la cinta entre centros de tambores terminales de acuerdo a la trayectoria de la banda.

4.2.1.2 Altura (H)

Es la diferencia de elevación en metro entre el punto de carga y descarga del material.

4.2.1.3 Ángulo de inclinación de la banda

El ángulo de inclinación de la banda viene definido como alternativa de la altura cuando la banda es de único tramo.

El ángulo se calcula de acuerdo con la ecuación siguiente.

$$\varphi = \sin^{-1} H/L \quad (4.1)$$

Donde:

H: Altura entre ejes de tambores [m]

L: Longitud total de cinta [m]

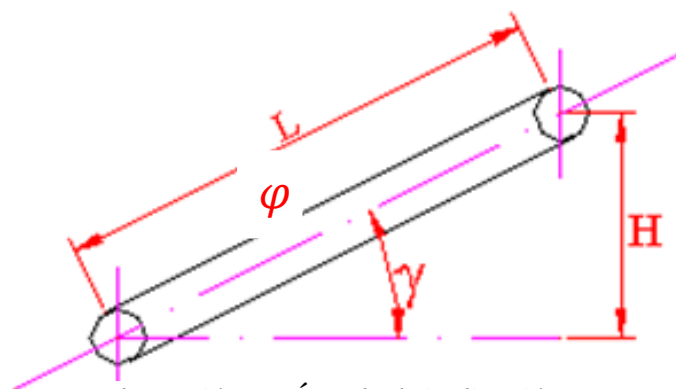


Ilustración 16. Ángulo de inclinación.

4.2.2 Capacidad requerida y capacidad máxima

La capacidad requerida es expresada en toneladas por hora (t/h) y es el valor máximo de capacidad requerida por el proceso de acuerdo con las condiciones del usuario. Esta capacidad se empleara en los cálculos de las tensiones en la banda y la potencia requerida para accionar la cinta transportadora.

Por otro, parte también se debe definir la capacidad máxima de transporte. Esta capacidad dependerá del ancho de banda que se seleccione de la velocidad de la banda del Angulo de inclinación de los rodillos transportadores y de la densidad del material transportado. La capacidad máxima calculada deberá ser mayor que la capacidad requerida para que la banda opere sin problemas.

$$Q = 3600 * v * A * k * \rho \dots (4.2)$$

Donde:

Q: Capacidad de transporte de la banda [T/h]

V: Velocidad de la banda [m/s]

A: Sección transversal del material sobre la banda [m³]

K: Coeficiente de reducción de capacidad por inclinación

ρ = Densidad el material.

4.2.2.1 Velocidad (V)

Determinar la velocidad, en general interesa que sea la máxima admisible, pues de esta forma los anchos de banda serán más pequeño y por ello más económicos, pero a la hora de su elección se debe tener en cuenta la influencia del material y las características de las que dependen. Algunas de ellas son:

- **Fluidez:** En la mayoría de los casos los materiales que son fluidos como pulverulentos, con lo cual no se recomienda utilizar velocidades elevadas para tipo de materiales pues produciría polvo en los puntos de carga y descarga.
- **Agresividad:** Los materiales abrasivos suelen tener sus aristas afiladas, por ello es aconsejable no utilizar una velocidad elevada con estos materiales, pues pueden provocar cortes en la banda durante las transferencias.
- **Tamaño.** El tamaño también limita la velocidad, pues cuanto mayor sea el tamaño de los trozos, más pesados serán. Y con ello su impacto debilitaría el tejido de la banda.

Siendo muy difícil de valorar todas estas características se consideran únicamente las relaciones empíricas que ha determinado por procesos experimentales con diferentes fabricantes, dicha característica se detalla en tabla 2.

Ancho mínimo de Banda (mm)	Tamaños máximos (mm)		Velocidad máxima en m/s)			
	Uniforme	Mixto	A	B	C	D
400	50	100	2,62	2,09	2,09	1,31
500	75	150	2,62	2,62	2,09	1,68
650	125	200	3,35	2,62	2,62	1,68
800	170	300	3,35	3,35	2,62	2,09
1000	250	400	4,19	3,35	3,35	2,09
1200	350	500	4,19	3,35	3,35	2,62
1400	400	600	4,19	3,35	3,35	3,35
1600	450	650	4,19	4,19	3,35	3,35
1800	500	700	4,19	4,19	3,35	3,35
2000	550	750	5,24	4,19	3,35	3,35
2200	600	800	5,24	5,24	4,19	4,19
A- Materiales ligeros deslizables, no abrasivos con peso específico de 0,5 -1 T/m ³						
B- Materiales no abrasivos o muy poco abrasivo con tamaño medio, peso específico de 1 - 1,5 T/m ³						
C- Materiales medianamente abrasivos y pesados, con peso específico de 1,5 a 2 T/m ³						
D- Materiales muy abrasivos pesados y cortantes, peso específico mayor a 2 T/m ³						

Tabla 2. Relación ancho de banda- velocidad- tamaño de material.

Por otro lado la velocidad debe elegirse de acuerdo la normalización DIN 22101, cuyos valores detallan en la tabla 4.

0,66	0,84	1,05	1,31
1,68	2,09	2,62	3,35
4,19	5,24		

Tabla 3. Valores normalizado de velocidades (m/s) (norma DIN 22101).

Otras variables que influyen en la selección de la velocidad son la capacidad requerida, la tensión resultante en la banda y la potencia requerida.

4.2.2.2 Sección transversal (A).

La selección transversal del material a transportar depende obviamente del ancho de banda, el ángulo de sobrecarga y el ángulo de artesa, así como la longitud de los rodillos de banda, todo depende del material a transportar.

Para calcular el valor de la sección transversal, se han aplicado las ecuaciones descritas en el catálogo del fabricante Dunlop.

Las configuración de los rodillo son de diferente sección transversal eso depende del material a transportar.

- Rodillos en artesa
- Rodillos en V
- Rodillos planos

Tenemos que recordar que dependiendo la configuración de rodillos a elegir, tomar en cuenta los datos necesarios para calcular la sección transversal.

El ángulo de artesa (λ), depende principalmente de la flexibilidad de la banda empleada. Habitualmente se considera un $\lambda=35^\circ$. Si se transporta un material de tamaño mayor, el ángulo de artesa deberá aumentar su valor para impedir el vertido del material.

El ángulo de sobrecarga (β) depende del grado de fluidez del material, a mas que la fluidez, menor ángulo de sobrecarga. Esta fluidez limita la inclinación de la banda (δ).

4.2.2.3 Coeficiente de reducción de capacidad por inclinación (k).

La norma DIN 22101 indica los factores por los que hay que multiplicar los valores de la capacidad para obtener los valores reales.

Inclinación [°]	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Factor de Reducción K	1	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81

Tabla 4. Factores de reducción de capacidad por inclinación según la norma DIN 22101

Existen más ángulos de inclinación, pero este proyecto no requiere un ángulo mayor de 20° y también porque se trata de una banda lisa.

Se analiza la ecuación 5.4 partiendo de que capacidad de transporte que la define el usuario o cliente. La velocidad y el área transversal depende del material seleccionado, se puede deducir que el producto de ambas variables desde ser constante.

Después de conocer la capacidad a transportar y características del material, el primer paso es determinar el ancho de banda.

Con respecto a la norma DIN 22101 o sus equivalentes en ISO: Se debe considerar el tipo de material, el tamaño del grano y la capacidad. En la tabla 5 indica los valores mínimo sugeridos de ancho de banda normalizados.

Ancho mínimo de Banda	Tamaños	
	Uniforme	Mixto
400	50	100
500	75	150
650	125	200
800	170	300
1000	250	400
1200	350	500
1400	400	600
1600	450	650
1800	500	700
2000	550	750
2200	600	800

Tabla 5. Ancho de banda mínimos respecto al tamaño del grano (dimensiones en mm)

4.3 Calculo de los parámetros de una banda transportadoras

4.3.1 Selección de ancho- velocidad más apropiada según las normas DIN.

Para llevar a cabo la selección final del ancho mínimo de banda se tomara forma parcial un valor que cumpla con las consideraciones teóricas desarrolladas en la parte 4.2. De esta forma se puede establecer una primera aproximación para que después se pueda ajustar este ancho de banda al valor correcto considerando a la capacidad a transportar. Para ello, mediante la tabla 3 se selecciona el valor del ancho de banda mínimo y el valor de velocidad máxima que cumpla con la condición de abrasividad y densidad del material.

4.3.2 Disposición de los rodillos.

La configuración de rodillos dependerá del uso para que este destinada la banda transportadora. Dicha configuración afectara el cálculo de la sección transversal (A).

Se seleccionara los rodillos en configuración en artesa por su capacidad de carga y mejor manejo del material. A continuación se detalla los cálculos de la sección transversal.

Rodillo en artesa:

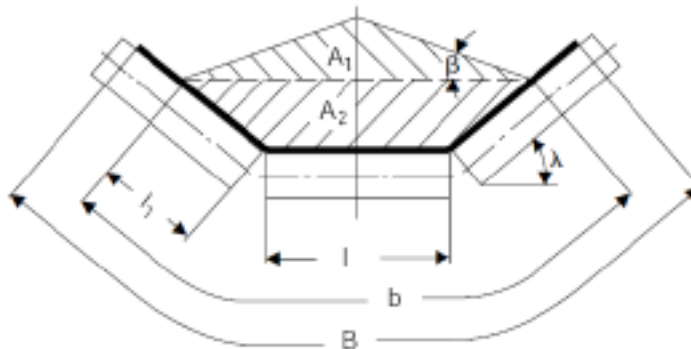


Ilustración 17. Configuración de rodillos en artesa.

$$A_1 = A_1 + A_2 \dots (E4.3)$$

$$A_1 = 0.25 * \tan \beta * [l + (b - l) * \cos \lambda]^2 \dots \dots (E4.4)$$

$$A_2 = l_1 * \sin \lambda * [l + l_1 * \cos \lambda] \dots \dots (E4.5)$$

Siendo;

$$b = 0.9 * B - 0.05 \text{ si } B \leq 2000 \text{ mm} \dots (E4.6)$$

$$b = B - 0.025 \text{ si } B \geq 2000 \text{ mm} \dots (E4.7)$$

Donde:

A: Sección transversal total del material sobre la banda. (m²)

A₁: sección transversal del material, zona superior. (m²)

A₂: Sección transversal del material, zona inferior. (m²)

δ: Ángulo de sobrecarga.

λ: Ángulo de artesa.

l: Longitud de los rodillos. (m)

B: Ancho de banda. (m)

Otro valor que se debe seleccionar y que relaciona el ancho de banda con la configuración de los rodillos, es la longitud de los rodillos, la cual se debe establecer según la configuración deseada por el usuario de acuerdo a la siguiente tabla.

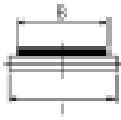


ANCHO DE BANDA	LONGITUD DE LOS RODILLOS (mm)		
	Flat	2 roll	3 roll
B (mm)			
300	380	200	-
400	500	250	160
500	600	315	200
600	700	340	250
650	750	380	250
800	950	465	315
1000	1150	600	380
1200	1400	700	465
1400	1600	800	530
1600	1800	900	600
1800	2000	1000	670
2000	2200	1100	750
2200	2500	1250	800

Tabla 6. Longitudes de rodillo y ancho de banda

La separación “d” (distancia entre rodillos) indicado en la tabla 6, nunca podrá ser superior a 10 mm, excepto para el caso en el ancho de banda mayor que 2000 mm donde “d” podrá ser igual a 15 mm de acuerdo a la norma DIN 22107.

4.3.3 Determinación de la capacidad de transporte de banda.

La capacidad volumétrica de la banda transportadora está determinada por el área de la sección transversal de la carga que puede ser apilada encima de la cinta sin ocasionar derrame ni pequeñas ondulaciones de la banda a su paso sobre los rodillos. Esta área de la sección transversal, se ve afectada por las características del material y depende en mayor medida del Angulo de sobrecarga.

Para el cálculo de la capacidad real de la banda se debe tener presente los siguientes puntos:

1. Deben observarse las limitaciones en cuanto al ancho de la banda, debido al tamaño de grano máximo del material que se transporta de acuerdo a la tabla 1.
2. Deben observarse las limitaciones en cuanto a la velocidad de la banda en función del tipo de material y del ancho de la cinta, estando estos valores tabulados en la tabla 3.
3. La forma y ubicación de la guía y de la tolva en el punto de alimentación del material debe ser correctamente diseñada para permitir la mayor ventaja inicial en cuanto a la forma de reposo del material, de tal manera que este ocupe el mayor espacio posible en el ancho de la banda.
4. La banda debe ser alimentada de tal manera que el punto de carga se ubique en el centro de la banda y con una pendiente mayor de 8° en dicho punto.

5. El espaciamiento de los rodillos para minimizar la vibración de la misma. Esto evitara un posible derramé de material.
6. Si se tiene tamaños de grano cerca al límite de ancho de banda, es necesario colocar deflectores del material como guía de carga para reubicar dicho material.

Una vez considerado todos los puntos anteriores, conocida el área de la sección transversal del material y la velocidad de transporte de la banda, el valor de la capacidad volumétrica se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$Q_v = 3600 * v * A * k \dots (4.8)$$

Donde:

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

V : velocidad. (m/s)

A : sección transversal del material sobre la banda. (m^3)

K : coeficiente de reducción de capacidad por inclinación

Como se indicó en apartados anteriores, si la banda tiene inclinación ya sea descendente o ascendente se debe aplicar un factor de reducción del área transversal que afecta directamente al valor de la capacidad. El valor de “ k ” viene definido bien en la ecuación 4.11 y en la tabla 4.

$$k = 1 - 1.64 * \left(\frac{\varphi * \pi}{180}\right)^2 \dots (4.9)$$

Donde:

K : Factor de inclinación de la banda.

φ : Ángulo de inclinación de la banda.

La capacidad de transporte en toneladas por hora se obtiene multiplicando la capacidad volumétrica por la densidad del material transportado.

Sustituyendo la ecuación 4.8 en la ecuación 4.10

$$Q_m = Q_v * \rho \dots (E4.10)$$

Donde:

Q_m : capacidad de transporte de la banda. (t/h)

Q_v : Capacidad volumétrica de la banda. (m^3/h)

ρ : Densidad del material a transportar.

4.3.4 Potencias parcial de la banda.

Los esfuerzos a los que está sometida la banda transportadora en funcionamiento varían a lo largo de su recorrido. Para dimensionar y calcular la potencia necesaria, es obligatorio determinar la tensión que actúa en la sección de mayor esfuerzo. En particular para bandas transportadoras que representan características como inclinación superior a 5°, recorrido descendente o longitudes excesivamente elevadas.

Para llevar a cabo la determinación de la potencia se debe considerar por separado tres diferentes:

Potencia para mover la cinta en vacío y cargada con desplazamiento horizontal.

La primera representa la potencia necesaria para mover la cinta en vacío y la potencia necesaria para mover la cinta cargada con desplazamiento horizontal. Estos corresponden con el esfuerzo con los tambores y por el peso de la banda cuando va cargada.

$$P_2 = \frac{Cb * a * v + Qm}{Cl * Kf} \dots (E4.11)$$

Donde:

P1: potencia (kW)

Cb: Factor de ancho de Banda (ver tabla 6). (Kg/m)

a: aceleración de la gravedad (9.81 m/s²).

V: velocidad de la banda. (m/s)

Qm: Capacidad de transporte de la banda. (t/h)

Cl: factor de longitud de banda (Tabla 7). (1/m)

Kf: factor de servicio (Tabla 9).

Peso específico γ [t / m ³]	Ancho de Banda [mm]											
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
γ ≤ 1	31	54	67	81	108	133	194	227	291	-	-	-
1 < γ ≤ 2	36	59	76	92	126	187	277	320	468	554	691	745
γ > 2	-	65	86	103	144	241	360	414	644	727	957	1033

Tabla 7. Factor de ancho de banda Cb.

Longitud [m]	3	4	5	6	8	10	1,5	16	20
C _L	667	625	555	526	454	417	370	323	286
Longitud [m]	25	32	40	50	63	80	90	100	150
C _L	250	222	192	167	145	119	109	103	77
Longitud [m]	200	250	300	350	400	450	500	550	600
C _L	63	53	47	41	37	33	31	28	26
Longitud [m]	700	800	900	1000	1500	2000	>2000		
C _L	23	20	18	17	12	9	8		

Tabla 8. Factor de longitud de banda CL.

Condiciones de Trabajo	k _r
Favorables, buena alimentación, bajas velocidades	1,17
Normal, condiciones estándar.	1
Desfavorables, baja temperatura y alta velocidad.	0,87-0,74
Temperaturas extremadamente bajas.	0,57

Tabla 9. Factor de servicio, según condiciones de trabajo.

La siguiente potencia es necesaria para elevar el material hasta una cierta altura o en su caso de cinta descendente, la potencia generada necesaria para frenar el descenso del material.

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367} \dots (E4.12)$$

Donde:

H: Altura de la banda transportadora (m)

Q_m: Capacidad de transporte de la banda (t/h)

La última de las potencias, es la necesaria para vencer las resistencias generadas por elementos secundarios como lo descargadores (trippers), dispositivos de limpiezas y guías de caga o faldones.

$$P_3 = \Sigma(P_a + P_b + P_c) \dots \dots (E4.13)$$

Donde:

Pa: Potencia debida a los trippers (Kw)

Pb: Potencia debida a los dispositivos de limpieza. (Kw)

Pc= Potencia debida a dispositivos guías de carga y faldones (Kw)

POTENCIA ADICIONALES		
Trippers, Pa	Ancho de Banda [m]	Potencia [Kw]
	≤ 500	0,8·v
	≤ 1000	1,5·v
	> 1000	2,3·v
Dispositivos de limpieza Pb	Tipo de contacto/ Presión	
	Contacto Simple	0,3·B·v
	Contacto de Presión elevada	1,5·B·v
Guías de Carga Pc	Longitud Lf [m]	
	Desde punto de carga	0,16·v·Lf

Tabla 10. Potencias necesarias para accesorios o dispositivos de limpieza.

La suma de todas las potencias anteriores descritas constituye la potencia parcial necesaria para que la banda tenga un funcionamiento correcto. El valor calculado de potencia no es definitivo pero si valido para tener un orientación del mismo. Después se debe ajustar su valor dependiendo del tipo de banda seleccionada y los tipos de rodillos utilizados (peso y longitudes), pues será necesario conocer el valor de la resistencia a tracción de la banda y la fuerza tangencial de la misma para poder afinar con mayor precisión dicho valor.

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \dots \dots (E4.14)$$

Los métodos para conectar el motor con el tambor motriz son numerosos. La alta velocidad de giro producida por el motor, puede reducirse mediante la utilización de poleas, cadenas, engranes, cajas reductoras o algunas combinaciones de estas. Estas transmisiones generan perdida mecánicas que se deben tener consideradas para determinar la potencia real del motor. Por lo tanto para obtener la potencia que se requiere el motor se debe considerar el rendimiento “η” y la eficiencia “ε” de la transmision. El rendimiento del motor se puede estimar en un rango entre 85% a 95%, mientras que eficiencias mecánicas de equipos reductores pueden verse en la siguiente tabla.

