



**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE  
TUXTLA GUTIÉRREZ**



**INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA**

**GÓMEZ CRUZ MARÍA VIRGINIA**

**NOMBRE DEL PROYECTO**

**DISEÑO DE UN TRASPORTADOR DE ALIMENTACIÓN AL  
CONTENEDOR FINAL PARA LA TERCERA ETAPA DE LA  
COSECHADORA DE CAÑA ENTERA EN VERDE SIN  
QUEMAR**

**ASESOR INTERNO**

**DR. GARCÍA GÓMEZ ROBERTO CARLOS**

# ÍNDICE

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN .....	1
CAPITULO 2. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS .....	3
2.1 Justificación .....	3
2.2 Objetivos .....	4
2.2.1 Objetivo general.....	4
2.2.2 Objetivos específicos .....	4
2.3 Caracterización del área de participación .....	4
2.4 Problemas a resolver .....	5
2.5 Alcances y limitaciones .....	6
CAPITULO 3. FUNDAMENTO TEÓRICO .....	7
3.1 Bandas Transportadoras .....	7
3.1.1 Antecedentes .....	7
3.1.2 Configuración y disposición típica de las instalaciones de bandas transportadoras.....	8
3.1.3 Generalidades para el cálculo de bandas transportadoras .....	11
3.1.4 Método analítico para el cálculo de bandas transportadoras.....	11
3.1.5 Esfuerzos en la periferia del tambor o tambores de la cabeza motriz .....	12
3.1.6 Potencia absorbida por el transportador.....	14
3.1.7 Elementos de mecanismo de transmisión .....	15
3.2 Cadenas .....	16
3.2.1 Diseño de cadenas de rodillos .....	17
3.2.2 Potencia transmitida.....	19
3.3.3 Diseño de impulsores de cadena de rodillos .....	21
3.3.4 Selección de cadenas.....	27
3.4 Diseño de ejes.....	28
3.4.1 Análisis por resistencia bajo cargas estáticas .....	28
3.4.2 Análisis por resistencia bajo cargas dinámicas .....	29
3.4.3 Velocidad crítica de ejes.....	30
3.5 Selección de cojinetes .....	31
3.5.1 Selección de cojinetes de bolas (solo cargas radiales).....	33

3.5.2 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje).	34
3.6 Diseño de Silos y Tolvas .....	37
3.6.1 Definiciones .....	37
3.7 Flecha de una viga .....	38
CAPITULO 4 MEMORIA DE CÁLCULO .....	44
4.1 Diseño de la banda transportadora.....	44
4.1.1 Esfuerzo en la periferia de la catarina.....	44
4.1.2 Potencia absorbida por la banda transportadora .....	47
4.2 Diseño de cadena .....	47
4.3 Diámetro de catarinas .....	49
4.4 Velocidad de la banda transportadora.....	49
4.5 Diseño de eje.....	50
4.6 Velocidad crítica del eje.....	55
4.7 Selección de cojinetes .....	61
4.8 Diseño de tolva.....	63
4.8.1 Calculo del espesor de la base de la tolva .....	64
4.8.2 Cálculo del soporte de la banda transportadora y tolva .....	69
4.8.3 Cálculo del espesor de riel de soporte .....	74
4.8.4 Selección de perfil para la estructura de la tolva.....	78
4.9 Dimensionamiento del brazo de abatimiento de las tolvas .....	82
4.10 Diámetro del pasador del brazo .....	85
4.11 Fuerza de pistones hidráulicos.....	86
CAPITULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	87
BIBLIOGRAFÍA.....	89
ANEXOS .....	90