Tipo de mecanismo reductor	Eficiencia
Poleas y bandas en V	94%
Cadena de rodillos	93%
Cadena de rodillos lubricados en aceite	95%
Reductor de engranajes helicoidales, una reducción	95%
Reductor de engranajes helicoidales, doble reducción	94%
Reductor de engranajes helicoidales, triple reducción	93%
Reductor de tronillo sin fin (relación 20:1)	90%
Reductor de tronillo sin fin (relación 20:1 a 60:1)	70%
Reductor de tronillo sin fin (relación 60:1 a 100:1)	50%
Reductor de engranajes rectos (mecanizados)	90%
Reductor de engranajes rectos (fundidos)	85%

Tabla 11. Eficiencias de diferentes mecanismos reductores.

El procedimiento a seguir es calcular la potencia necesaria con ayuda de la ecuación 4.15.

$$PM = \frac{PT}{\eta * \varepsilon} \dots \dots \dots (4.15)$$

Donde:

PM: potencia mecánica

PT: potencia Parcial.

ε : Eficiencia mecánica de reductor.

η : Rendimiento del motor.

La potencia nominal necesaria para la banda vendrá normalizada de acuerdo a la norma Hd 231 CENELC ver la siguiente tabla de algunos valores normalizados.

Valores de las potencias de los motores normalizadas. HD 231 de CENELC						
1,5	2,2	3	4	5,5	7,5	11
15	18,5	22	30	37	45	55
75	90	110	132	160	200	250
315	355	400	500	560	630	

Tabla 12. Potencias de motores HD 231 CENELC.

4.3.4 Resistencias mínimas a tracción de la banda.

El motivo por cual se debe calcular primero una potencia parcial y luego ajustar dicho valor se debe a la necesidad de calcular la resistencia mínima que debe soportar la banda a tracción para poder partir de un valor orientado y conocer así cuales son las condiciones mínimas que debe cumplir la banda a seleccionar. Para ello se debe calcular la resistencia a tracción mínima que se debe soportar la banda de acuerdo con el valor de potencia calculado anteriormente. En la siguiente ecuación se dará a conocer el factor de tensión, con datos por el fabricante Dunlop.

$$k = \frac{CR * Pt}{Cv * v} \dots \dots \dots (4.16)$$

Donde:

K= Tensión de tracción a la cual está sometida la banda. (N/mm)

Pt: Potencia total "parcial". (KW)

V= Velocidad de la banda.

Cr: Factor de fricción según la superficie del tambor. (Tabla 13)

Cv. Factor de pérdida de resistencia a tracción según el tipo de banda, numero de telas (Tabla 14)

FACTOR DE FRICCIÓN C _R													
Superficie del tambor motriz	Coeficiente de fricción μ	Ancho de banda [mm]											
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Sin recubrimiento y mojado	0,15	98	74	59	45	37	30	25	21	18	16	15	14
Recubierto con goma, mojado y sucio	0,3	62	46	37	28	23	18	15	13	12	10	9	8
Sin recubrimiento y seco	0,35	57	43	34	26	21	17	14	12	11	9	8	8
Con recubrimiento de goma y seco	0,4	53	40	32	25	20	16	13	11	10	9	8	7

Tabla 13. Coeficiente de fricción Cr.

Tipo de banda DUNLOP	Tipo de empalme por número de telas		Factor C_v
DUNLOPFLEX	2 capas superpuestas	Al 100%	1
	2 capas superpuestas	Al 50%	0,5
TRIOFLEX	3 capas superpuestas	Al 100%	1
	2 capas superpuestas	Al 67%	0,67
SUPERFORT	Número de capas	1	0,7
		2	0,5
		3	0,67
		4	0,75
		5	0,8
		6	0,83
FERROFLEX	Zig-Zag	-	0,9
STEELCORD	Número de escalones	1-2	1
		3	0,95
		4	0,9

Tabla 14. Factor de pérdida de potencia C_v .

Una vez conocido el valor del esfuerzo a tracción al que está sometida la banda se determina su valor normalizado.

El siguiente cuadro, se detalla la descripción resumida de la banda conforme a las normas internacionales establecidas, donde se observa las principales características de la banda.

200 m	600 mm	(STEELCORD)	300/6	6+2 mm	X
--------------	---------------	--------------------	--------------	---------------	----------

Donde:

200: Longitud de banda. (m)

600: Ancho de banda. (mm)

STEELCORD: Tipo de banda seleccionada.

600: Resistencia de tracción que soporta la banda. (N/mm)

/6: Numero de capas.

6+2: Espesor de las capas.

X: Calidad de recubrimiento. (mm)

El espesor de los recubrimientos, viene implícita en muchos de sus modelos, en cambio, su determinación depende de factores como, el grado de abrasividad del material, el tamaño de grano máximo y el tiempo de recorrido de la banda, medido en minuto.

Resistencias nominales de las bandas textiles [N/mm]						
125	160	200	250	315	400	500
630	800	1000	1250	1600	2000	2500

Tabla 15. Resistencia nominal de banda textil.

Para determinar el espesor de los recubrimientos, se puede consultar en la tabla 16, que recoge el espesor de los recubrimientos superiores en función de los parámetros anteriormente citados y la tabla 17 que recoge los espesores de los recubrimientos inferiores, seleccionados a partir de los recubrimientos superiores.

ESPESOR DE RECUBRIMIENTO SUPERIOR RECOMENDADO (MM.)									
	Abrasión Alta/Muy Alta			Abrasión Media/Alta			Sin Abrasión		
Tamaño en mm	0-50	50-150	>150	0-50	50-150	>150	0-50	50-150	>150
Tiempo de Recorrido									
< 0,2 minutos	5-6	6-8	8-10	3-5	5-6	6-8	2-3	3-4	4-6
0,2-0,4 minutos	4-5	5-6	6-8	3-4,5	>=5	>=6	2-2,5	2,5-4	4-5
0,4-1 minutos	4-5	>=6	>=8	3-4	4-5	5-6	2-2,5	2,5-3,5	3,5-4
1-5 minutos	3-5	5-6	7-8	3-5	4-5	5-6	2-2,5	2,5-3,5	3,5-4
> 5 minutos	3-5	5-6	7-8	3-5	4-5	5-6	2-2,5	2,5-3,5	3,5-4

Tabla 16. Espesores de recubrimientos superiores.

Superiores	Inferiores
2 - 3	1,5
4	2
6	1,5 - 3
8 - 10	2 - 3

Tabla 17. Espesores de recubrimientos inferiores.

**Todos los datos son proporcionados por manuales del fabricante Dunlop.*

4.3.5 Cálculo de las resistencias al movimiento de la banda.

4.3.5.1 Generalidades.

Una vez realizado los cálculos anteriores, se debe corroborar que los valores obtenidos son válidos y comprobar que el diseño es correcto. Para ello se parte del cálculo de la resistencia al movimiento de la banda.

La fórmula empleada para el cálculo de las resistencias al movimiento se puede clasificar en tres grandes grupos.

El primero de ellos puede llamar formulas de la escuela anglosajona, viene expresadas en unidades no métricas y principalmente son las siguientes:

- ❖ Formula de GOODYEAR.
- ❖ Formula de HEWITT ROBBINS.
- ❖ Formula de MECO.

El segundo de los tres grupos, corresponde con que se analizan en este proyecto de RESIDENCIA PROFESIONAL, pues son los métodos empleados en Europa y posiblemente en el resto del mundo.

- ❖ Método DIN 22101.
- ❖ Método ISO 5048.
- ❖ Método UNE 58204.
- ❖ Método CEMA:
- ❖ método MHEA.

Por último se encuentra el grupo de las resistencias separadas, en el que la formulas fueron establecidas por una serie de investigadores a lo largo de la historia. Desde la fórmulas de LACHMANN hasta las fórmulas de JONKERS.

La norma DIN 22101 clasifica las resistencias al movimiento de la siguiente forma:

- ❖ F_H : Resistencia principales.
- ❖ F_N : Resistencia secundarias.
- ❖ F_s : Resistencias especiales.
- ❖ F_{ST} : Resistencia de inclinación o descenso.

La resistencia total al movimiento será sumada de las 4 anteriores.

4.3.5.2 Determinación de las resistencias principales (DIN 22101).

Las resistencias principales, corresponden con las resistencias que producen por la fricción existente entre los rodamientos de los rodillos y las juntas de los mismos. Además de las resistencias que aparecen por el propio avance de la banda, debido al rozamiento entre la propia banda, tambores y los rodillos, tanto para la banda cargada (rodillos superiores), como para la banda descargada (rodillos de retorno).

$$FH: f * L * g * [m'R + (2 * m'G + m'L) * \cos \delta \dots \dots \dots (4.17)$$

Donde:

FH: Resistencia principales (N)

f: Coeficiente de fricción.

L: longitud de la banda.

g: Aceleración gravitacional. (m/s²)

m'R: Masa de los rodillos por unidad de longitud. (Kg/m)

m'G: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

m'L: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

δ : Ángulo de inclinación de la banda.

Las resistencias mencionadas anteriormente se deben básicamente a la fricción generada por el peso de la banda y por el peso de las partes móviles (rodillos y tambores). Junto con el peso del material a transportar y la fricción interna que el material genera a medida que pasa una y otra vez.

El cálculo de estas fuerzas de fricción depende del llamado coeficiente de fricción de las partes móviles f , este varía en función del tipo de rodillo empleado, la estructura de la banda y el mantenimiento del sistema. El valor estándar de este coeficiente es de 0.020, pero puede incrementar según las siguientes condiciones:

- ❖ Debido a una alta fricción interna del material.
- ❖ Debido a la utilización de rodillos portantes menores a 108 mm de longitud.
- ❖ Cuando la velocidad de la banda es mayor a 5 m/s.
- ❖ Cuando la temperatura de operación es menor a 20 ° C.
- ❖ Cuando las tensiones en la banda son bajas.
- ❖ En bandas flexibles y con gran espesor de cubierta.

La Tabla 18 muestra los valores recomendados de coeficiente de fricción de las partes móviles en función de las condiciones de operación, mantenimiento y estanqueidad.

CONDICIONES DE OPERACIÓN	Coefficiente <i>f</i>
Bandas transportadoras descendentes que requieren frenado mediante motor.	0,012
Condiciones favorables con buenas bandas transportadoras con rodillos de marcha suave y pequeña fricción en el material	0,017
Condiciones con ambiente normal de trabajo	0,02
Condiciones de marcha desfavorables con ambientes polvorientos y sobrecargas periódicas.	0,023-0,03

Tabla 18. Coeficiente de fricción de partes móviles.

4.3.5.3 Masas de la banda.

La masa de la banda, debe ser proporcionada por el fabricante. No obstante para mayor comodidad, la tabla 19 recoge la masa de las bandas de tipo Dulopflex y Trioflex. Para determinar la masa total de la banda, será necesario sumar el valor de la masa de la carcasa y la masa de los recubrimientos todos depende de su espesor.

TIPO DE BANDA	ESPESOR DE LA CARCASA [mm]	MASA DE LA CARCASA [Kg/m ²]	MASA TOTAL DE LA BANDA m [´] G [Kg/m ²]					
			SUMA TOTAL DE LOS RECUBRIMIENTOS [mm]					
			4	5	6	8	10	12
D 160	2.3	2.7	7.3	8.5	9.6	11.9	14.2	16.5
D 200	2.7	3.1	7.7	8.9	10.0	12.3	14.6	16.9
D 250	3.0	3.6	8.2	9.4	10.5	12.8	15.1	17.4
D 315	3.2	3.7	8.3	9.5	10.6	12.9	15.2	17.5
D 400	3.7	4.3	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
D 500	4.1	4.7	9.3	10.5	11.6	13.9	16.2	18.5
D 630	4.5	5.0	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
D 800	4.8	5.5	10.1	11.3	12.4	14.7	17.0	19.3
T 315	4.0	4.8	9.4	10.6	11.7	14.0	16.3	18.6
T 400	4.4	5.3	9.9	11.1	12.2	14.5	16.8	19.1
T 500	5.0	5.9	10.5	11.7	12.8	15.1	17.4	19.7
T 630	5.5	6.5	11.1	12.3	13.4	15.7	18.0	20.3
T 800	6.0	7.2	11.8	13.0	14.1	16.4	18.7	21.0
T 1000	6.5	7.8	12.4	13.6	14.7	17.0	19.3	21.6
T 1250	7.2	8.1	12.7	13.9	15.0	17.3	19.6	21.9

Tabla 19. Masa de banda Dulopflex y Trioflex.

Para calcular la masa de la banda por unidad de longitud (m[´]G) se debe multiplicar la masa total de la banda, dad en m², (m^{´´}G) por el ancho de la misma (ver ecuación 4.20).

$$m^{\prime}G = m^{\prime\prime}G * B \dots (E4.18)$$

4.3.5.4 Masa de los rodillos.

Para cálculo de la masa de los rodillos, se debe diferenciar la masa que corresponde a los rodillos superiores y la masa que corresponde con los rodillos de retorno. (Ver tabla 21)

Ancho de Banda [mm]	Configuración de los Rodillos	Diámetro de los rodillos [mm]								
		51	63.5	88.0	108	133	159	193.7	219.1	
300	flat	1.6	2.2	3.2						
	2 part	2.3	3.4	4.1						
	3 part									
400	flat	2.0	2.7	3.9	5.6					
	2 part	2.6	3.7	4.7	6.6					
	3 part	2.9	4.4	5.4	7.3					
500	flat	2.2	3.2	4.5	6.6					
	2 part	2.8	4.1	5.5	7.8					
	3 part	3.2	4.6	6.1	8.4					
650	flat	4.0	5.5	8.0	10.8					
	2 part	4.7	6.3	9.0	12.1					
	3 part	5.4	7.0	9.8	13.1					
800	flat	4.7	6.7	9.8	13.3					
	2 part	5.6	7.4	10.6	14.2					
	3 part	6.5	8.3	11.6	15.6					
1000	flat		9.4	11.7	15.9	21.9				
	2 part		11.3	13.2	17.8	24.7				
	3 part		13.0	13.6	18.2	26.3				
1200	flat		14.2	19.3	26.1					
	2 part		15.0	20.5	28.0					
	3 part		16.3	22.3	24.5					
1400	flat				21.8	29.3				
	2 part				23.3	31.6				
	3 part				25.0	35.5				
1600	flat				25.1	33.4				
	2 part				26.5	35.0				
	3 part				28.0	38.7				
1800	flat				27.6	37.8				
	2 part				29.1	39.5				
	3 part				30.7	42.4				
2000	flat				30.2	40.2	69.1			
	2 part				31.8	43.3	76.4			
	3 part				33.3	47.0	80.1			
2200	flat					46.5	77.8	88.0		
	2 part					49.0	82.6	97.1		
	3 part					50.1	93.2	111.0		

Tabla 20. Masa de rodillos

Como se puede comprobar la tabla 21, es necesario conocer el valor del diámetro de los rodillos a utilizar, estos diámetros están normalizados.

La selección del diámetro de los rodillos dependerá de la velocidad de giro de los mismos, no pudiendo ser nunca superior a 650 rpm. Con la ecuación 4.19 se determina la velocidad de los rodillos.

$$n = \frac{60 * v}{\pi * Dr} \dots (E4.19)$$

Donde:

n: velocidad de los rodillos. (rpm)

v: Velocidad de la banda. (m/s)

Dr: Diámetro de los rodillos. (m)

Cuando la longitud es mayor a 250 m, en las estaciones de retorno es aconsejable usar una disposición de rodillos en V.

Ancho de Banda [mm]	Separación entre dos estaciones de rodillos superiores S1 [m]										Separación de estaciones, rodillos inferiores S2 [m]
	Peso específico [t/m ³]										
	0,5	0,8	1	1,4	1,6	2,4	3,2	4	5	>6	
400	1,7	1,5	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,2	0,9	0,75	3
500	1,5	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2	1	0,9	0,6	3
650	1,5	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2	0,9	0,9	0,5	3
800	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1	1	0,9	0,9	0,5	3
1000	1,4	1,4	1,2	1,2	1	0,9	0,9	0,9	0,75	0,5	3
1200	1,4	1,4	1,2	1,2	1	0,9	0,9	0,9	0,75	0,5	3
1400	1,4	1,2	1,2	1	1	0,9	0,9	0,75	0,75	0,5	3
1600	1,2	1,2	1,2	1	0,9	0,9	0,9	0,75	0,6	0,5	3
1800	1,2	1	1	1	0,9	0,75	0,75	0,6	0,5	0,5	2,4
2000	1,2	1	1	1	0,9	0,75	0,75	0,6	0,5	0,5	2,4
2200	1	1	1	0,9	0,75	0,75	0,6	0,5	0,5	0,5	2,4

Tabla 21. Separación de dos estaciones consecutivas de rodillos.

4.3.5.4 Masa de las partes móviles.

La masa de las partes móviles por unidad de longitud del sistema completo de la banda transportadora, lo constituyen la masa de banda ($m'G$) y la masa de los rodillos transportadores y de retorno ($m'R$).

4.3.5.5 Masa de la carga a transportar.

El valor de las masas de la carga a transportar por unidad de longitud se determina de acuerdo con la ecuación 4.20

$$m'L = \frac{Qm}{3,6 * v} \dots \dots (E4.20)$$

Donde:

$m'L$: Masa de la carga a transportar por unidad de longitud. (Kg/m)

Qm : Capacidad de la banda. (t/h)

v : Velocidad de la banda. (m/s)

4.3.5.6 Determinación de las resistencias secundarias (DIN 22101)

Las resistencias secundarias, se producen generalmente en la zona de carga por causa como las aceleraciones de material en este punto, las resistencias debido a la fricción en las paredes laterales de la tolva de alimentación, la resistencia debido al efecto de enrollamiento de la banda en los tambores y por las resistencias de los cojinetes de los tambores. Para determinar su valor cuando la banda es mayor a 80 mm se calcula la ecuación 4.21

$$FN = (c - 1) * FH \dots \dots \dots (4.21)$$

Donde:

FN: Resistencias secundarias (N)

FH: Resistencia principales (N)

C: Coeficiente de corrección de longitud.

Con instalaciones normales de poca longitud y con un punto de carga, las resistencias secundarias se pueden calcular utilizando un factor C, como parte de las resistencias principales, según la norma DIN 22101. El factor C depende de las longitudes de transporte y se puede tomar de la tabla 22, o bien de las ecuaciones siguientes.

$$C = l + \frac{80}{L} \quad \text{para } 80 \leq L \leq \dots \dots \dots (4.22)$$

$$C = l + \frac{90}{L} \quad \text{para } L \geq 140 \dots \dots \dots (4.23)$$

Donde:

L: Longitud de la banda. (m)

Estas ecuaciones se determinan a partir de la gráfica de la ilustración 19 que se muestra variación del coeficiente C en función de la longitud de la banda como establece la norma DIN 22101.

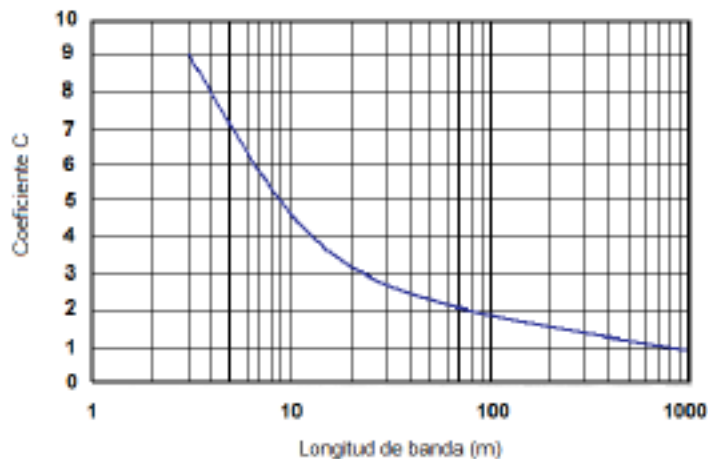


Ilustración 18. Gráfico de coeficiente C

Long. Banda [m]	3	4	5	6	8	10	13	16	20	25	32	40	50	63
C	9	7,6	6,6	5,9	5,1	4,5	4	3,6	3	2,9	2,6	2,4	2,2	2
Long. Banda [m]	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500
C	1,92	1,86	1,78	1,7	1,63	1,56	1,5	1,45	1,38	1,31	1,27	1,25	1,22	1,2
Long. Banda [m]	600	700	800	900	1000	1500	2000	2500	5000					
C	1,17	1,14	1,12	1,1	1,09	1,06	1,05	1,04	1,03					

Tabla 22. Valores del coeficiente C para cintas transportadoras.

La resistencia secundaria cuando la longitud cumple con la condición anterior queda definidas de forma desarrollada como demuestra la ecuación siguiente.

$$FH + FN = f * c * g * [m'R + (2 * m'G + m'L) * \cos \delta \dots \dots \dots (4.24)$$

Si las resistencias secundarias respecto a las resistencias total, la suma de resistencias principales, secundarias, especiales y por inclinación es un valor elevado, como ejemplo con los transportadores de menos de aproximadamente de 80 m de largo y con varios punto de cargas, será necesario calcular las resistencias secundarias por separado, mediante las ecuaciones que se detallan a continuación.

Las resistencias producida por la fricción y la inercia en la zona de carga e incluyendo el rozamiento del material sobre las paredes de las canaletas ecuación 4.25

$$F_{ba} = \frac{Qm * (v - v_0)}{3.6} \dots (4.25)$$

Resistencias debidas al efecto de enrollamiento de la banda sobre los tambores ecuación 4.28 y 4.29.

- Para bandas textiles:

$$F_1 = 9 * B \left(140 + 0.01 * \frac{F}{B} \right) * \frac{d}{D} \dots \dots \dots (4.26)$$

- Para bandas con cable de acero

$$F_1 = 12 * b * \left(200 + 0.01 * \frac{F}{B} \right) * \frac{d}{D} \dots \dots \dots (4.27)$$

Resistencias debido al efecto de enrollamiento de la banda sobre los tambores ecuación (4.30)

$$F_1 = 0.005 * \frac{d_0}{D * F_T} \dots \dots \dots (4.28)$$

Donde:

Qm: Capacitación de transporte de la banda. (t/h)

V: Velocidad de la banda. (m/s)

V₀: Velocidad de alimentación. (N)

B: Ancho de banda. (m)

F: Tensión media de la banda. (N)

d_0 : Diámetro del tambor. (m)

F_T : Fuerza aplicada sobre el tambor motriz. (N)

4.3.5.7 Resistencias debido a la inclinación (DIN 22101).

La resistencia que aparece cuando se tiene una banda inclinada, se determina de acuerdo con la ecuación 4.29

$$F_{st} = H * g * m' L \dots \dots \dots (4.29)$$

Donde:

g: Aceleración gravitacional. (m/s²)

$m' L$: masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

H: Desnivel entre tambor de cabeza y cola, $H \leq 0$ Cuando se tiene una cinta de descenso. (m), $H > 0$ cuando se tiene una cinta en ascenso (m).

4.3.5.8 Resistencias especiales DIN 22101.

La norma ISO 5048 y la UNE 58204 consideran las resistencias especiales por separado siendo estas las resistencias especiales primarias y secundarias, pero respecto a la DIN 22101 las consideran en conjunto.

Las resistencias especiales “Fs” son producidas por componentes de la instalación tales como rodillos, dispositivos de limpieza, descargadores y dispositivos guías de la banda, su cálculo se lleva a cabo mediante la ecuación 4.30.

Resistencias de convergencia debida al deslizamiento de los rodillos portantes en sentido de la marcha

$$F_{sl} = Z_{RST} * C' * \mu' * \cos \varepsilon * \sin \epsilon * (m' G + m' L) \dots \dots \dots (4.30)$$

Donde:

Z_{RST} : Numero de rodillos inclinados que componen la estación.

C' : Factor de carga, para Angulo de artesa: $\lambda = 30^\circ \rightarrow C = 0.4$ $\lambda = 45^\circ \rightarrow C = 0.5$

μ' : Coeficiente de rozamiento entre la banda y rodillos (0.2-0.4).

ε : Ángulo de convergencia Máximo valor (4°).

δ : Ángulo de inclinación de la banda.

m'G: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

m'L: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

Resistencia debida al rozamiento contra los faldones de las canaletas de alimentación o contra las guía longitudinales de la banda ecuación 4.33, 4.34.

- Cuando actúa únicamente sobre una parte de la longitud de la banda.

$$F_{sch} = \left(\frac{c'' * Qm^2 \zeta * \mu''}{1316 * \gamma * v^2} \right) * \frac{l'}{bo^2} \dots \dots \dots (4.31)$$

- Cuando actúa únicamente sobre la parte de la longitud de la banda

$$F_{sch} = B * K_a \dots (4.32)$$

Donde:

B: Ancho de banda. (m)

Ka= factor de respaldo

Qm: Capacidad de la banda. (t/h)

μ : Coeficiente de rozamiento entre el material y los faldones. 0.25- 0.6

γ : Peso específico del material transportado. (t/m³)

V: Velocidad de la banda.

l: Longitud de los faldones o canaletas. (m)

bo: Separación existente entre los faldones y la banda (20-30 mm)

C'': Factor por ángulo de sobrecarga

- $\beta = 5^\circ \rightarrow C = 0.83$
- $\beta = 10^\circ \rightarrow C = 0.7$
- $\beta = 15^\circ \rightarrow C = 0.59$
- $\beta \geq 20^\circ \rightarrow C = 0.49$

Resistencia debido al rozamiento de los dispositivos de limpieza de tambores y banda

$$F_{GR} = \mu''' * p * A \dots \dots (4.33)$$

Donde:

μ''' : Coeficiente de rozamiento entre dispositivos limpieza y banda (0.006-0.75)

P: presión entre la banda y el dispositivo de limpieza (N/mm²)

A: Área de contacto efectiva entre banda y dispositivos de limpieza (mm²)

La suma total de todas las resistencias especiales queda indicada de forma simplificada como “Fs” ver la siguiente ecuación.

$$F_s = F_{sl} + F_{sch} + F_{Gr} \dots \dots (4.34)$$

4.3.6 Fuerza tangencial en régimen permanente.

Una vez que ya se conoce las resistencias que se oponen al movimiento de la banda, se puede definir y calcular el valor de la fuerza tangencial o periférica de la misma.

El esfuerzo tangencial total “Fu” de la periferia del tambor motriz o con varios tambores motrices. El esfuerzo tangencial total necesario para poder vencer todas las resistencias que se oponen al movimiento constituidas por las resistencias que se oponen al movimiento constituidas por las resistencias anteriormente calculadas.

El esfuerzo tangencial total Fu vendrá dado por las siguientes ecuaciones:

$$Fu = F_H + F_N + F_{st} + F_{sl} + F_{sch} + F_{GR} \dots \dots \dots (4.35)$$

$$Fu = C * f * L * g * [m'R + (2 * m'G + m'L) * \cos \delta] + H * g * m'L + F_s \dots \dots (4.36)$$

Donde:

C: Coeficiente de corrección de la longitud.

F: coeficiente de fricción.

L: longitud de la banda. (m)

g: Aceleración gravitacional. (m/s²)

m'R: Masa de los rodillos por unidad de longitud. (Kg/m)

m'G: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

m'L: Masa de la carga por unidad de longitud (kg/m)

δ: Angulo de inclinacion.

H: Desnivel entre el tambor de cabeza y cola.

- H < 0 cuando se tiene una cinta en descenso.
- H > 0 cuando se tiene una cinta en ascenso

4.3.7 Fuerzas tangenciales en estado no estacionario.

En un estado de funcionamiento no estacionario, la fuerza tangencial o periférica “FA” debe de verificar unas condiciones particulares. Esto se debe a que en el momento de la puesta en marcha de una banda transportadora, es necesario una aportación de fuerza o de par de marcha respecto al régimen permanente, con el fin de acelerar toda la masa de las mismas. En el momento del arranque la aceleración debe mantenerse por debajo de un cierto valor para que la banda no patine, o en su defecto deberá mantenerse por encima de un cierto valor para que la banda no forme bucles a la hora de frenar.

Algunas de las condiciones que se deben cumplir en este estado de funcionamiento son:

- ❖ La fuerza tangencial no estacionaria “FA” máxima no debe ser mayor que aproximadamente 1.3 a 1.5 el valor de la fuerza tangencial en régimen normal de trabajo “FU”.
- ❖ Con el fin de disponer de una reserva de fuerza, será necesario que esté disponible una fuerza para el arranque mínima de 20 % del valor total.
- ❖ Se tendrá en cuenta que la fuerza tangencial “FA” será aplicada a la banda durante un periodo de tiempo determinado.
- ❖ En la puesta en marcha con una aceleración “aA” y una fuerza “FA” se deberá conocer el valor límite de fricción entre el material y la banda para determinar si existe deslizamiento de material sobre la misma.

En el arranque, las fuerzas tangenciales se verán incrementadas. Para determinar el valor de este incremento, se establece un factor “KA” de puesta en marcha.. Este factor dependerá principalmente del grupo motriz que es el tipo de acoplamiento establecido en el elemento motriz.

4.3.6.1 Acoplamientos rígidos.

Son utilizados para instalaciones de poca potencia, en torno a 30 KW y motores de jaula de ardilla. Viene definida por la ecuación (4.36).

$$F_A = K_A * \frac{P_n * \eta * 1000}{v} \dots (4.37)$$

Donde:

V= Velocidad de la banda (m/s)

η : Rendimiento del conjunto motor/transmisión.

Pn: potencia nominal del motor ver tabla 12. (KW)

KA: Factor de puesta en marcha (2)

4.3.6.2 Acoplamiento flexible.

Mediante este tipo de acoplamiento se consigue reducir el par producido en el tambor motriz en el momento del arranque. En este caso las potencias instalada del motor pueden ser sustancialmente más alta de lo necesario por consiguiente “F_A” debe ser menor o igual a 2.5 veces el valor de la fuerza tangencial en estado normal de trabajo “F_U”.

$$F_A = K_A * F_U * \frac{P_n}{P_M} \dots \dots (4.38)$$

Donde:

F_U: Fuerza tangencial para el estado normal de trabajo. (N)

P_M: Potencia requerida por el motor. (KW)

P_n: Potencia nominal del motor. (KW)

K_A: Factor de puesta en marcha (1.2-1.5)

4.3.6.3 Acoplamiento hidráulico.

Mediante este tipo de acoplamiento, el par regular con mayor facilidad gracias a que dispone de un circuito interno en el que se puede modificar su volumen de aceite. Además se puede conseguir un estado de funcionamiento casi constante, dependiendo del tamaño de la instalación.

$$F_A = K_A * F_U \dots \dots \dots (4.39)$$

Donde:

F_U= Fuerza tangencial para el estado normal de trabajo. (N)

K_A= Factor de puesta en marcha. (1.5)

4.3.7 Determinación de la potencia final necesaria.

Una vez se conoce el valor de la fuerza tangencial para un estado normal de trabajo F_U, se puede determinar fácilmente la potencia necesaria que debe ser transmitida al tambor motriz. De acuerdo a las siguientes ecuaciones 4.42, 4.44, se puede averiguar la potencia que debe transmitir el tambor motriz la potencia que requiere el motor y finalmente la selección de la potencia nominal del motor.

4.3.7.1 Potencia a transmitir por el tambor motriz.

$$P_T = \frac{F_U * v}{1000} \dots \dots \dots (4.40)$$

Donde:

F_U= Fuerza tangencial para el estado normal de trabajo. (N)

v: velocidad de la banda. (m/s)

4.3.7.2 potencia requerida por el motor.

- Para instalación donde la F_U>0

$$P_M = \frac{P_t}{\eta} \dots \dots \dots (4.41)$$

Donde:

P_T: Potencia necesaria para el tambor motriz (KW)

η: Rendimiento del conjunto motor/transmisión.

- Para instalaciones donde la F_U<0

$$P_M = P_T * \eta \dots \dots \dots (4.42)$$

Donde:

η: Rendimiento del conjunto motor/transmisión.

P_T: Potencia a transmitir por el tambor motriz (KW)

4.3.7.3 Selección de la potencia nominal del motor.

Como establece la tabla 8 de acuerdo con la norma HD 231 CENELC se establecerá el valor de la potencia nominal del motor necesario.

4.4 Transmisión de la fuerza del tambor motriz de la banda.

Después de calcular las fuerzas tangenciales “F_U” y la potencia necesaria del tambor motriz “P_T” se puede determinar la posición y el número de motores necesarios para el funcionamiento correcto de la instalación, así como el sistema de accionamiento más apropiado y favorable, para después estudiar las tensiones en régimen normal y el momento de arranque. A continuación se describirá los sistemas de accionamiento más comunes utilizados en las bandas transportadoras.

4.4.1 Sistema de accionamiento.

4.4.1.1 Sistema con un tambor motriz en cabeza.

En la ilustración 20, se puede ver la configuración de un tambor motriz en cabeza, este sistema es el más común para transportadores horizontales e inclinados, dando de ser una banda transportadora descendente, seguirá siendo favorable esta configuración para inclinaciones de 1° o 2° , dando tensiones positivas.

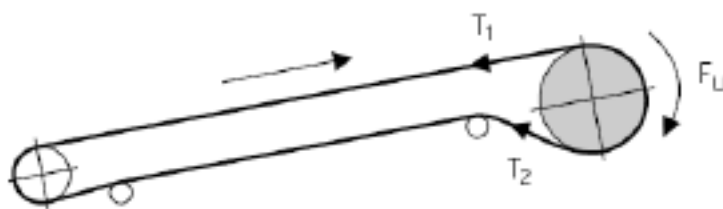


Ilustración 19. Sistema de tambor motriz en cabeza.

4.4.1.2 Sistema con tambor motriz situado en cola.

Cuando la banda transportadora es descendente, las tensiones y la configuración más favorable se obtienen situando el tambor motriz en la zona de la cola, pues en este caso el motor se convierte en un generador y actúa como freno. Esta configuración se muestra en la ilustración 21. También se puede utilizar este sistema cuando por motivos de espacio no pueda situarse en cabeza, pero siempre es desaconsejable colocar el tambor motriz en la zona de la cola, pues es donde produce la carga del material y por ellos mayores impactos, causado así mayor desgaste en el tambor.

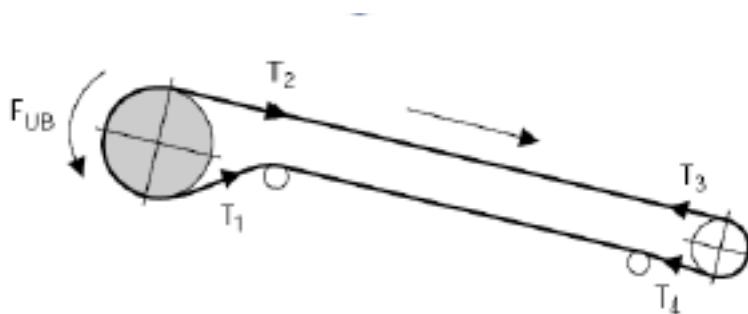


Ilustración 20. Sistema de tambor motriz en cola.

4.4.1.3 Sistema con un tambor motriz de cola y otro en cabeza.

Esta disposición es utilizable cuando la instalación presenta grandes resistencia en el retorno de la banda siendo necesario la utilización de dos tambores motrices cuyo reparto de potencia no tiene por qué ser igual para cada tambor. En el siguiente apartado junto a la explicación del sistema con dos tambores en cabeza se detallara como evaluar la distribución de potencias.

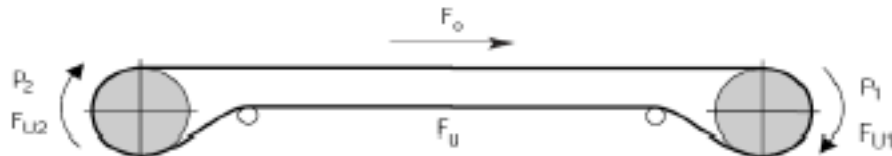


Ilustración 21. Sistema con tambor motriz en cola.

4.4.1.4 Sistema con dos tambores motriz en cabeza.

Cuando son necesario grandes potencias de accionamiento, la distribución más adecuada es la mostrada en la ilustración. Con este sistema se puede llegar a conseguir á ángulo de abrace de hasta 420° , lo que proporcionara mayor agarre entre tambor y banda.

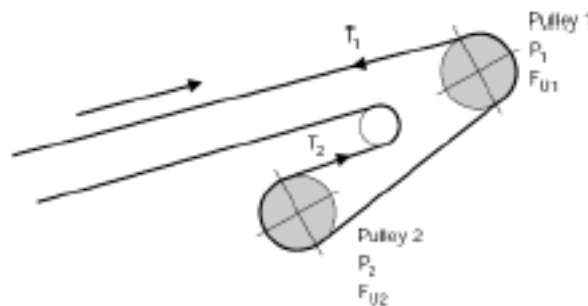


Ilustración 22. Sistema con dos tambores en cabeza.

Existen otros sistemas como utilizar dos tambores motrices en cola que no suelen ser usados, en ocasiones se usan cuando es necesario el descenso de material excesivamente pesado, siendo inevitable mayor acción de frenado. Otras configuraciones puede ser utilizar dos tambores en cabeza y uno en cola. Este tipo de disposición se da cuando las instalaciones necesitan grandes potencias y presentan grandes resistencias, siendo de grandes longitudes. Su comportamiento es similar al sistema con dos tambores motrices en cabeza, pero aportando mayor tracción a la banda por la presencia del tambor en cola.

4.4.2 Distribución de potencias para dos tambores motrices.

4.4.2.1 Potencia para sistema con un tambor motriz en cola y otro en cabeza.

La distribución más favorable resulta de completar el sistema de ecuaciones detallado a continuación.

Ecuación (4.43)

$$P_T = P_1 + P_2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = X$$

$$P_2 = \frac{P_T}{(X + 1)}$$

$$F_{U2} = \frac{F_U}{(X + 1)}$$

$$F_{U1} = F_U - F_{U2}$$

Donde:

P_T : Potencia total. (KW)

P_1 : Potencia del motor 1. (KW)

P_2 : Potencia del motor 2. (KW)

X: Factor proporcional para varios motores.

F_{U1} : Fuerza tangencial del tambor 1. (N)

F_{U2} : Fuerza tangencial del tambor 2. (N)

F_u : Fuerza tangencial del total. (N)

4.4.2.2 Potencia para sistema dos tambores en cabeza

Como a igual que en el caso anterior la distribución más favorable resulta de completar el sistema de ecuaciones siguientes 4.44.

Ecuaciones (4.44)

$$P_T = P_1 + P_2$$
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_{U1}}{F_{U2}} = \frac{e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1} * e^{\mu \cdot \alpha_2} = x$$
$$P_2 = \frac{P_T}{(x + 1)}$$
$$F_{u1} = F_u - F_{u2}$$

Donde:

P_T : Potencia total. (KW)

P_1 : potencia del motor 1. (KW)

P_2 : Potencia del motor 2. (KW)

X : Factor proporcional para varios motores.

F_{U1} : Fuerza tangencial del tambor 1. (N)

F_{U2} : Fuerza tangencial del tambor 2. (N)

F_u : Fuerza tangencial total. (N)

μ : Coeficiente de fricción, tambor y banda. Tabla 23.