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3. 1 Elementos fundamentales y sección transversal típica de una banda transportadora (Manual de cálculo de cintas transportadoras PIRELLI) .....	9
Figura 3. 2 Disposiciones típicas de bandas transportadoras (Manual de cálculo de cintas transportadoras PIRELLI) .....	10
Figura 3. 3 Cadenas transportadoras (Elementos de máquinas. Spotts/Shoup) .....	16
Figura 3. 4 Transportadores de cadenas de rodillos. (Elementos de máquinas. Spotts/Shoup) .....	17
Figura 3. 5 Impulsor de cadena de rodillos (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley) ..	18
Figura 3. 6 Porción de una cadena de rodillos con dos cordones (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	18
Figura 3. 7 Endentado de una cadena y su rueda catarina (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	19
Figura 3. 9 Componentes de un cojinete de contacto (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Budynas).....	31
Figura 3. 10 Forma de silos, dimensiones y notación de las presiones (Eurocódigo 1, parte 4. Apartado 5.2.1.3) .....	37
Figura 3. 11 Formas de secciones transversales (Eurocódigo 1, parte 4. Apartado 5.2.1.3) .....	38
Figura 3. 12 Fecha máxima en vigas (El proyectista de estructuras metálicas- R. Nonnast) .....	39
Figura 3. 13 Diagramas de una viga empotrada en ambos extremos y carga distribuida..	41
Figura 3. 14 Diagramas de una viga simplemente apoyada y carga distribuida.....	42
Figura 3. 15 Diagramas de una viga con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida	43
Figura 4. 1 Modelo de cálculo del eje a diseñar .....	51
Figura 4. 2 Diagramas de momentos en x y y en el eje a diseñar .....	53
Figura 4. 3 Masas que soportara el eje .....	55
Figura 4. 4 Diagramas de área de momentos del eje.....	57
Figura 4. 5 Deflexión del eje provocada por las masas y representación de las variables	58
Figura 4. 6 Distancias $x_{1,1}$ , $x_{2,2}$ y $x_{3,3}$ .....	59
Figura 4. 7 Dimensiones de la tolva a diseñar.....	63
Figura 4. 8 Disposición idealizada de la caña en la tolva .....	64
Figura 4. 9 Descomposición del peso de una caña sobre las paredes de la tolva.....	65
Figura 4. 10 Modelo de cálculo para el espesor de placa de la base de la tolva.....	66
Figura 4. 11 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo de espesor de placa	68

Figura 4. 12 Modelo de cálculo para el espesor del perfil del soporte de la banda transportadora y tolvas. ....	71
Figura 4. 13 Sección transversal del perfil del soporte.....	72
Figura 4. 14 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del perfil del soporte...	73
Figura 4. 15 Modelo de cálculo para el espesor del riel de soporte.....	75
Figura 4. 16 Sección transversal del riel de soporte.....	76
Figura 4. 17 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del riel de soporte...	77
Figura 4. 18 Modelo de cálculo para el espesor del perfil de la estructura de la tolva .....	78
Figura 4. 19 Diagrama de momentos flectores en la viga de modelo del soporte de la tolva .....	79
Figura 4. 20 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del perfil de soporte de la tolva.....	81
Figura 4. 21 Modelo de cálculo del brazo de abatimiento de las tolvas .....	82
Figura 4. 22 Fuerza cortante interna en el brazo .....	83

## CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

La caña de azúcar es un cultivo de elevada relevancia a nivel mundial. De sus tallos se extrae la sacarosa que es uno de los principales suplidores energéticos en la alimentación humana.

Anteriormente la cosecha de la caña era completamente manual pero al ser insuficiente se introdujo la cosecha mecanizada y la práctica de la quema previa a la cosecha, para aumentar los rendimientos de los corteros y máquinas y reducir los niveles de materia extraña. (HUMBERT, 1976)

La quema de la caña se realiza antes de la cosecha, y tiene por objetivo principal eliminar follaje seco, basura y, en general, materia extraña, para facilitar la corta, tanto manual como la mecánica y aumentar la eficiencia de la labor. La quema no elimina el follaje de la parte superior del tallo, solo lo deseca. Esta práctica también contribuye a facilitar otras labores agrícolas durante el mantenimiento de la plantación como el riego y el uso de cultivadores mecánicos.

La quema es una labor de sumo cuidado que debe estar en manos de personas muy capaces y responsables, porque si se comete un error o descuido, el fuego puede pasar a las plantaciones vecinas o a otras áreas, extendiéndose sin ningún control, con las consecuencias del caso. En algunos países, se han establecido legislaciones de protección ambiental que regulan la quema de la caña. En algunos países se restringe debido a que las plantaciones se encuentran muy cercanas de las áreas urbanas, lo que constituye un peligro.

La alta presión de la comunidad y el plazo del gobierno hasta el año 2005 para suspender las quemas, han obligado al sector azucarero a buscar alternativas para la cosecha de la caña en estado verde (cala cortada sin quema previa). El manejo de las quemas, con base en el análisis de los vientos y de horarios para su realización, es un procedimiento cada vez menos aceptado; la producción de pavesa provoca, en algunos casos, problemas en las comunidades que habitan en el área de influencia de los ingenios. (Ruíz)

En el mercado existen maquinarias que realizan el corte de la caña en verde, lo que elimina la quema de la caña, pero en forma troceada lo que genera pérdida para el

industrial debido a que se acelera la inversión de azúcares y pérdida de sacarosa antes de ser industrializada, además de que se inicia el proceso de degradación orgánica generando microorganismos y hongos que contribuyen a la generación de azúcares reductores. Por tal motivo el industrial prefiere que la caña sea fresca y entera.