Tambor 2	Ángulo de abrace α_1						Tambor 1
$\mu \leq 0.25$	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
α_2	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00	
	1.90	2.10	2.30	2.48	2.67	2.86	
	1.83	2.02	2.20	2.38	2.57	2.75	
	1.77	1.95	2.12	2.30	2.48	2.65	
	1.71	1.89	2.06	2.23	2.40	2.57	
	1.67	1.83	2.00	2.17	2.33	2.50	
$\mu \leq 0.3$	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
α_2	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
	2.31	2.53	2.76	3.00	3.26	3.53	
	2.22	2.43	2.66	2.89	3.14	3.40	
	2.15	2.35	2.57	2.79	3.03	3.28	
	2.08	2.28	2.48	2.70	2.93	3.18	
	2.02	2.21	2.41	2.62	2.85	3.08	
	1.97	2.15	2.35	2.55	2.77	3.00	
$\mu \geq 0.35$	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
α_2	160°	170°	180°	190°	200°	210°	
	2.66	2.92	3.20	3.51	3.84	4.18	
	2.56	2.82	3.10	3.39	3.70	4.03	
	2.48	2.74	3.00	3.29	3.59	3.91	
	2.41	2.66	2.92	3.19	3.48	3.80	
	2.35	2.58	2.84	3.11	3.39	3.70	
	2.29	2.52	2.77	3.03	3.31	3.61	

Tabla 23. Factor proporcional de varios valores.

Para mayor comodidad a la hora de resolver las ecuaciones, el valor de “x” se puede determinar en la tabla 23.

4.5 Tensiones de una banda.

4.5.1 Generalidades

Considerando la ilustración 24, en la que sobre un tambor motriz apoya un cable flexible, cuyo extremo están sujetos a una carga y el otro libre sin carga alguna, es evidente que si la fuerza que se ejerce sobre el extremo libre es pequeña comparado con la de la carga, no se elevara al girar el motor. Para que esta carga se eleve, es necesario aplicar una fuerza “T” al extremo libre, tal que se cumpla una conocida relación, llamada de EULER-EYTELWEIN (4.45).

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \dots \dots \dots (4.45)$$

Donde:

T1: Tensión del lado tenso. (N)

T2: Tensión del lado flojo (N)

μ : Coeficiente de fricción, tambor y banda. Tabla 11

α : Angulo de abrace entre tambor y banda

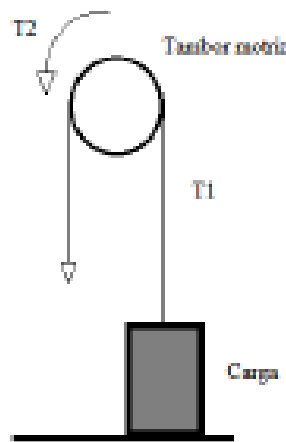


Ilustración 23. Principio de transmisión de fuerza desde un tambor motriz a un cable

Si la disposición anterior se gira 90° y se enlaza el ramal suelto con la carga, colocando además un tambor de retorno se consigue una cinta transportadora.

4.5.2 Transmisión de las fuerzas.

La potencia de accionamiento vista en los apartados anteriores ha de traducirse en una fuerza de accionamiento sobre el tambor motriz. Esta fuerza de accionamiento “F_u” se produce por la diferencia entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, que

dependen a su vez del coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor. Como es lógico para que se produzca movimiento debe existir una diferencia de tensiones, la representación gráfica de esta distribución viene en la ilustración 25.

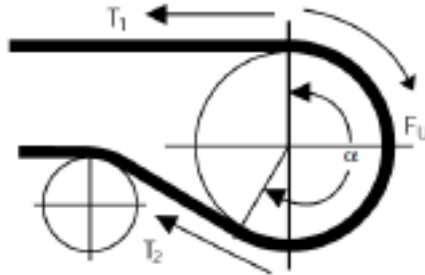


Ilustración 24. Distribución de fuerza y tensiones en un tambor motriz

La tensión mayor es “T₁” y la tensión más pequeña es “T₂” de forma que sin la tensión del lado flojo, la banda no puede transmitir el movimiento. Debe quedar claro que las tensiones “T₁” y “T₂” siempre corresponden con el tambor motriz, independientemente de las situaciones de este, en las zonas de carga y descarga.

Se deduce que la ecuación 4.46 que la diferencia entre las tensiones del lado tenso y la tensión de lado flojo es la fuerza tangencial “F_U”.

$$F_U = T_1 - T_2 \text{ ó } T_1 = F_U + T_2 \dots \dots \dots (4.46)$$

Donde:

T₁: Tension del lado tenso (N)

T₂: Tensión del lado flojo (N)

De acuerdo a la relación de EULER-EYTELWEIN comentarios en los párrafos y analizados en la ilustración 26, se puede observar que para un valor determinado de T₂ y siendo “μ” constante, el valor máximo de “T₁” se alcanza para “T₁”=T₂*e^{μ*α} siendo α el ángulo máximo de enrollamiento posible, pero si T₁ ≤ T₂*e^{μ*α}, entonces el ángulo de abrace para transmitir T₁ será menor, es decir α₁ ≤ α. Por lo tanto, se debe limitar el ángulo de abrace en régimen normal de trabajo de forma que se tenga un α₁ ≤ α para poder proveer los posibles incrementos de valores de T₁ en el arranque.

Durante la reducción de la tensión T_1 necesaria para el arranque, se producirá una disminución del estiramiento de la banda.

Es decir si desde el momento en el que se diseña la instalación no se tiene en cuenta que el ángulo de abrace debe ser más pequeño del máximo que permite la configuración en el momento del arranque. La T_1 aumentara y esto producirá un problema de tensión excesiva en la banda. Con lo cual se debe tener en cuenta que la tensión T_1 disminuirá de acuerdo con la siguiente expresión (4.47).

$$T_1 \leq T_2 * e^{\mu * \alpha} \dots \dots \dots (4.47)$$

Donde:

T_1 : Tensión del lado tenso. (N)

T_2 : Tensión del lado flojo (N)

μ : Coeficiente de fricción, tambor y banda (tabla 13).

α : Ángulo de abrace entre el tambor y banda (tabla 24).

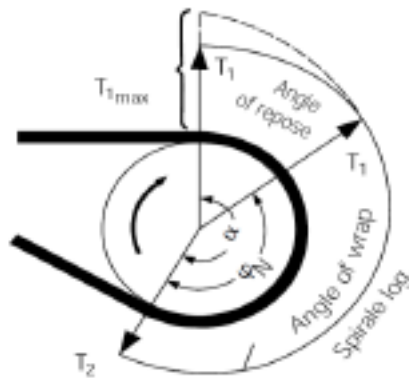


Ilustración 25. Tensiones y Angulo de abrace máximo en el tambor motriz.

Conforme a lo explicado anteriormente se puede deducir la relación existente entre la fuerza tangencial y las tensiones en las siguientes ecuaciones.

$$T_1 = F_u * \left(1 + \frac{1}{e^{\mu * \alpha} + 1} \right) = F_U * C_1 \dots \dots \dots (4.48)$$

$$T_2 = F_u * \left(\frac{1}{e^{\mu * \alpha} + 1} \right) = F_U * C_2 \dots \dots \dots (4.49)$$

Donde:

C₁: Coeficiente de transmisión superior.

C₂: Coeficiente de transmisión inferior.

μ: Coeficiente de fricción, tambor y banda

α: Ángulo de abrace entre tambor y banda.

F_U: Fuerza tangencial total. (N)

T₁: Tensión del lado total. (N)

T₂: Tensión del lado flojo. (N)

Si la fuerza tangencial “F_u” es mayor que la capacidad de transmisión de acuerdo con la relación de EULER- EYTELWEIN, se producirá deslizamiento.

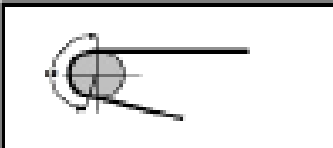
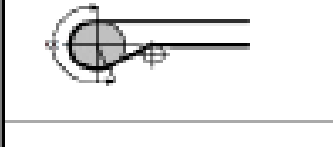
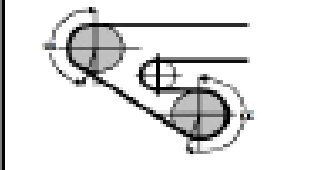
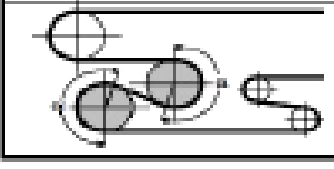
	Angle of wrap α°
	160
	170
	180
	190
	200
	210
	220
	230
	240
	360
	370
	380
	390
	400
	410
	420
	430
	440
	450
	460
	470

Tabla 24. Ángulos de abrace dependiendo de las diferentes configuraciones

Para el cálculo de las tensiones T₁ y T₂ con fuerzas tangenciales en el arranque se debe considerar un mayor valor de fricción entre tambor y banda para evitar así deslizamiento entre ambos. Para este caso las ecuaciones determinadas de acuerdo con:

$$T_{1A} = F_A \left(1 + \frac{1}{e^{\mu * \alpha * A} - 1} \right) = F_A * C1 \dots \dots \dots (4.50)$$

$$T_{1A} = F_A \left(\frac{1}{e^{\mu * \alpha * A} - 1} \right) = F_A * C2 \dots \dots \dots (4.51)$$

Siendo:

$$\mu_A = \mu + 0.05$$

Donde:

C_{1A}: Coeficiente de transmisión superior en el arranque.

C_{2A}: Coeficiente de transmisión inferior en el arranque.

μ_A: Coeficiente de rozamiento entre el tambor y la banda de araste.

μ: Coeficiente de fricción, tambor y banda (tabla 4.13).

α: Ángulo de abrace entre tambor y banda (tabla 4.14).

F_A: Fuerza tangencial en el arranque.

T_{1A}: Tensión del lado tenso en el arranque.

T_{2A}: Tensión del lado tenso en el arranque.

4.5.3 Correcciones de las tensiones.

Las tensiones calculadas no son las definitivas puede ser validadas para el caso de instalaciones pequeñas con poca potencia, pero para el resto del caso es necesario realizar una serie de correcciones que dependen del tipo de dispositivo tensor a utilizar pudiendo ser fijo o automático.

4.5.3.1 Corrección con dispositivos tensor fijo.

La longitud de la banda entre los ejes de ambos tambores, con cambia con lo cual, cuando se dé un cambio de carga o exista un incremento de tensión por el arranque, la banda únicamente dependerá de su límite elástico para compensar esa tensión. El alargamiento total que experimenta la banda será constante para todas las condiciones de trabajo. Desde el punto de vista de las tensiones se debe cumplir la ecuación 4.52 de forma que la suma de las tensiones de la banda tiene que ser constante para todas las condiciones de trabajo (arranque y régimen permanente).

$$\sum T_{Trabajo} = \sum T_{Arranque} = Constante \dots \dots (4.52)$$

Donde:

ΣT_{Trabajo}: Suma de las tensiones en régimen permanente. (N)

$\Sigma T_{Arranque}$. Suma de las tensiones en el arranque. (N)

La tensión previa tiene que ser calculada y fijada con el fin de tener en cuenta el funcionamiento normal y el estado de funcionamiento para el arranque y frenado. La ubicación del tensor, para este caso no influye pudiendo estar en el extremo de descarga (cabeza) o en extremo de la cola.

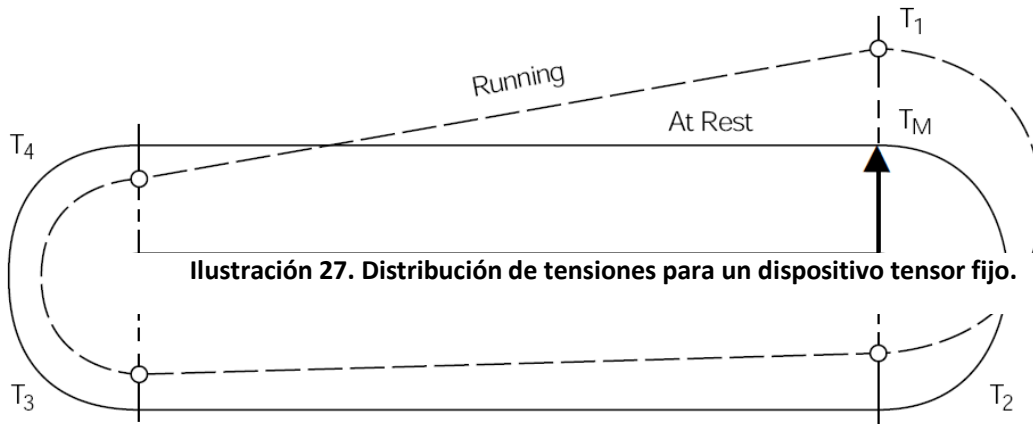


Ilustración 26. Distribución de tensiones para un dispositivo de tensor fijo.

Para este caso la distribución de las tensiones es la que se muestra en la ilustración 26, en ella se puede diferenciar las tensiones para cada uno de los tambores, siendo T_1 y T_2 las del tambor motriz y T_3 y T_4 las del tambor de retorno. Diferenciando el aumento de tensión T_1 en el tambor motriz durante el arranque respecto a las condiciones de trabajo normales. Como la longitud de la banda debe permanecer constante por el tipo de tensor el incremento que se experimentó en T_1 , debe ser aplicado al resto de tensiones, para así asegurar una distribución constante de tensión en arranque y en condiciones normales.

Como se indicó anteriormente los valores de la tensión deben ser incrementados de tal forma que se asegure un aumento del 20 % de la tensión del lado tenso T_1 para suministrar una reserva de tensión adicional debido a la carencia de control de las tensiones y a las inexactitudes e intermitencias producidas por la utilización de tensor fijo. Para determinar este valor incrementado de tensiones se deduce las siguientes ecuaciones.

$$T_M = \sum \frac{T_B}{4} \dots \dots \dots (4.53)$$

$$T = \sum \frac{T_A}{4} \dots \dots \dots (4.54)$$

Donde:

T_M : Resto de tensiones, en régimen de trabajo normal. (N)

T: Tensiones en el momento de arranque. (N)

Como además para las dos condiciones (arranque y condiciones de trabajo normales) se debe mantener constante, no puede cambiar, se tiene que el valor del incremento será el que se obtenga de la ecuación (4. 55).

$$\Delta T = \frac{(\sum T_A - \sum T_B)}{4} \dots \dots \dots (4.55)$$

Para las instalaciones de tambor fijo, es necesario aumentar las tensiones un valor ΔT , para poder asegurar una reserva de tensiones adicionales y asegurar un correcto arranque.

4.5.3.2 Corrección con dispositivo tensor móvil.

En el caso en el de seleccionar un dispositivo tensor automático, siendo el más común por contrapeso la longitud de la banda será variable de un estado a otro (de arranque, a estado estacionario). Cuando la banda sufre un incremento de longitud en el arranque, el peso del dispositivo tensor hace que este se ajuste conforme a la variación que experimenta. Con lo que las tensiones por la selección de este dispositivo permanecerán constantes sin variar, modificándose solo la longitud de la banda existente entre los dos tambores.

Para calcular el peso del contrapeso y su tensión, se debe tener presente el arranque y parada de la banda, por lo que la tensión aportada por el contrapeso hará que sean siempre mayores que las necesarias para el estado estacionario.

Este dispositivo tensor, influye dependiendo donde se coloque, pues la tensión será diferente de acuerdo a su ubicación.

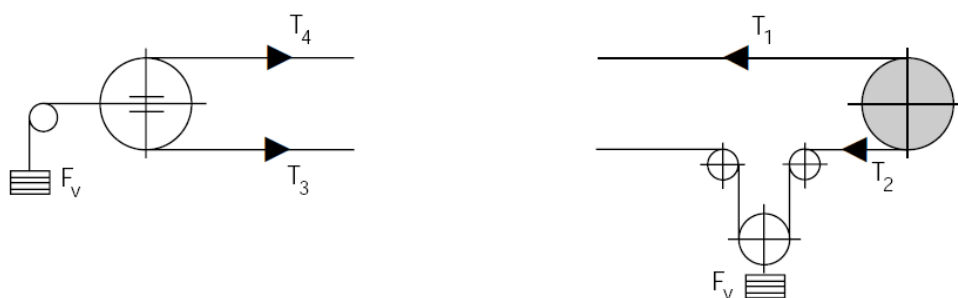


Ilustración 27. Diferente localización del dispositivo tensor por el contrario peso.

Si ubica el dispositivo tensor en cola, la tensión del dispositivo tensor será la definida en la ecuación 4.56.

$$Fv = T_3 * T_4 \dots \dots \dots (4.56)$$

Donde:

Fv: Tensión del tensor. (N)

T₃: Tensión del lado flojo en régimen permanente. (N)

T_4 : Tensión del lado flojo en régimen permanente. (N)

Para el caso contrario ubicando el dispositivo tensor en zona de descarga o cabeza, se obtendrá un valor de tensión de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$Fv = 2 * T_2 \dots \dots \dots (4.57)$$

Donde:

Fv : Tensión del tensor. (N)

T_2 : Tensión del lado en régimen permanente. (N)

En la ilustración 29 se representa la distribución de tensiones para el arranque y para las condiciones de estado estacionario, de acuerdo al uso de un dispositivo por contrapeso.

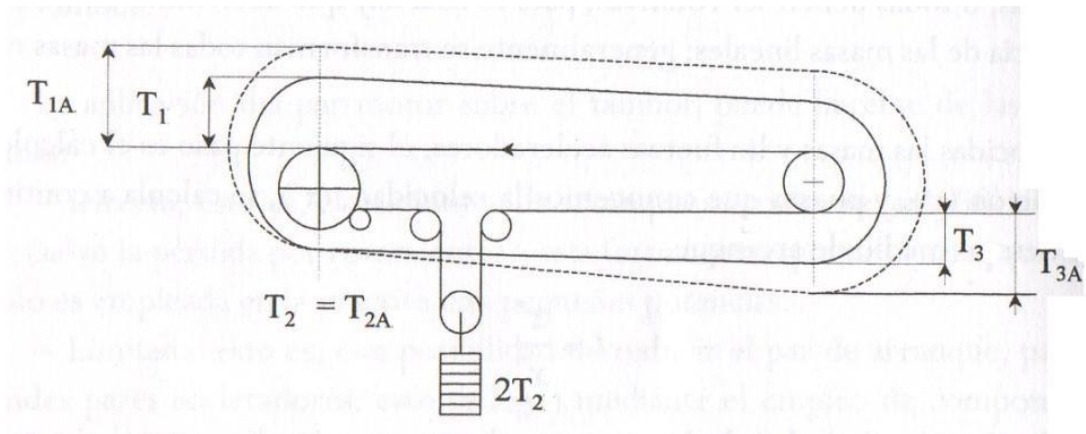


Ilustración 28. Distribución de tensiones para tambor tensor por contrapeso.

En este caso, la situación del tambor tensor se encuentra en la zona de descarga o lo que es lo mismo en cabeza. Como se debe cumplir que las tensiones deben permanecer constante y después del arranque, el incremento de tensiones que se produce en T_3 deben ser aplicados al resto de las tensiones, con lo cual para corregir dicho valor se debe cumplir las ecuaciones siguientes:

$$\Delta T = T_{A3} - T_3 \dots \dots \dots (4.58)$$

Donde:

T_2 : Tensión del lado tenso en régimen permanente. (N)

T_{A2} : Tensión del lado tenso en el arranque. (N)

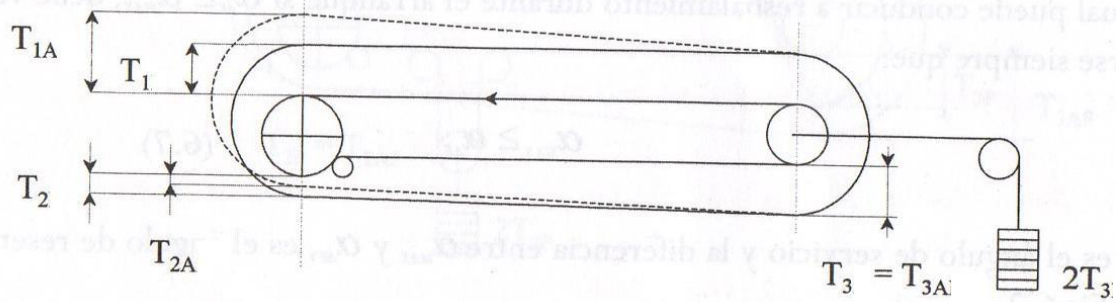


Ilustración 29. Distribución para tambor para tensiones para tambor por contrapeso en cola.

Nota: En este caso se observa que “ T_{2A} aun siendo lo suficientemente elevada como para lograr la adherencia de la banda al tambor móvil, insuficiente para evitar el pandeo excesivo de la banda entre los rodillos, pudiéndose provocar así el derrame del material. Para evitar esta flecha excesiva se debe procurar que en ningún punto de la banda aparezca una tensión inferior a la tensión mínima T_0 , tensión que viene determinada por la ecuación siguiente.

$$T_0 = \frac{g * (m'L + m'G) * l_0}{8 * h} \dots \dots \dots (4.59)$$

Donde:

h; Flecha admisible de la banda se considera: 1%, para estaciones superiores: $h=0.005-0.015$, para estaciones inferiores $h=0.02-0.02$.

g: Aceleración gravitacional. (m/s^2)

$m'G$: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

$m'L$: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

l_0 : Separación entre dos estaciones de rodillos. (m)

Como la tensión mínima en los Tambores es siempre la que aparece en $T_4=T_3$ (tensión del tambor de retorno), cuando el valor de T_4 es menor que la mínima necesaria en la banda para evitar el derrame del material por flechas excesivas T_0 se debe incrementar todas las tensiones, un incremento tal que asegure el no derramamiento del material. Este valor se obtiene de la siguiente ecuación.

$$\Delta T = T_0 - T_4 \dots \dots \dots (4.60)$$

Donde:

T_0 : Tensión mínima de la banda. (N)

T_4 : Tensión del lado flojo (la menor). (N)

4.5.4 Secuencia del cálculo.

Para determinar correctamente las tensiones de la banda, se debe analizar las resistencias de manera individual de acuerdo con las ecuaciones descritas a continuación. Estas resistencias son similares las tema 4.3.5, pero se debe diferenciar para la parte superior e inferior de la banda.

Las tensiones T_1 y T_4 se determinan se acuerdo con el principio de cálculo secuencial. Este método permite que la tensión sea comprobada en cualquier punto de la instalación, así como en condiciones de trabajo de puesta en marcha y de frenado.

Las fuerzas que afectan a la banda son determinadas en función de la dirección en la que operan. Estas se calculan por medio del valor de las resistencias secundarias que surgen en el punto de carga, resistencias de fricción, las resistencias debida a la pendiente y las resistencias inerciales en el arranque y frenado.

Las fuerzas que afectan a la banda, son determinadas en función de la dirección en la que operan. Estas se calcula por medio del valor de las resistencias secundarias que surgen en el punto de carga, resistencias de fricción, las resistencias debidas a la pendiente y las resistencias inerciales en el arranque y frenado.

Con ayuda de la ilustración 31 se puede analizar las direcciones de cada una de las fuerzas que aparecen en la banda, tanto en la zona superior como en la zona inferior.

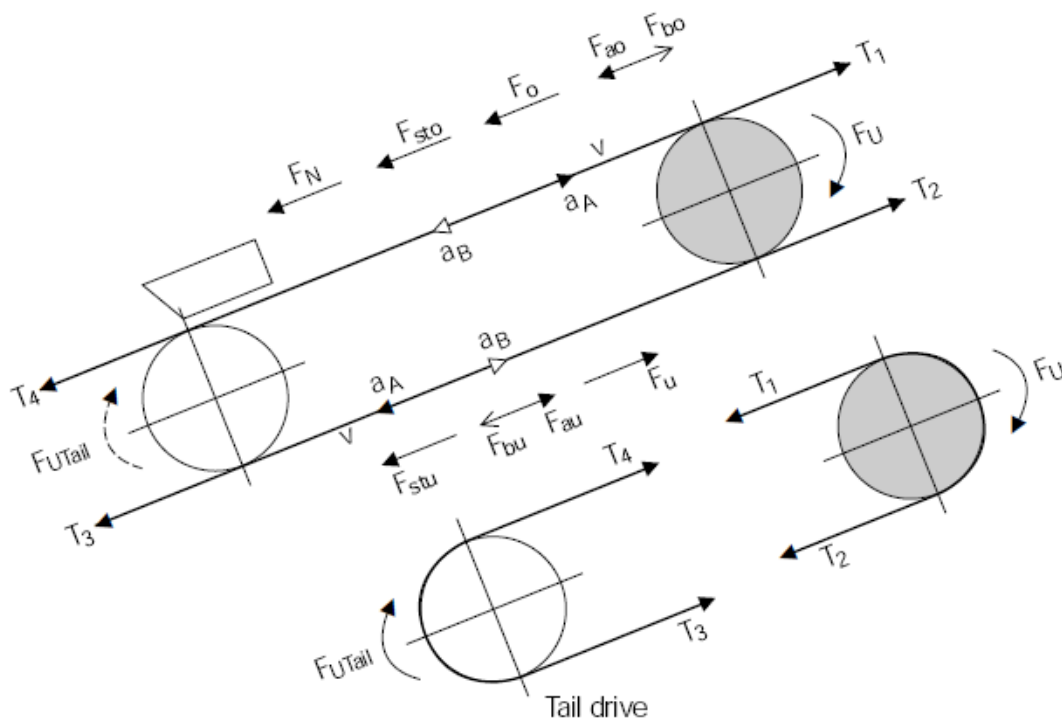


Ilustración 30. Distribución de fuerza a lo largo de una banda transportadora.

Para obtener el valor de las resistencias individuales por cada uno de los carriles se estudian las siguientes ecuaciones.

Resistencias principales:

$$F_H = f * l * g * [m'R + (2 * m'G + m'L) * \cos \delta \dots \dots \dots (4.61)$$

Donde:

F_H : Resistencias principales. (N)

f : Coeficiente de fricción.

l : Longitud de la banda. (m)

g : Aceleración gravitacional. (m/s²)

$m'G$: Masa de los rodillos por unidad de longitud. (Kg/m)

$m'L$: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

δ : Ángulo de inclinación de la banda.

Resistencia secundaria:

$$F_N = (C - 1) * F_H \dots \dots \dots (4.62)$$

Donde:

F_N : Resistencia secundarias. (N)

F_H : Resistencias principales. (N)

C: Coeficiente de corrección de longitud.

Resistencia de fricción:

Carril superior

$$F_o = f * L * g * [m'R_o + m'G + m'L] \dots \dots \dots (4.63)$$

Carril inferior

$$F_U = f * L * g * [m'R_u + m'G] \dots \dots \dots (4.64)$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción.

L: Longitud de la banda. (m)

g: Aceleración gravitacional. (m/s²)

$m'R_U$: Masa de los rodillos del carril superior. (Kg/m)

$m'R_o$: Masa de los rodillos del carril inferior. (Kg/m)

$m'L$: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

Resistencias por inclinación:

Carril superior

$$F_{STO} = H * g * [m'G + m'L] \dots \dots \dots (4.65)$$

Carril inferior

$$F_{STO} = H * g * m'G \dots \dots \dots (4.66)$$

Donde:

G: Aceleración gravitacional (m/s²)

$m'L$: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

$m'G$: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

H: Desnivel entre el tambor de cabeza y cola.

H<0: Cuando se tiene una cinta en descenso. (m)

H>0 Cuando se tiene una cinta en ascenso. (m)

Resistencias inerciales

Carril superior:

$$F_{ao} = L * a * [m'R_{edo} + m'G + m'L] \dots \dots \dots (4.67)$$

$$m'R_{edo} = 0.9 * m'R_U$$

Carril inferior

$$F_{au} = L * a * [m'R_{edu} + m'G + m'G] \dots \dots \dots (4.68)$$

$$m'R_{edo} = 0.90 m'R_U$$

Donde:

L: Longitud de la banda. (m)

m'L: Masa de la carga por unidad de longitud. (Kg/m)

m'G: Masa de la banda por unidad de longitud. (Kg/m)

m'R_{edo}: Masa reducida de los rodillos del carril superior. (Kg/m)

m'R_{eda}: Masa reducida de los rodillos carril inferior. (Kg/m)

m'R_u: Masa de los rodillos del carril superior. (Kg/m)

m'R_o: Masa de los rodillos del carril inferior. (Kg/m)

a: Aceleración.

4.5.5 Determinación de las tensiones para bandas con un tambor motriz.

A continuación se detalla los diferentes casos existentes junto con la deducción de las ecuaciones de régimen permanente de las tensiones para régimen permanente y para arranque.

4.5.5.1 Tambor motriz situado en cabeza.

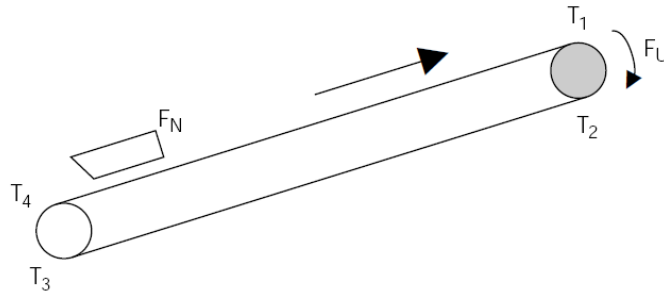


Ilustración 31. Tensiones para instalaciones con un tambor motriz en cabeza.

Funciones para condiciones estacionarias de trabajo ecuaciones 4.69

$$\begin{aligned} T_2 &= F_U * C_2 \\ T_3 &= T_2 + F_u - F_{stu} \\ T_4 &= T_3 \\ T_1 &= T_4 + F_N + F_o + F_{sto} \end{aligned}$$

Ecuaciones para condiciones de arranque ecuaciones 4.70

$$\begin{aligned} T_{A2} &= F_A * C_{2A} \\ T_{A3} &= T_{A2} + F_N + F_o + F_{sto} + F_{ao} \\ T_{A4} &= T_{A3} \\ T_{A1} &= T_{A4} + F_u - F_{stu} + F_{au} \end{aligned}$$

4.5.5.3 Tambor motriz situado en cola, actuando como freno.

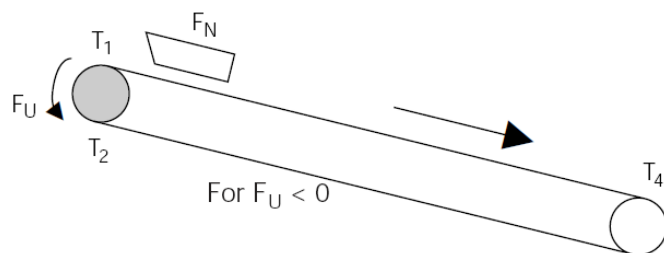


Ilustración 32. Tensiones para cinta descendente actuando como freno.

Ecuaciones para condiciones estacionarias de trabajo 4.71

$$\begin{aligned}
 T_2 &= F_U * C_2 \\
 T_3 &= T_2 - F_u - F_{stu} \\
 T_4 &= T_3 \\
 T_1 &= T_4 - F_N - F_O + F_{sto}
 \end{aligned}$$

Ecuaciones para condiciones de arranque 4.72

$$\begin{aligned}
 T_{A2} &= F_A * C_{2A} \\
 T_{A3} &= T_{A2} - F_u - F_{stu} + F_{au} \\
 T_{A4} &= T_{A3} \\
 T_{A1} &= T_{A4} - F_N - F_O + F_{sto} + F_{ao}
 \end{aligned}$$

4.5.6 Determinación de las tensiones para instalación con dos tambores motrices.

Se diferencian los sistemas con dos tambores motrices del resto debido a que la distribución de potencia debe ser analizada cuidadosamente, ya que para este tipo de sistema cada uno de los motores presentara un potencia diferente, pues si se distribuyen las potencias para cada tambor similar, se producirían problemas con las tensiones en la banda, formando bucles a causa de la descompensación que sufre uno de los tambores respecto de otro.

Para analizar la distribución de potencias de forma adecuada se debe analizar el valor de la proporción entre la potencia de cada tambor como en la tabla siguiente.

Proporción de la distribución	Utilización de las fuerzas tangenciales	Tensiones de la banda
$P_1/P_2 > x$	Tambor 1 con utilización plena	$T_2 = F_{U1} * c_{12} - F_{U2}$ $T_1 = T_2 + F_U$
$P_1/P_2 \leq x$	Tambor 2 con utilización plena	$T_2 = F_{U2} * c_{22}$ $T_1 = T_2 + F_U$

Tabla 25. Tensiones necesarias para dos tambores.

Cuando se trate del caso de sistema en régimen de arranque, se debe sustituir el valor de F_{U1} y F_{U2} , para el valor F_A .

Siendo:

$$C_{12} = \left(\frac{1}{e^{\mu * \alpha_1} - 1} \right) \dots \dots \dots (4.73)$$

$$C_{22} = \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1} \right) \dots \dots \dots (4.74)$$

Donde:

P1: Potencia del motor 1. (Kw)

P2: Potencia del motor 2. (Kw)

X: Factor proporcional para varios motores. Ver tabla (21)

F_{U1}: Fuerza tangencial del tambor 1 (N)

F_{U2}: Fuerza tangencial en el arranque. (N)

μ: Coeficiente de fricción, tambor y banda. (Tabla 12)

α1: Ángulo de abrace del tambor 1-banda. (Tabla 21)

α2: Ángulo de abrece del tambor 2- banda. (Tabla 21)

4.5.6.1 Dos tambores motrices, uno en cabeza y otro en cola.

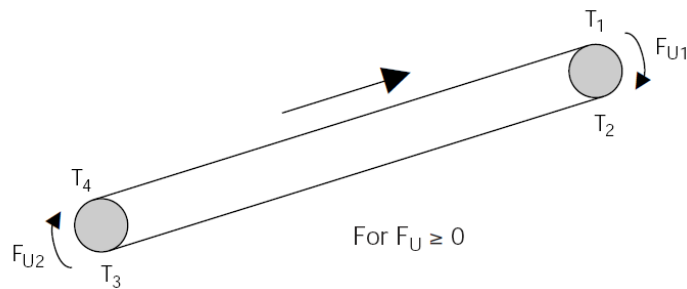


Ilustración 33. Tensiones para instalaciones con un tambor motriz y otro en cabeza.

Ecuación 4.75 para condiciones estacionarias.

$$\begin{aligned} T_2 &= F_{U1} * C_2 \\ T_3 &= T_2 + F_u - F_{stu} \\ T_4 &= T_3 - F_{U2} \\ T_1 &= T_4 + F_N + F_o + F_{sto} \end{aligned}$$

Ecuación 4.76 para condiciones de arranque.

$$\begin{aligned} T_{A2} &= F_{A1} * C_{2A} \\ T_{A3} &= T_{A2} + F_u - F_{stu} + F_{au} \\ T_{A4} &= T_{A3} - F_{A2} \\ T_{A1} &= T_{A4} + F_N + F_o + F_{sto} + F_{ao} \end{aligned}$$

4.5.6.2 Dos tambores motrices en cabeza

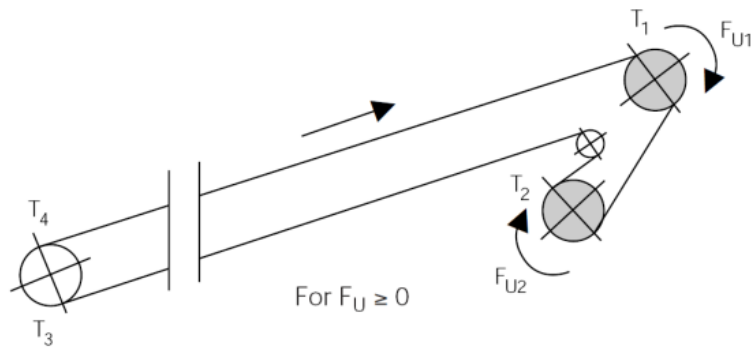


Ilustración 34. Tensiones para instalaciones con dos tambores motrices en cabeza.

Ecuación 4.77 Ecuaciones para condiciones estacionarias de trabajo.

$$\begin{aligned}
 T_2 &= \text{Ver tabla 33} \\
 T_3 &= T_2 + F_u - F_{stu} \\
 T_4 &= T_3 - F_{U2} \\
 T_1 &= T_4 + F_N + F_O + F_{sto}
 \end{aligned}$$

Ecuaciones 4.78 para condiciones de arranque.

$$\begin{aligned}
 T_{A2} &= \text{Ver tabla 33} * \\
 T_{A3} &= T_{A2} + F_u - F_{stu} + F_{au} \\
 T_{A4} &= T_{A3} - F_{A2} \\
 T_{A1} &= T_{A4} + F_N + F_O + F_{sto} + F_a
 \end{aligned}$$

4.6 Selección de los elementos de la banda.

4.6.1 Selección del motor.

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para el funcionamiento correcto de la instalación, se debe determinar las características constructivas del motor. Para ello mediante cualquier catálogo de motores trifásicos de jaula de ardilla o rotor bobinado de 4 polos (más recomendable), se puede hallar el valor geométrico de los mismos además del rendimiento, el par, el nivel sonoro.

4.5.2 Selección de la banda.

La cinta transportadora es el elemento más importante de toda la instalación, ya que puede representar el 60 % del coste total de la banda transportadora.

De acuerdo con el tipo de banda seleccionada y la tensión calculada, se debe determinar si se cumple con los requerimientos establecidos de resistencia a los esfuerzos de tracción influido por la tensión máxima a la que está sometida. Para ello se debe comprobar que la tensión máxima de trabajo es inferior a la resistencia nominal de la banda, aplicándole un coeficiente de seguridad. Esto se puede comprobar mediante el siguiente cálculo.

$$R_1 = \frac{T_{max} * S}{B} \dots \dots \dots (4.79)$$

Donde:

R1: Resistencia nominal de la banda total. (N/mm)

T_{max}: Tensión máxima de trabajo de la banda. (N)

B: Ancho de la banda. (mm)

S: Coeficiente de seguridad, Para banda con cable de acero s=8, para el resto s=10.

Si se quisiera el valor de la resistencia de cada una de las capas que forman la banda, bastaría con dividir este valor por el número de total de capas.