La cosecha mecánica requiere de una buena sincronización en la recepción de la caña en los Ingenios, ya que el deterioro de la misma es acelerado, debido a la acción de bacterias que tienen mayor superficie de contacto. Además, el campo cañero Mexicano no permite la cosecha nocturna como en el caso de Australia y Brasil, situación que obliga a modificar las operaciones de la cosecha mecanizada sobre todo en el transporte para evitar deterioro de la caña de azúcar.

La cosecha de caña verde requiere variedades erectas de buen deshoje y con alto contenido de sacarosa para disminuir los efectos negativos de la materia extraña. (García, 1997)

Este proyecto tiene como objetivo la creación de una cosechadora de caña que permita la cosecha en estado verde de la caña para poder eliminar la contaminación que se provoca con las quemaduras y además que la caña sea en forma entera y no se produzcan pérdidas para los productores.

## CAPITULO 2. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

### 2.1 Justificación

El presente proyecto procura el diseño de una banda transportadora de tablillas con tolvas en sus extremos, la cual conforma la tercera etapa de una cosechadora de caña entera en verde sin quemar.

Cuando se efectúa la quema de caña en el día se produce una contaminación, la cual puede ser visualizada comúnmente al observar una especie de lluvia de cenizas sobre las ciudades. Estas cenizas van acompañadas de una serie de gases no visibles y humo que agravan los problemas. Así tenemos que esta combustión produce gases como monóxido de nitrógeno, el cual tiene efectos tóxicos sobre los humanos; anhídrido sulfuroso, que al unirse con el agua de la atmósfera forma las llamadas lluvias ácidas y tiene efectos irritantes. (Cock, 1995)

La motivación del proyecto se genera debido a la contaminación que conlleva la cosecha de la caña quemada.

La cosecha de la caña en estado verde implica dos grandes retos para el sector; por un lado, la cosecha en sí, y por otro, el manejo de los residuos en el campo. No obstante, su aplicación traería beneficios, ya que se disminuiría la contaminación del ambiente, se mejoraría la estructura de los suelos y su fertilidad, se requeriría menos agua y aplicación de herbicidas en la etapa inicial de crecimiento del cultivo que se traducirían en mayores rendimientos en azúcar.

La tecnología para el manejo y cosecha de caña verde todavía no está desarrollada en su totalidad; pero existen algunas prácticas alternativas que se pueden aplicar con éxito, entre ellas: adecuación de campos, manejo del cultivo para producir caña erecta con alta sacarosa, manejo de residuos poscosecha y uso de variedades que produzcan pocos residuos. (A., 2006)



## 2.2 Objetivos

### 2.2.1 Objetivo general

Establecer una memoria de cálculo de diseño funcional de la tercera etapa de una cosechadora de caña entera verde sin quemar, la cual está compuesta por una banda transportadora de tablillas reversible y abatible, con contenedores finales en los extremos; así como un mecanismo hidráulico para la expulsión de la caña en verde.

La banda transportadora debe tener una velocidad de 2 m/s. También, debe ser capaz de transportar 16 toneladas de caña verde entera por hora, las cuales serán almacenadas alternadamente en tolvas, cada una en cada extremo de la banda, para después ser expulsada mediante un mecanismo hidráulico en las bases.

### 2.2.2 Objetivos específicos

- Transportar la caña entera en verde, previamente despuntada, a los contenedores finales.
- Eliminar tiempos muertos al ser reversible la banda y ser almacenadas en las tolvas.
- Diseñar y optimizar el sistema mediante un sistema hidráulico automatizado de expulsión de la caña verde y un sistema de abatimiento superior para las tolvas.

## 2.3 Caracterización del área de participación

Las actividades de diseño y prueba de materiales se llevaran a cabo en el laboratorio de Ingeniería mecánica (Edificio I), tanto en el aula de diseño, como en el taller de manufactura. Lo anterior en las instalaciones del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, que se encuentra en Carretera Panamericana Km. 1080, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

Las pruebas de campo se realizaran en las instalaciones de la empresa "Taller y servicio SALAZAR S.A.", en la ciudad de San Francisco Pujilic, el cual se ubica en el municipio Venustiano Carranza en el estado de Chiapas en las coordenadas geográficas latitud 16.277222 y longitud -92.452778 a una mediana altura de 620 metros sobre el nivel del mar (msnm) a 106 km de Tuxtla Gutiérrez.

## 2.4 Problemas a resolver

El levantado de la caña de azúcar se lleva a cabo después del corte y consiste en levantar bultos o montones de caña que acomoda el cortador en el suelo o bien sobre un contenedor, el peso de estos bultos es de 350 kg promedio.

La operación mecánica la realiza una maquina conocida como alzadora, que consiste en una especie de trascabo, que en su parte frontal, en el lugar de la tolva de depósito de materiales, tiene una especie de ganchos en forma de patas (araña) con las que sujeta y levanta el bulto de caña y lo deposita en la carrocería o tolva del equipo de transporte.