A modo informativo para el usuario, se puede determinar el diámetro del rollo de la banda con el fin de poder un valor sobre los costes de transportes. En la siguiente ecuación se determina.

$$D_b = d + \sqrt{\frac{4 * t_b * (2 * l_t + \pi * D)}{\pi}} \dots \dots \dots (4.80)$$

Donde:

D_b : Diámetro del rollo de la banda. (m)

T_b : Espesor de la banda. (m)

L_t : Longitud total de la banda. (m)

D : Suma del diámetro de los tambores. (m)

d : diámetros del núcleo del tambor de enrollamiento. (m)

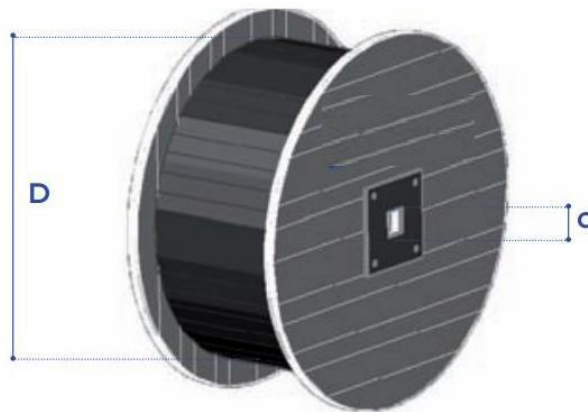


Ilustración 35. Diámetro del rollo de la banda.

4.6.3 Selección de las características de los rodillos.

Para determinar las características de los rodillos, lo primero que se debe conocer es el diámetro de los mismos, de acuerdo a las condiciones de trabajo a las que se van a someter. En la tabla determina las condiciones.

Diámetro de los rodillos [mm]								
Rodillos portantes	51	63,5	88,9	108	133	159	193,7	219
Rodillos de impacto				156	180	215	250	290

Tabla 26. Diámetro de los rodillos.

Para seleccionar un rodillo de forma adecuada, se debe determinar el tipo de recubrimiento y el tipo de material que lo formara. Estos datos se pueden encontrar en cualquier catálogo de rodillos.

Los rodillos son seleccionados en función del tipo de material del que están formado.

Rodillos de acero (PSV).

Las aplicaciones más usuales de los rodillos de acero son: minas, canteras, plantas de cemento, centrales térmicas, instalaciones portuarias. La eficacia del sistema de estanqueidad del rodillo, da la solución a las condiciones ambientales de polvo, suciedad, agua, alta y baja temperatura. Es posible alcanzar temperaturas más allá de esta gama utilizando grasa, rodamientos y retenes especiales.

Rodillos anticorrosivos (PL-X)

Se utilizan en los transportadores que recoge materiales muy corrosivos y donde prevalecen más duras las condiciones de trabajo, industrias de extracción y minas de sal, industrias químicas, fabricación de fertilizante y en ambientes marinos que requieren rodillos resistentes a la corrosión.

Estos rodillos presentan una particular resistencia a la presencia de humedad y agua, también a los elementos corrosivos presentes en el ambiente o el propio material transportado, El diseño de los rodillos utilizando materiales de plásticos en la mayoría de las piezas críticas.

Rodillos termoplásticos.

Pesa menos que el rodillo de acero aproximadamente 50 % menos, lo que significa un menor consumo de electricidad durante la operación arranque/parada del transportador y por lo tanto, una reducción de la electricidad. Además, el bajo nivel de abrasión y corrosión a una aplicaciones y tiene una baja emisión de ruidos debido a la abrasión de ruido del termoplástico.

Rodillos de retorno con discos de goma.

Soportan la banda en el retorno sobre un grupo de discos de goma recubiertos de goma. Son empleados en bandas que transportan material pegajoso que tiene a apelmazarse sobre los rodillos convencionales hecho de tubo de acero. La concentración de presión de los discos y su deflexión tienden a impedir que el material se pegue. Este tipo de rodillos no se debe utilizar con bandas que no permanezca planas en el recorrido de retorno.

Rodillos con manga de goma.

En bandas que tienden a permanecer cóncavas superiores, se producen fuerzas hacia abajo entre los discos de forma que se trasmite el peso entero de la carga sobre los discos ubicados cerca de los extremos, ocasionando un rápido desgaste de los mismos. Cuando se dan estas condiciones resulta efectivo emplear un rodillo de retorno que consta de una manga de goma resistente al desgaste.

Rodillos autolimpiadores en espiral o helicoidales.

Usado en las estaciones de retorno para soportar la banda cuando el material que se está haciendo transportado es pegajoso o muy viscoso. La forma de hélice espiral de los anillos no abrasivos, montados sobre el tubo de rodillo base, ejerce una acción de limpieza y reduce la tendencia del material a depositarse sobre sí mismo se puede utilizar sobre cualquier parte de la sección de la banda de retorno en caso de transportadores cortos.

Una vez definidos los diferentes tipos, conociendo su diámetro y respetando la velocidad de giro de los mismos, siendo obligatorio no superar las 650 r.p.m. Se pasara a determinar las cargas que deben soportar todo el rodillo. Para ello primero se debe definir una serie de factores:

El factor de participación. Definido en la tabla 27, de acuerdo con la disposición de los rodillos.

Factor de participación F_p del rodillo sometido a mayor tensión						
0°	20°	20°	30°	35°	40°	45°
1.00	0.50	0.60	0.65	0.67	0.70	0.72

Tabla 27. Factor de participación.

El factor de servicio, detallado en la siguiente tabla, dependiendo del número de horas de servicio.

Duración	F_s
Menos de 6 horas al día	0.8
De 6 a 9 horas al día	1.0
De 10 a 16 horas al día	1.1
Más de 16 horas al día	1.2

Tabla 28. Factor de servicio.

El factor ambiental, que dependen de las condiciones ambientales, definido en la tabla 29.

Condiciones	F_m
Limpio y con manutención regular	0.9
Con presencia de material abrasivo o corrosivo	1.0
Con presencia de material muy abrasivo o corrosivo	1.1

Tabla 29. Factor ambiental.

Factor de choque, que dependen de la velocidad de la banda y del tamaño del material tabla 30.

Tamaño del material	Velocidad de la banda m/s						
	2	2.5	3	3.5	4	5	6
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
150 ÷ 300 mm en estrato de material fino	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33
150 ÷ 300 mm sin estrato de material	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.50
300 ÷ 450 mm	1.20	1.32	1.50	1.70	1.90	2.30	2.80

Tabla 30. Factor de choque.

Factor de velocidad, que dependen de la velocidad de la banda y del diámetro de los rodillos tabla 31.

Velocidad banda m/s	Diámetro de los rodillos mm						
	60	76	89-90	102	108-110	133-140	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

Tabla 31. Factor de velocidad.

4.6.3.1 Determinación de la carga estática de las estaciones de rodillos superiores e inferiores.

Cargas estáticas de estaciones de rodillos superiores

$$C_{al}: \left[l_0 - \left(m'G + \frac{Q_m}{3.6 * v} \right) * g \right] * [Fd * Fs * Fm] \dots \dots \dots (4.81)$$

Donde:

C_{al} : Carga estática de estaciones de rodillos superiores. (N)

l_0 : Distancia de separación de los rodillos superiores. (m)

$m'G$: Masa de la banda por metro lineal. (Kg/m)

v : velocidad de la banda. (m/s)

F_d : Factor de choque.

F_s : Factor de servicio.

F_m : Factor ambiental.

g : Aceleración de gravedad. (m/s²)

Carga de rodillos sometidos a mayor esfuerzo de la estación superior.

$$C_0 = C_{al} * F_p \dots \dots \dots (4.82)$$

Donde:

C_0 : Carga sobre el rodillo de mayor esfuerzo de la estación superior.

F_p : Factor de participación.

C_{al} : Carga estática de estaciones de rodillos superiores.

Carga estática de estaciones de rodillos inferiores.

$$C_r = [l_u * m'G * g] * [F_v * F_s * F_m] \dots \dots \dots (4.83)$$

Donde:

C_{al} : Carga estática de estaciones de rodillos inferiores. (N)

$m'G$: Masa de la banda por metro lineal. (Kg/m)

F_v : Factor de velocidad.

F_s : Factor de servicio.

F_m : Factor ambiental.

g : Aceleración de gravedad. (m/s²)

Carga de rodillo sometido a mayor esfuerzo de la estación inferior.

$$C_r = C_r * F_p \dots \dots \dots (4.84)$$

Donde:

C_r: Carga sobre el rodillo de mayor esfuerzo, estación inferior. (N)

F_p: Factor de participación:

C_R: Carga estática de rodillos inferiores. (N)

4.6.4 Selección de las características de los tambores.

El diseño de los tambores implica determinar. Los anchos de cara, los diámetros de cada tambor, la velocidad de giro de cada uno, la distancia entre apoyos, la carga que recibe el tambor y su par. A continuación se explicara detalladamente cada uno de estos conceptos.

4.6.4.1 Determinación del ancho de cara del tambor.

Para determinar el ancho de cara de los tambores es necesario conocer el ancho de la banda y aplicar las ecuaciones siguientes.

$$F = B + 0.05 \quad \text{si } B < 1. \dots \dots \dots (4.85)$$

$$F = B + 0.075 \quad \text{si } > 1. \dots \dots \dots (4.86)$$

Donde:

F: Ancho de cara del tambor. (m)

B: Ancho de banda. (m)

Se debe revisar el catalogo del fabricante para comprobar que existe el tamaño de cara del tambor que se requiere. En caso contrario, de debe seleccionar el mínimo ancho de cara ofrecido por el fabricante que cumpla las ecuaciones anteriores.

4.6.4.2. Determinación del diámetro de tambor.

La selección del diámetro de tambor apropiado depende principalmente del tipo y espesor de la banda seleccionada. Como se mencionó en capítulos anteriores, la banda consta de una carcasa compuesta de fibras sintéticas o de acero embebida en un recubrimiento de goma llamado cubierta. Cuando la cinta se enrolla sobre los tambores, las fibras internas se comportan como una lámina metálica curva, es decir, las fibras más alejadas del centro están sometidas a una mayor tensión que las más próximas.

Pueden aplicarse las formulas clásicas de resistencias de materiales para determinar las tensiones en la fibra exteriores de la banda en función del número de capas, los diámetros de los tambores y el esfuerzo tangenciales aplicando sobre la misma.

En este caso, el fabricante proporciona para cada tipo de banda, un coeficiente por el que hay que multiplicar el espesor de la carcasa y de esta forma nos da directamente el valor del diámetro para cada tipo de tambor. A continuación de muestra la ecuación para calcular el diámetro del tambor.

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d \dots \dots \dots (4.87)$$

Donde:

D_{Tr} : Diámetro del tambor. (mm)

D: Espesor de la carcasa de la banda. (mm)

C_{Tr} : Coeficiente dependiendo del tipo de material de la banda (ver tabla de fabricante Dunlop).

C_{TR}	Material de la carcasa de la banda
80	DUNLOFLEX / 2 Capas
95	TRIOFLEX / 3 Capas
108	SUPERFORT / Multicapa EP
138	FERROFLEX / Carcasa de tejido de acero
145	SILVERCORD / Cables de acero

Tabla 32. Coeficiente del tipo de material de la banda

Es importante determinar el valor del porcentaje de utilización de cada uno de los tabores, pues si es inferior al 0.6 %, el tamaño de algunos de los tambores se puede reducir en uno o dos valores por debajo del establecimiento por el cálculo anterior. Para determinar el 1 % de utilización se debe emplear la siguiente ecuación.

$$K_A = \frac{T_{max}}{B * kn} * 100 \dots \dots \dots (4.88)$$

Donde:

T_{max} : Tensión máxima de la banda. (N)

B: Ancho de banda. (mm)

K_n : Resistencia nominal a tracción de la banda. (N)

S: Coeficiente de seguridad. Para banda de cable de acero s=8,

Para el resto de bandas $s = 10$.

En la siguiente ilustración se puede observar los diferentes tipos de tambores (poleas) de una banda transportadora.

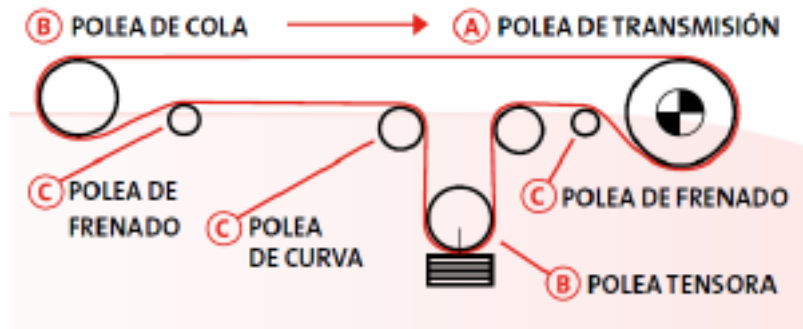


Ilustración 36. Tipo de poleas en una banda transportadora.

Si el valor de K_A está entre 0.3 y 0.6, los grupos de tambores del tipo A, B, C puede reducir su tamaño en una unidad.

Si el valor K_A es menor de 0.3 los grupos de tambores del tipo A y B, pueden reducir en dos unidades y el C en una unidad.

Si el valor de K_A es mayor de 0.6 se conserva el tamaño calculado de los grupos de tambores A, B, C.

4.6.4.3 Determinación de la velocidad, par y carga de los tambores.

Otros parámetros a determinar para el diseño de los tambores, son la velocidad de los tambores, el aumento de carga. Y el par que sufre el tambor motriz en el arranque.

Velocidad de los tambores.

$$n_t = \frac{v * 60}{D * \pi} \dots \dots \dots (4.89)$$

Donde:

N : Velocidad de los tambores (rpm)

V : Velocidad de la banda. (m/s)

D : Diámetro de cada tambor. (m)

Carga de tambor motriz en el arranque.

$$F_T = \frac{T_{A1} + T_{A2}}{g} \dots \dots \dots (4.90)$$

Donde:

F_T : Fuerza de carga del tambor motriz en arranque. (kgf)

T_{A1} : Fuerza de carga del tambor en el arranque. (N)

T_{A2} : Tensión del lado flojo en el arranque. (N)

g : Velocidad de gravedad (m/s^2)

Par o torsión que sufre el tambor motriz en el arranque.

$$M_A = F_A * \frac{D}{2} \dots \dots \dots (4.91)$$

Donde:

M_A : Par o torsión que sufre el tambor en el arranque. ($N*m$)

D : Diámetro del tambor motriz. (m)

F_A : Fuerza tangencial en el arranque. (N)

4.6.4.4 Determinación de las distancias de transición.

Para finalizar, se debe analizar las distancias de transición. Se le denomina distancia de transición al espacio existente entre la última estación de rodillos adyacentes al tambor de cabeza o de cola de una cinta transportadora y los tambores mismo. (Ver ilustración 37).

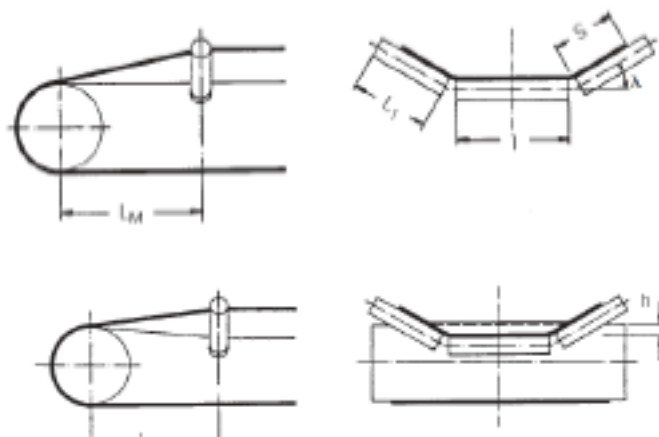


Ilustración 37. Longitudes de transición, con tambores sin elevar L_M y elevado L_{red}

A lo largo de este tramo la banda pasa de la configuración de artesa a configuración plana. Determinado por los ángulos de las estaciones portantes, a la plana del tambor y viceversa. Con ello los bordes de la banda son sometidos a una tensión adicional que actúa sobre los rodillos laterales. Generalmente la distancia de transición no tiene que ser inferior al ancho de la banda a fin de evitar sobre-esfuerzos.

En caso de que la distancia L_M sea superior al paso de las estaciones portantes, es conveniente introducir en el tramo de transición y en las estaciones con ángulo decrecientes unos rodillos laterales, llamados estaciones de transición. De este modo la banda pasa gradualmente de la configuración de artesa a la plana, evitando así tensiones perjudiciales.

Para determinar cada uno de los valores de las longitudes de transición debe resolver las siguientes ecuaciones.

$$L_M = x * s * \sin \lambda \dots \dots \dots (4.92)$$

$$h = \frac{S^2}{B} * \sin \lambda \dots \dots \dots (4.93)$$

$$L_{red} = x * (s * \sin \lambda - h) \dots \dots (4.94)$$

Siendo:

$$s = 0.5 (B - 1) \dots \dots \dots (4.95)$$

L_M : Distancia normal de transición. (mm)

S: Proción de la cinta en contacto con los rodillos. (mm)

l: Longitud de los rodillos. (mm)

λ : Ángulo de artesa.

L_{red} : Distancia de transición reducida por descenso h.

H: Elevación del polea.

X: Factor de carcasa, x= 8 para bandas textiles, x=16 para bandas con refuerzo de cable de acero.

Capítulo 5. Memoria de cálculo y selección de elementos.

5.1 Introducción.

En este capítulo se tomarán en cuenta los cálculos necesarios para la selección y análisis de los componentes del transportador con ayuda del catálogo de diseño del fabricante de

5.2 Capacidad volumétrica.

La capacidad de producción de azúcar de caña actual en el ingenio Huixtla es de 70 T/h. Se plantea en un futuro una mayor producción con la modernización del mismo. Se tomará en cuenta, esta propuesta para sobre-calcular el transportador apto para su capacidad con una mayor producción.

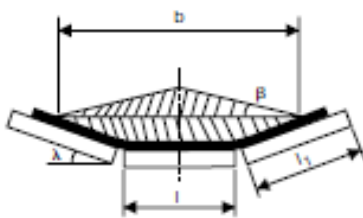
La configuración del transportador será en artesa por su mayor capacidad y buen manejo del material, con un ancho de banda de 800 mm, ángulo de sobrecarga del azúcar de 20° la capacidad de carga de 289 m³/h.

- *Todas las tablas y ecuaciones serán proporcionada por el catálogo de diseño del fabricante Dunlop (ver anexo 1).*

$$Q_v = 289 \frac{m^3}{h} \dots \dots (5.1)$$

Theoretical Volume Stream Q_v (m³/h)

3 Roll Troughing Idlers



Belt Width B (mm)	Surcharge Angle β	Troughing Angle λ				
		20°	30°	35°	40°	45°
400	0	21	30	34	-	-
	10	35	43	47	-	-
	15	42	50	53	-	-
	20	50	57	60	-	-
500	0	36	51	58	-	-
	10	59	73	79	-	-
	15	72	84	90	-	-
	20	85	97	102	-	-
650	0	67	95	108	118	127
	10	109	134	145	153	159
	15	131	155	165	176	176
	20	155	176	184	190	193
800	0	105	149	168	185	198
	10	171	210	227	240	249
	15	206	243	257	268	276
	20	243	276	289	299	303

Tabla 33. Capacidad de carga teórica, apéndice A2 Catalogo de diseño DUNLOP.

5.3 Flujo de carga (valor efectivo).

Con ayuda de la ecuación de flujo de carga del catálogo tenemos:

$$Q_m = Q_v * \rho * \varphi \dots \dots (5.2)$$

$\rho = 0.995 \frac{T}{m^3}$ Densidad de azucar a transportar.

$\varphi =$ factor de inclinacion

$$\varphi = \varphi_1 * \varphi_2 \dots \dots (5.3)$$

$\varphi_1 = 0.985$ Factor de inclinacion, tabla 11.6

$\varphi_2 = 0.8$ factor de condicion de trabajo, tabla pag. 11.6

Por lo tanto el flujo de carga es:

$$Q_m = 289 \frac{m^3}{h} * 0.995 \frac{T}{m^3} * (0.985 * 0.8); Q_m = 226.59 T/h$$

5.4 Calculo y selección de componentes de banda tramo 1.

Datos:

Capacidad de carga Q_m : 226.59 T/h

Densidad del material a transportar ρ : 0.995 T/m³

Capacidad de llenado del transportador 31 %

Longitud del transportador $L = 18.038$ m

Ancho de banda $B = 800$ mm

Ángulo de rodillo en artesa $\lambda = 34^\circ$

Ángulo de sobrecarga del material $\beta = 20^\circ$

5.4.1 Calculo de potencia parcial (calculo corto).

Potencia en vacío

(5.4)

$$P_1 = \frac{C_B * v + Q_m}{C_L * K_F}; P_1 = \frac{108 * 1 + 226.59}{304 * 0.87} \therefore P_1 = 1.265 Kw$$

$C_B = 108$, Factor de ancho de banda tabla de pág. 11.7

$C_L = 304$, Factor de longitud de tranpotador tabla de pág. 11.8

$K_F = 0.87$, Factor de condiciones de trabajo (polvorintas) tabla pág. 11.8

$Q_m = 226.59 \frac{T}{h}$, Flujo de carga

Potencia para
levantar (5.4)

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367}; P_2 = \frac{1.57 * 226.59}{367} \therefore P_2 = 0.969 \text{ kw}$$

$H = 1.57 \text{ m}$, altura de transportador

$$Q_m = 226.59 \text{ T/h}$$

Potencia requerida en la polea
(5.5)

$$P_T = P_1 + P_2 \therefore P_T = 2.234 \text{ kw}$$

Potencia requerida en el motor.
(5.6)

$$P_m = \frac{P_T}{\eta}; P_m = \frac{2.234}{0.85} \therefore P_m = 2.62 \text{ kw}$$

Potencia nominal del motor.
(5.7)

$$P_N = 3 \text{ kw}$$

5.4.2 Resistencia a la ruptura.

Capacidad de resistencia
a la ruptura (5.7)

$$K = \frac{C_R * P_T}{C_V * v}; K = \frac{21 * 2.234}{0.90 * 1} \therefore K = 52.126 \text{ N/mm}$$

$C_R = 21$, Factor de fricción tabla pág. 11.9

$C_V = 0.90$, Factor de pérdida de fuerza tabla pág. 11.9

5.4.3 Selección de banda

Banda seleccionada

18.038 m	800mm	DUNLOPLAST	2+2 mm	PVC
-----------------	--------------	-------------------	---------------	------------

Calidad PVC FDA: color blanco Para el transporte de productos alimenticios Resistente a grasas, aceites y solventes. Rango de temperatura: $-15^\circ \text{ a } +80^\circ \text{ C}$

5.4.4 Potencia necesaria en motor (cálculo de análisis).

5.4.3.1 Fuerza tangencial

Antes de calcular la fuerza tangencial necesitamos calcular la masa lineal de la banda (m^G), rodillos (m^R) y la del material (m^L), y las resistencias (F_H , F_N , F_{st} , F_s).

Carga debida
Por los rodillos
(5.8)

$$m^R = \frac{m^Ro}{l_o} + \frac{m^Ru}{l_u}; m^R = \frac{22.67}{1.2} + \frac{13.60}{2.4} \therefore m^R = 24.558 \text{ kg/m}$$

$m^Ro = 22.67 \text{ kg}$ carga debido a rodillos superiores (catalogo superior CEMA)
 $m^Ru = 13.60 \text{ kg}$, carga debida a rodillos inferiores de retorno (C. superior CEMA)
 $l_o = 1.2 \text{ m}$, longitud para rodillos superiores recomendaciones DUNLOP pág. 11.3
 $l_u = 2.4 \text{ m}$, Longitud para rodillos inferiores de retorno recomendaciones DUNLOP pág. 11.3

Carga debido
A la banda
(5.9)

$$m^G = m^G * B; m^G = 11.25 * 0.8 \therefore m^G = 9 \text{ kg/m}$$

$m^G = 11.25 \text{ kg}$ masa por m^2 , Apendice C3 catalogo de diseño DUNLOP
 $B = 800 \text{ mm}$, Ancho de banda.

Carga debido
Al material.
(5.10)

$$m^L = \frac{Q_m}{3.6 * v}; m^L = \frac{226.59}{3.6 * 1} \therefore m^L = 62.94 \text{ kg/m}$$

$Q_m = 226.59 \frac{t}{h}$, flujo volumetrico del material a transportar
 $v = 1 \frac{m}{s}$, Velocidad

Resistencia
principal.
(5.11)

$$F_H = f * L * g * [m^R + (2 * m^G + m^L) * \cos \delta]$$

$F_H = 0.027 * 18.038 * 9.81 * [24.558 + (2 * 9 + 62.94) * \cos 5] \therefore F_H = 502.56 \text{ N}$
 $f = 0.027$, coeficiente de friccion (condiciones polvorientas) tabla pág. 12.4
 $L = 18.038 \text{ m}$, longitud de transportador
 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, aceleracion de gravedad

Resistencia
Secundaria.
(5.12)

$$F_N = (C - 1) * F_H; F_N = (3.29 - 1) * 502.56 \therefore F_N = 1150.88 \text{ N}$$

$C = 3.29$, coeficiente de longitud de banda, grafico pag. 12,3 DUNLOP
 $F_H =$ Resistencia principal E5.11

Resistencia
a la pendiente.
(5.13)

$$F_{st} = H * g * m`L; F_{st} = 1.57 * 9.81 * 62.94 \therefore F_{st} = 969.38 N$$

$H = 1.57 m$, altura del transportador.
 $g = 9.81 m/s^2$, Aceleración de la gravedad
 $m`L = Carga debido al material E5.10$

Resistencias
especiales.
(5.14)

El transportador no cuenta con resistencias especiales debido a que contará con polea inducida autolimpiables, eliminando así accesorios de limpiezas

Fuerza
tangencial.
(5.15)

$$F_U = F_H + F_N + F_{st} + F_s; F_U = 502.56 + 1150.88 + 969.38 \therefore F_U = 2,622.82 N$$

Potencia
en la polea
(5.16)

$$P_T = \frac{F_U * v}{1000}; P_T = \frac{2,622.82 * 1}{1000} \therefore P_T = 2.622 kw$$

$v = 1 \frac{m}{s}$, Velocidad.
 $F_U = Fuerza tangencial E5.15$

Potencia
en el motor
(5.17)

$$P_M = \frac{P_T}{\eta}; P_M = \frac{2.622}{0.85} \therefore P_M = 3.0856 kw$$

$P_M = potencia en la polea E5.16$
 $\eta = 0.85$, eficiencia de motorreductor a instalar (Sumitomo ver catalogo)

Potencia nominal del motor.
(5.18)

$$P_N = 3.7 KW \approx 5 HP$$

5.4.5 Tensión mínima de la correa.

$$(5.19) \quad T_{min} = \frac{(m`L + m`G) * g * lo}{8 * h_{rel}}; T_{min} = \frac{(62.94 + 9) * 9.81 * 1.2}{8 * 0.01} \therefore T_{min} = 10,581.55 \text{ N}$$

$m`L = \text{carga debido al material E5.10}$

$m`G = \text{Carga debido a la banda E5.9}$

$h_{rel} = 0.005 \text{ a } 0.015 \text{ para el lado de transporte}$

5.4.6 Factor de acoplamiento.

El Motorreductor cuenta con un acoplamiento rígido por lo que se analizara a continuación.

$$(5.20) \quad F_A = K_A * \frac{P_N * \eta * 1000}{v}; F_A = 2 * \frac{3.7 * 0.85 * 1000}{1} \therefore F_A = 6,290 \text{ N}$$

$K_A = 2 \text{ Factor de arranque.}$

$P_N = \text{Potencia nominal de motor E5.18}$

$\eta = \text{Eficiencia de motor}$

$v = \text{Velocidad de operacion.}$

5.4.7 Aceleración.

$$\text{Aceleración} \quad a_A = \frac{F_A - F_u}{L * (m`R_{red} + 2 m`G + m`L)}; a_A = \frac{6,290 - 2,622.82}{18.038 * (22.1022 + 2 * 9 + 62.94)} \therefore 1.973 \text{ m/s}^2$$

$$(5.21) \quad m`R_{red} = 0.9 * m`R, m`R \text{ E5.8}$$

$m`G = \text{Carga debido a la banda E5.9}$

$m`L = \text{Carga debida al material E5.10}$

$L = 18.038 \text{ m, Longitud del transportador}$

Tiempo de aceleración (5.22)

$$t_A = v/a_A; t_A = 1/1.973 \therefore t_A = 0.5068 \text{ s}$$

Distancia de aceleración (5.23)

$$S_A = v * t_A/2; S_A = 1 * 0.5068/2 \therefore S_A = 0.2534 \text{ m}$$

5.4.8 Resistencias individuales.

Resistencia principal (5.11)

$$F_H = 502.56 \text{ N}$$

Resistencia secundaria (5.12)

$$F_N = 1150.88 \text{ N}$$

Lado transporte:

$$F_o = f * L * g * (m`R_o + m`G + m`L); F_o = 0.027 * 18.038 * 9.81 * (18.89 + 9 + 62.94)$$

$$F_o = 432.527 \text{ N}$$

Lado retorno:

$$F_u = f * L * g * (m`R_u + m`G); F_u; 0.027 * 18.038 * 9.81 * (5.66 + 12.64) \therefore F_u = 87.46 \text{ N}$$

Resistencia a la fricción. (5.24), (5.25)

$f = 0.027$ factor de fricción (condiciones polvorientas) tabla pág. 12.4

$m`R_o = m`R_o / l_o$, Carga lineal de rodillos superiores (lado transporte).

$L = 18.038 \text{ m}$, longitud del transportador.

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ aceleración de la gravedad

$m`R_u = m`R_u / l_u$, Carga lineal de rodillos inferior (lado retorno).

superior (lado carga)

$$F_{sto} = H * g * (m`G + m`L); F_{sto} = 1.57 * 9.81 * (9 + 62.94) \therefore F_{sto} = 1107.99 \text{ N}$$

Inferior (lado retorno)

$$F_{stu} = H * g * m`G; F_{stu} = 1.57 * 9.81 * 62.94 \therefore F_{stu} = 969.39 \text{ N}$$

Resistencia a la pendiente (5.26), (5.27)

$H = 1.57 \text{ m}$, Altura del transportador

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ aceleración de la gravedad

$m`G =$ Carga debido a la banda .

$m`L =$ Carga debido al material.

Resistencia
a la inercia.
(5.28), (5.29)

Superior (Lado carga)

$$F_{ao} = L * aA * (m`R_{edo} + m`G + m`L); F_{ao} = 18.038 * 1.973 * (17.0025 + 9 + 62.94)$$

$$\therefore F_{ao} = 3165.12 N$$

Inferior (lado retordo)

$$F_{au} = L * aA * (m`R_{edu} + m`G); F_{au} = 18.038 * 1.973 * (5.1 + 9) \therefore F_{au} = 503.47 N$$

$L = 18.038$, longitud del tranportador

$aA = 1.973 \text{ m/s}^2$, Aceleracion del tranportador.

$$m`R_{edo} = 0.9 * m`Ro$$

$$m`R_{edu} = 0.9 * m`Ru$$

$m`G = \text{Carga dedido a la banda.}$

$m`L = \text{carga debido al material.}$

5.4.9 Calculo de tensiones en la banda.

El diseño seleccionado y sencillo será de *unidad de cabezal de polea individual*.

Determinación de las tensiones puntuales (T1 a T4 y TA1 a TA4 con la ayuda de Resistencias individuales (para fuerza periférica $F_U \geq 0$. positivo)

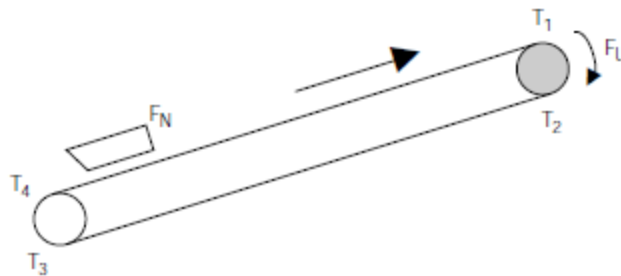


Ilustración 38. Unidad de cabezal de polea individua tramo 1.

$$\begin{aligned} T_{A2} &= F_A * C_{2A} \\ T_{A3} &= T_{A2} + F_U - F_{stu} + F_{au} \\ T_{A4} &= T_{A3} \\ T_{A1} &= T_{A4} + F_N + F_O + F_{sto} + F_{ao} \end{aligned}$$

Ilustración 39. Tensiones de banda en estado no estable tramo 1

$$\begin{aligned} T_2 &= F_U * C_2 \\ T_3 &= T_2 + F_U - F_{stu} \\ T_4 &= T_3 \\ T_1 &= T_4 + F_N + F_O + F_{sto} \end{aligned}$$

Ilustración 40. Tensiones de banda en estado estable tramo 1

Factor de accionamiento
lado flojo estado estable.
(5.30)

$$C_2 = \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}; C_2 = \frac{1}{e^{0.35 \cdot 2.57} - 1} \therefore C_2 = \mathbf{0.685}$$

$\mu = 0.35$ coeficiente de fricción, tabla pàg. 11.9
 $\alpha = 0.5$, valor E. 180 ángulo de abrace de polea, tabla pág. 12.11

Factor de accionamiento
lado apretado estado
estable (5.31)

$$C_1 = 1 + C_2; C_1 = 1 + 0.685 \therefore C_1 = \mathbf{1.685}$$

Factor de accionamiento
lado apretado estado no
estable. (5.32)

$$C_{1A} = 1 + C_{A2} = 1 + \frac{1}{e^{\mu A \cdot \alpha} - 1}; 1 + \frac{1}{e^{0.4 \cdot 2.57} - 1} \therefore C_{1A} = \mathbf{1.556}$$

$\mu A = \mu + 0.05$

Factor de accionamiento
lado flojo estado estable.
(5.30)

$$C_{A2} = \frac{1}{e^{\mu A \cdot \alpha} - 1}; C_2 = \frac{1}{e^{0.40 \cdot 2.57} - 1} \therefore C_2 = \mathbf{0.556}$$

$\mu A = \mu + 0.05$

Calculando las tensiones secuencialmente de T1 a T4 en estado estable tenemos;
(5.31)

$$T_2 = F_U \cdot C_2; T_2 = 2622.82 \cdot 0.685 \therefore T_2 = \mathbf{1,796.63 N}$$

$$T_3 = T_2 + F_U - F_{Stu}; T_3 = 1769.63 + 2622.82 - 969.39 \therefore T_3 = \mathbf{3,423.06 N}$$

$$T_3 = T_4$$

$$T_1 = T_4 + F_N + F_{Sto} + F_o; T_1 = 3423.06 + 1150.88 + 1107.99 + 432.527 \therefore T_1 = \mathbf{6,114.457 N}$$

Calculando las tensiones secuencialmente de T1 a T4 en estado no estable tenemos;

(5.32)

$$T_{A2} = F_A * C_{2A}; T_2 = 6290 * 0.556 \therefore T_{A2} = 3,497.24 N$$

$$T_{A3} = T_{A2} + F_U - F_{Stu} + F_{au}; T_3 = 3497.24 + 2622.82 - 969.39 + 503.47 \therefore T_{A3} = 5,654.14 N$$

$$T_{A3} = T_{A4}$$

$$T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_o + F_{Sto} + F_{ao}; T_{A1} = 5654.14 + 1150.88 + 432.527 + 1107.99 + 3165.12 \therefore$$

$$T_{A1} = 11,510.657 N$$

Para el diseño en su momento de mantendrá en un estado estable con una producción 70 T/h

Con una capacidad del transportador de 30% de su capacidad. En un futuro se pretende incrementar la producción al doble que el actual, por lo que el transportador tendrá la capacidad suficiente para esa producción. Aun así restándole capacidad disponible.

5.4.10 Selección de poleas.

Selección de polea con ayuda del catálogo de diseño DUNLOP.

Diámetro de polea.

(5.32)

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d; D_{Tr} = 100 * 5 \therefore D_{Tr} = 500 mm$$

C_{Tr} = Valor para el material de envoltura de la carcasa, es decir, tipo de banda, Tabla de pág. 11.10 Dunlop
d = Espesor del canal ver apendice C

GROUP	APPLICATION
A	Pulleys in the areas of high belt stress. Drive Pulleys
B	Pulleys in areas of low belt stress. Tail Pulleys
C	Pulleys with an angle of wrap $\alpha \leq 90^\circ$, Deflection or snub Pulleys

Tabla 33. Grupo de poleas

La polea a instalar pertenece al grupo B según la norma DIN en bandas transportadoras por lo que se selecciona en la siguiente tabla.

Pulley Diameter D_{Tr} (mm)	Diameter Of Pulley Groups (mm)		
	A	B	C
100	100	-	-
125	125	100	-
160	160	125	100
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1400	1400	1250	1000
1600	1600	1250	1000
1800	1800	1400	1250
2000	2000	1600	1250

Tabla 34. Tamaño de polea referente a grupo.

El diámetro de la polea motriz seleccionar será el del grupo B de diámetro 400 mm, pero se instalara una de 375 mm de diámetro por existencia en almacén en fábrica.

$$D_A = 375 \text{ mm}$$

El diámetro de la polea tensora seleccionar será de diámetro 305 mm, por especificaciones de Dunlop tabla de apéndice K1.

Torque máximo

de polea.

(5.33)

$$M_A = \frac{T_{max} * D_A}{2}; M_A = \frac{6,645.357 * 0.375}{2} \therefore M_A = 1246 \text{ N * m}$$

5.4.11 Longitud de transición.

(5.34)

$$L_M = x * S * \sin \lambda; L_M = 8 * 259.55 * \sin 35 \therefore L_M = 1190.97 \text{ mm}$$

$x =$ Factor de carcasa, $x = 8$ para bandas textiles, $x = 16$ para otras bandas

$S =$ Parte de la correa en contacto con el rodillo tensor lateral, $S = 0.5 * (B - l)$

$$S = 0.5 * (800 - 280.89)$$

$\lambda = 35$, ángulo de artesa.

$B =$ Ancho de banda

Longitud de transición reducida

$$L_{red} = x * (S * \sin \lambda - h); L_{red} = 8 * (259.55 * \sin 35 - 84.20) \therefore L_{red} = 517.37 \text{ mm}$$

$$h = \frac{S^2}{B}, \text{ Polea elevadora}$$

5.5 Cálculo y selección de componentes de banda tramo 2.

Datos:

Capacidad de carga Q_m : 226.59 T/h

Densidad del material a transportar ρ : 0.995 T/m³

Capacidad de llenado del transportador 31 %

Longitud del transportador L = 24.547 m

Ancho de banda B = 800 mm

Ángulo de rodillo en artesa λ = 35°

Ángulo de sobrecarga del material β = 20°

Altura del transportador H = 2.99 m

Velocidad= 3 m/s

5.5.1 Cálculo de potencia parcial (cálculo corto).

Potencia en vacío

(5.4)

$$P_1 = \frac{C_B * v + Q_m}{C_L * K_F}; P_1 = \frac{108 * 3 + 226.59}{253.26 * 0.87} \therefore P_1 = 2.499 \text{ Kw}$$

$C_B = 108$, Factor de ancho de banda tabla de pág. 11.7

$C_L = 253.36$, Factor de longitud de transportador tabla de pág. 11.8

$K_F = 0.87$, Factor de condiciones de trabajo (polvorintas) tabla pág. 11.8

$Q_m = 226.59 \frac{T}{h}$, Flujo de carga

Potencia para

levantar (5.4)

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367}; P_2 = \frac{2.99 * 226.59}{367} \therefore P_2 = 1.84 \text{ kw}$$

$H = m$, altura de transportador

$Q_m = 226.59 \text{ T/h}$

Potencia requerida en la polea

(5.5)

$$P_T = P_1 + P_2 \therefore P_T = 4.299 \text{ kw}$$

Potencia requerida en el motor.

(5.6)

$$P_m = \frac{P_T}{\eta}; P_m = \frac{4.299}{0.85} \therefore P_m = 5.05 \text{ kw}$$

Potencia nominal del motor.
(5.7)

$$P_N = 5.5 \text{ kw } \acute{o} \text{ 7.5 Hp}$$

5.5.2 Resistencia a la ruptura.

Capacidad de resistencia
A la ruptura (5.57)

$$K = \frac{C_R * P_T}{C_V * v}; K = \frac{21 * 5.05}{0.90 * 3} \therefore K = 39.27 \text{ N/mm}$$

$C_R = 21$, Factor de fricción tabla pág. 11.9
 $C_V = 0.90$, Factor de pérdida de fuerza tabla pág. 11.9

5.5.3 Selección de banda

Banda seleccionada

24.547 m	800mm	DUNLOPLAST	2+2 mm	PVC
-----------------	--------------	-------------------	---------------	------------

Calidad PVC FDA: color blanco Para el transporte de productos alimenticios Resistente a grasas, aceites y solventes. Rango de temperatura: -15 ° a + 80 ° C

5.5.4 Potencia necesaria en motor (cálculo de análisis).

5.4.3.1 Fuerza tangencial

Antes de calcular la fuerza tangencial necesitamos calcular la masa lineal de la banda ($m`G$), rodillos ($m`R$) y la del material ($m`L$). Y las resistencias (F_H , F_N , F_{st} , F_s).

Carga debida
por los rodillos
(5.8)

$$m`R = \frac{m`Ro}{l_o} + \frac{m`Ru}{l_u}; m`R = \frac{22.67}{1.2} + \frac{13.60}{2.4} \therefore m`R = 24.558 \text{ kg/m}$$

$m`Ro = 22.67 \text{ kg}$ carga debido a rodillos superiores (catalogo superior CEMA)
 $m`Ru = 13.60 \text{ kg}$, carga debida a rodillos inferiores de retorno (C. superior CEMA)
 $l_o = 1.2 \text{ m}$, longitud para rodillos superiores recomendaciones DUNLOP pág. 11.3
 $l_u = 2.4 \text{ m}$, Longitud para rodillos inferiores de retorno recomendaciones DUNLOP pág. 11.3

Carga debido
a la banda
(5.9)

$$m`G = m`G * B; m`G = 11.25 * 0.8 \therefore m`G = 9 \text{ kg/m}$$

$m`G = 11.25 \text{ kg}$ masa por m^2 , Apendice C3 catalogo de diseño DUNLOP
 $B = 800 \text{ mm}$, Ancho de banda.

Carga debido al material.

(5.10)

$$m'L = \frac{Q_m}{3.6 * v}; m'L = \frac{226.59}{3.6 * 3} \therefore m'L = 20.98 \text{ kg/m}$$

$Q_m = 226.59 \frac{t}{h}$, flujo volumetrico del material a transportar

$v = 3 \frac{m}{s}$, Velocidad

Resistencia principal.

(5.11)

$$F_H = f * L * g * [m'R + (2 * m'G + m'L) * \cos \delta]$$

$F_H = 0.027 * 24.548 * 9.81 * [24.558 + (2 * 9 + 20.98) * \cos 7] \therefore F_H = 411.23 \text{ N}$

$f = 0.027$, coeficiente de friccion (condiciones polvorientas) tabla pág. 12.4

$L = 24.558 \text{ m}$, longitud de transportador

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$, aceleracion de gravedad

Resistencia secundaria.

(5.12)

$$F_N = (C - 1) * F_H; F_N = (2.9 - 1) * 411.23 \therefore F_N = 781.33 \text{ N}$$

$C = 2.9$, coeficiente de longitud de banda, grafico pag. 12.3 DUNLOP

$F_H =$ Resistencia principal E5.11

Resistencia a la pendiente.

(5.13)

$$F_{st} = H * g * m'L; F_{st} = 2.992 * 9.81 * 62.94 \therefore F_{st} = 1,847.38 \text{ N}$$

$H = 2.99 \text{ m}$, altura del transportador.

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$, Aceleración de la gravedad

$m'L =$ Carga debido al material E5.10

Resistencias especiales.

(5.14)

El transportador no cuenta con resistencias especiales debido a que contará con polea inducida autolimpiables, eliminando así accesorios de limpiezas

Fuerza tangencial.

(5.15)

$$F_U = F_H + F_N + F_{st} + F_s; F_U = 411.23 + 781.33 + 1847.38 \therefore F_U = 3,039.9 \text{ N}$$

Potencia
en la polea
(5.16)

$$P_T = \frac{F_U * v}{1000}; P_T = \frac{3,039.94 * 3}{1000} \therefore P_T = 9.1198 \text{ kw}$$

$$v = 3 \frac{m}{s}, \text{Velocidad.}$$

$F_U = \text{Fuerza tangencial E5.15}$

Potencia
en el motor
(5.17)

$$P_M = \frac{P_T}{\eta}; P_M = \frac{9.1198}{0.85} \therefore P_M = 10.72 \text{ kw}$$

$P_M = \text{potencia en la polea E5.16}$

$\eta = 0.85, \text{eficiencia de motorreductor a instalar (Sumitomo ver catalogo)}$

Potencia nominal del motor.
(5.18)

$$P_N = 11 \text{ Kw} \approx 15 \text{ HP}$$

5.5.5 Tensión mínima de la correa.

(5.19)

$$T_{min} = \frac{(m`L + m`G) * g * l_0}{8 * h_{rel}}; T_{min} = \frac{(20.98 + 9) * 9.81 * 1.2}{8 * 0.01} \therefore T_{min} = 4411.557 \text{ N}$$

$m`L = \text{carga debido al material E5.10}$

$m`G = \text{Carga debido a la banda E5.9}$

$h_{rel} = 0.005 \text{ a } 0.015 \text{ para el lado de transporte}$

5.5.6 Factor de acoplamiento.

El Motorreductor cuenta con un acoplamiento rígido por lo que se analizara a continuación.

$$F_A = K_A * \frac{P_N * \eta * 1000}{v}; F_A = 2 * \frac{11 * 0.85 * 1000}{3} \therefore F_A = 3116.66 N$$

(5.20) $K_A = 2$ Factor de arranque.
 $P_N =$ Potencia nominal de motor E5.18
 $\eta =$ Eficiencia de motor
 $v =$ Velocidad de operacion.

5.5.7 Aceleración.

Aceleración

$$a_A = \frac{F_A - F_u}{L * (m`R_{red} + 2 m`G + m`L)}; a_A = \frac{3116.66 - 2,622.82}{24.547 * (22.1022 + 2 * 9 + 20.98)} \therefore 0.329 m/s^2$$

(5.21) $m`R_{ed} = 0.9 * m`R, m`R$ E5.8
 $m`G =$ Carga debido a la banda E5.9
 $m`L =$ Carga debida al material E5.10
 $L = 18.038 m,$ Longitud del transportador

Tiempo de aceleración (5.22)

$$t_A = v/a_A; t_A = 3/0.329 \therefore t_A = 9.11 s$$

Distancia de aceleración (5.23)

$$S_A = v * t_A/2; S_A = 3 * 9.11/2 \therefore S_A = 13.665 m$$

5.5.8 Resistencias individuales.

Resistencia
principal (5.11)

$$F_H = 411.23 \text{ N}$$

Resistencia
secundaria (5.12)

$$F_N = 781.33 \text{ N}$$

Resistencia
a la fricción.
(5.24), (5.25)

Lado transporte:

$$F_o = f * L * g * (m^R_o + m^G + m^L); F_o = 0.027 * 24.547 * 9.81 * (18.89 + 9 + 20.98)$$

$$F_o = 317.74 \text{ N}$$

Lado retorno:

$$F_u = f * L * g * (m^R_u + m^G); F_u; 0.027 * 24.547 * 9.81 * (5.66 + 12.64) \therefore F_u = 118.9 \text{ N}$$

$f = 0.027$ factor de fricción (condiciones polvorientas) tabla pág. 12.4

$m^R_o = m^R_o / l_o$, Carga lineal de rodillos superiores (lado transporte).

$L = 24.547 \text{ m}$, longitud del transportador.

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ aceleración de la gravedad

$m^R_u = m^R_u / l_u$, Carga lineal de rodillos inferior (lado retorno).

Resistencia
a la pendiente
(5.26), (5.27)

superior (lado carga)

$$F_{sto} = H * g * (m`G + m`L); F_{sto} = 2.99 * 9.81 * (9 + 20.98) \therefore F_{sto} = 879.37 N$$

Inferior (lado retorno)

$$F_{stu} = H * g * m`G; F_{stu} = 2.99 * 9.81 * 20.98 \therefore F_{stu} = 615.38 N$$

H = 2.99 m, Altura del transportador

g = 9.81 m/s² aceleracion de la gravedad

m`G = Carga debido a la banda .

m`L = Carga debido al material.

Resistencia
a la inercia.
(5.28), (5.29)

Superior (Lado carga)

$$F_{ao} = L * aA * (m`R_{edo} + m`G + m`L); F_{ao} = 24.547 * 0.329 * (17.0025 + 9 + 20.98) \\ \therefore F_{ao} = 379.84 N$$

Inferior (lado retordo)

$$F_{au} = L * aA * (m`R_{edu} + m`G); F_{au} = 24.547 * 0.329 * (5.1 + 9) \therefore F_{au} = 114.87 N$$

L = 24.547, longitud del tranportador

aA = 0.329 m/s², Aceleracion del transportador.

*m`R_{edo} = 0.9 * m`Ro*

*m`R_{edu} = 0.9 * m`Ru*

m`G = Carga dedido a la banda.

m`L = carga debido al material.

5.5.9 Calculo de tensiones en la banda.

El diseño seleccionado y sencillo será de *unidad de cabezal de polea individual*.

Determinación de las tensiones puntuales (T1 a T4 y TA1 a TA4 con la ayuda de Resistencias individuales (para fuerza periférica $F_U \geq 0$. positivo)

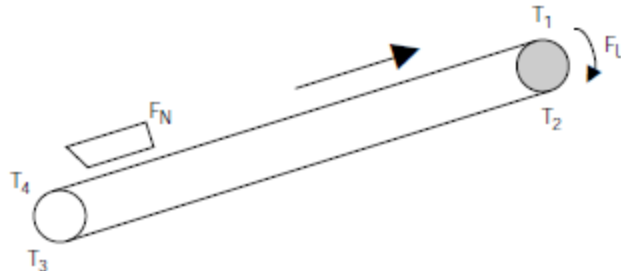


Ilustración 41. Unidad de cabezal de polea individual tramo 2

$$\begin{aligned} T_2 &= F_U * C_2 \\ T_3 &= T_2 + F_U - F_{stu} \\ T_4 &= T_3 \\ T_1 &= T_4 + F_N + F_O + F_{sto} \end{aligned}$$

Ilustración 42. Tensiones de banda en estado estable tramo 2.

$$\begin{aligned} T_{A2} &= F_A * C_{2A} \\ T_{A3} &= T_{A2} + F_U - F_{stu} + F_{au} \\ T_{A4} &= T_{A3} \\ T_{A1} &= T_{A4} + F_N + F_O + F_{sto} + F_{ao} \end{aligned}$$

Ilustración 43. Tensiones en estado no estable en tramo 2.

Factor de accionamiento
lado flojo estado estable.
(5.30)

$$C_2 = \frac{1}{e^{\mu * \alpha - 1}}; C_2 = \frac{1}{e^{0.35 * 2.57 - 1}} \therefore C_2 = \mathbf{0.685}$$

$\mu = 0.35$ coeficiente de fricción, tabla pàg. 11.9
 $\alpha = 0.5$, valor E. 180 ángulo de abrace de polea, tabla pág. 12.11

Factor de accionamiento
lado apretado estado
Estable (5.31)

$$C_1 = 1 + C_2; C_1 = 1 + 0.685 \therefore C_1 = \mathbf{1.685}$$

Factor de accionamiento
lado apretado estado no
estable. (5.32)

$$C_{1A} = 1 + C_{A2} = 1 + \frac{1}{e^{\mu A \alpha} - 1}; 1 + \frac{1}{e^{0.4 * 2.57} - 1} \therefore C_{1A} = 1.556$$

$$\mu A = \mu + 0.05$$

Factor de accionamiento
lado flojo estado estable.
(5.30)

$$C_{A2} = \frac{1}{e^{\mu A \alpha} - 1}; C_2 = \frac{1}{e^{0.40 * 2.57} - 1} \therefore C_2 = 0.556$$

$$\mu A = \mu + 0.05$$

Calculando las tensiones secuencialmente de T1 a T4 en estado estable tenemos;
(5.31)

$$T_2 = F_A * C_2; T_2 = 3116.66 * 0.685 \therefore T_2 = 2134.91 \text{ N}$$

$$T_3 = T_2 + F_U + F_{Stu}; T_3 = 2134.91 + 3039.66 - 615.38 \therefore T_3 = 4559.19 \text{ N}$$

$$T_3 = T_4$$

$$T_1 = T_4 + F_N + F_O + F_{Stu}; T_1 = 4559.19 + 718.33 + 317.74 + 615.38 \therefore T_1 = 5492.31 \text{ N}$$

Calculando las tensiones secuencialmente de T1 a T4 en estado no estable tenemos;

E5.32

$$T_{A2} = F_A * C_{2A}; T_2 = 3116.66 * 0.556 \therefore T_{A2} = 1732.86 \text{ N}$$

$$T_{A3} = T_{A2} + F_U - F_{Stu} + F_{au}; T_3 = 1732.86 + 3039.9 - 615.38 + 114.87 \therefore T_{A3} = 4,272.25 \text{ N}$$

$$T_{A3} = T_{A4}$$

$$T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_O + F_{Sto} + F_{ao}; T_{A1} = 4,272.25 + 781.33 + 317.74 + 879.37 + 379.84 \therefore$$

$$T_{A1} = 6630.53 \text{ N}$$

Para el diseño en su momento de mantendrá en un estado estable con una producción 70 T/h

Con una capacidad del transportador de 30% de su capacidad. En un futuro se pretende incrementar la producción, por lo que el transportador tendrá la capacidad suficiente para esa producción. Aun así restándole capacidad disponible.

5.5.10 Selección de poleas.

Selección de polea con ayuda del catálogo de diseño DUNLOP.

5.4.10.1 Diámetro de polea.

(5.32)

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d; D_{Tr} = 100 * 5 \therefore D_{Tr} = 500 \text{ mm}$$

C_{Tr} = Valor para el material de envoltura de la carcasa, es decir, tipo de banda, Tabla de pág. 11.10 Dunlop
 d = Espesor del canal ver apendice C

GROUP	APPLICATION
A	Pulleys in the areas of high belt stress. Drive Pulleys
B	Pulleys in areas of low belt stress. Tail Pulleys
C	Pulleys with an angle of wrap $\alpha \leq 90^\circ$, Deflection or snub Pulleys

Tabla 33. Grupo de poleas.

La polea a instalar pertenece al grupo B según la norma DIN en bandas transportadoras por lo que se selecciona en la siguiente tabla.

Pulley Diameter D_{Tr} (mm)	Diameter Of Pulley Groups (mm)		
	A	B	C
100	100	-	-
125	125	100	-
160	160	125	100
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1400	1400	1250	1000
1600	1600	1250	1000
1800	1800	1400	1250
2000	2000	1600	1250

Tabla 34. Tamaño de polea a grupo

El diámetro de la polea motriz seleccionará será el del grupo B de diámetro 400 mm, pero se instalará una de 375 mm de diámetro.

$$D_A = 375 \text{ mm}$$

El diámetro de la polea tensora seleccionará será de diámetro 305 mm, por especificaciones de Dunlop tabla de apéndice K1.

5.4.10.2 Torque máximo de polea.

$$(5.33) \quad M_A = \frac{T_{max} * D_A}{2}; \quad M_A = \frac{6,645.357 * 0.375}{2} \therefore M_A = 1246 \text{ N} * m$$

5.5.11 Longitud de transición.

$$(5.34) \quad L_M = x * S * \sin \lambda; \quad L_M = 8 * 259.55 * \sin 35 \therefore L_M = 1190.97 \text{ mm}$$

$x =$ Factor de carcasa, $x = 8$ para bandas textiles, $x = 16$ para otras bandas

$S =$ Parte de la correa en contacto con el rodillo tensor lateral, $S = 0.5 * (B - l)$
 $S = 0.5 * (800 - 280.89)$

$\lambda = 35$, ángulo de artesa.

$B =$ Ancho de banda

Longitud de transición reducida

$$L_{red} = x * (S * \sin \lambda - h); \quad L_{red} = 8 * (259.55 * \sin 35 - 84.20) \therefore L_{red} = 517.37 \text{ mm}$$

$h = \frac{S^2}{B}$, Polea elevadora

Capítulo 6. Conclusión.

Este proyecto con la finalidad de transportar azúcar desde la última etapa de la producción hasta el almacenamiento para su trasportación.

Con base mostrada a lo largo de este reporte pudimos observar todo lo necesario para la selección de los componentes, cumpliendo así el objetivo del proyecto lograr transportar la producción continua de azúcar con la implementación del transportador, capaz de aumentar capacidad de transporte, en un futuro.

Unas de las ventajas al implementar este proyecto será una reducción de costes de transportación del azúcar, como mejor manejo de la misma y un mejor almacenamiento. Ç

6.2 Sugerencia.

El sistemas de transportación se sugieres un sistema de monitoreo de calidad o la automatización del mismo. Como la lectura de color, humedad, densidad como otros parámetros para necesarios para evaluar la calidad continuamente.

Así como mantenimiento constante, ya que el polvo de la azúcar es muy dañino para las partes móviles. También la instalación en un futuro de un sistema de limpieza más eficiente al sistema de bandas.

Anexos

- ❖ Catálogo de diseño Dunlop (formato pdf)
- ❖ Rodillos y tambores Superior (formato pdf)
- ❖ 6 Planos de ingeniería (formato pdf)

Bibliografía

Dunlop. (juny 1994). *Converyor Belt Technique Desing and Calculation*.

Gervaso, D. M. (2013). *Diseño de una banda transportadora mediante Guie de Matlab*.
Madrid España: Universidad Carlos III de Madrid.

Grupo Porres . (25 de Febrero de 2018). <http://www.grupoporres.com.mx/lh.html>

Rodrigo Hinojosa Ruiz. (2002). *Software para diseñp de transportadores de banda (Tesis)*.
Guataquil Ecuador .

Sanchez, I. J. (1999). *Diseño de un transportador de carga*. San nicolas de las garrza
Nuevo Leon.

Stone, A. J.-V. (2006). *Diseño, Construccin e instalacion del sistema de bandas transportadoras para la codificacion del producto terminado*. Sartenejas .

Superior IndustrieS. (2018). <http://superior-ind.com/>

Superior Industries. (2018). *INDLER CATALOG*. MORRIS, MINNESOTA USA.