Las cosechadoras comerciales de caña para producciones superiores a 90 t/ha son combinadas y trozan la caña, y este sistema no permite el arrumbe de esta en los patios. Esto exige una molienda rápida de la caña después del corte, lo que no tendría limitaciones en zonas secas; mientras que en las zonas húmedas puede ocasionar parálisis de las fábricas por falta de la caña en las épocas de lluvias, cuando es imposible hacer la cosecha mecanizada en forma continua. (Gómez, 2013)

Con el desarrollo de este equipo se pretende transportar y almacenar la cosecha de caña de forma continua hacia los contenedores. Al ser reversible la banda, en cuanto uno de los contenedores alcance su capacidad, la banda se revertirá para llenar el otro contenedor, mientras el contenedor lleno se vacía automáticamente y repetir de nuevo la operación.

El diseño de este equipo se busca:

- Aumentar la eficiencia de la cosechadora de caña.
- Reducir la cantidad de mano de obra.
- Eliminación de tiempos muertos
- Obtener una mayor calidad de la caña verde a la entrega en el ingenio.

## 2.5 Alcances y limitaciones

El alcance de este proyecto es el diseño de una banda transportadora de paletas, con un mecanismo de abatimiento superior, además del diseño de un almacén de caña en verde temporal, llamada tolva, con un mecanismo de expulsión de la caña para su recolección final en transportes de carga.

En relación a las limitaciones, la principal limitación son las dimensiones que debe tener la banda transportadora, al igual que las tolvas, ya que al tratarse de un proyecto que formara parte de un sistema que se transporta por carretera, este debe tener las dimensiones adecuadas para poder transitar.

Hay que recordar que el presente proyecto es solo un subsistema de una cosechadora de caña, por lo cual otra limitante que se debe tomar en cuenta son las condiciones con las que trabajarán los demás subsistemas, ya que debe haber una interconectividad, de tal forma que al unirlos la cosechadora de caña sea funcional.

## CAPITULO 3. FUNDAMENTO TEÓRICO

### 3.1 Bandas Transportadoras

#### 3.1.1 Antecedentes

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

Los transportadores son en forma elemental sistemas de movimiento horizontal, de trayectoria fija y velocidad constante para manejo de materiales. No obstante, con frecuencia tienen secciones inclinadas para cambiar la elevación del material mientras se mueve, cambios de vía para tomar trayectorias alternas y, a fin de permitir la lentitud temporal, detención o acumulación del material, pueden ser motorizados o libres. (Avallone, 2008)

El primer sistema de banda 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.

Cabe destacar, como una evolución del primitivo arrastre, el empleo de rodillos o traviesas más o menos cilíndricas, colocadas bajo la carga a arrastrar, y con un eje de simetría perpendicular a la dirección del movimiento.

A medida que la carga avanzaba los rodillos posteriores quedaban libres y eran colocados en la parte anterior. Parece ser que este procedimiento fue utilizado por primera vez en Egipto, logrando mediante él disponer de una carretera plana y transportable a voluntad.

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.

En el área de bandas transportadoras, la principal innovación que se está implantando consiste en la variación progresiva de la posición de los rodillos, la forma que la banda inicialmente plana o en forma de artesa varia su geometría progresiva hasta conformar una sección circular.

Esto presenta una espectacular lista de ventajas ya que cuando la banda se ha cerrado para formar un círculo, no existen problemas de adherencia y por lo tanto el ángulo de inclinación de la banda ya no es importante, pudiéndose lograr trayectorias de elevación incluso verticales y por tanto pudiéndose salvar desniveles sin ningún tipo de restricción. (Wikipedia)

### **3.1.2 Configuración y disposición típica de las instalaciones de bandas transportadoras**

De acuerdo al manual de cintas transportadoras PIRELLI, una banda transportadora es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda continua que se mueve entre dos tambores.

La banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que a su vez es accionado por un motor. El otro tambor suele girar libre, sin ningún tipo de accionamiento, y su función es servir de retorno a la banda. La banda es soportada por rodillos entre los dos tambores.

Debido al movimiento de la banda el material depositado sobre la banda es transportado hacia el tambor de accionamiento donde la banda gira y da la vuelta en sentido contrario. En esta zona el material depositado sobre la banda es vertido fuera de la misma debido a la acción de la gravedad.

Una banda transportadora puede ser esquematizada como la figura 3.1. En ella aparecen, en forma esquemática y convencional, los elementos fundamentales del transportador: cinta, tambores extremos (motriz y de reenvío), rodillos de soporte de la cinta, tensor y tolva de carga del material.

Además, muestra la sección transversal típica de un transportador. El tramo de retorno, por el cual la cinta corre descargada, esta sostenido normalmente por rodillos rectos.

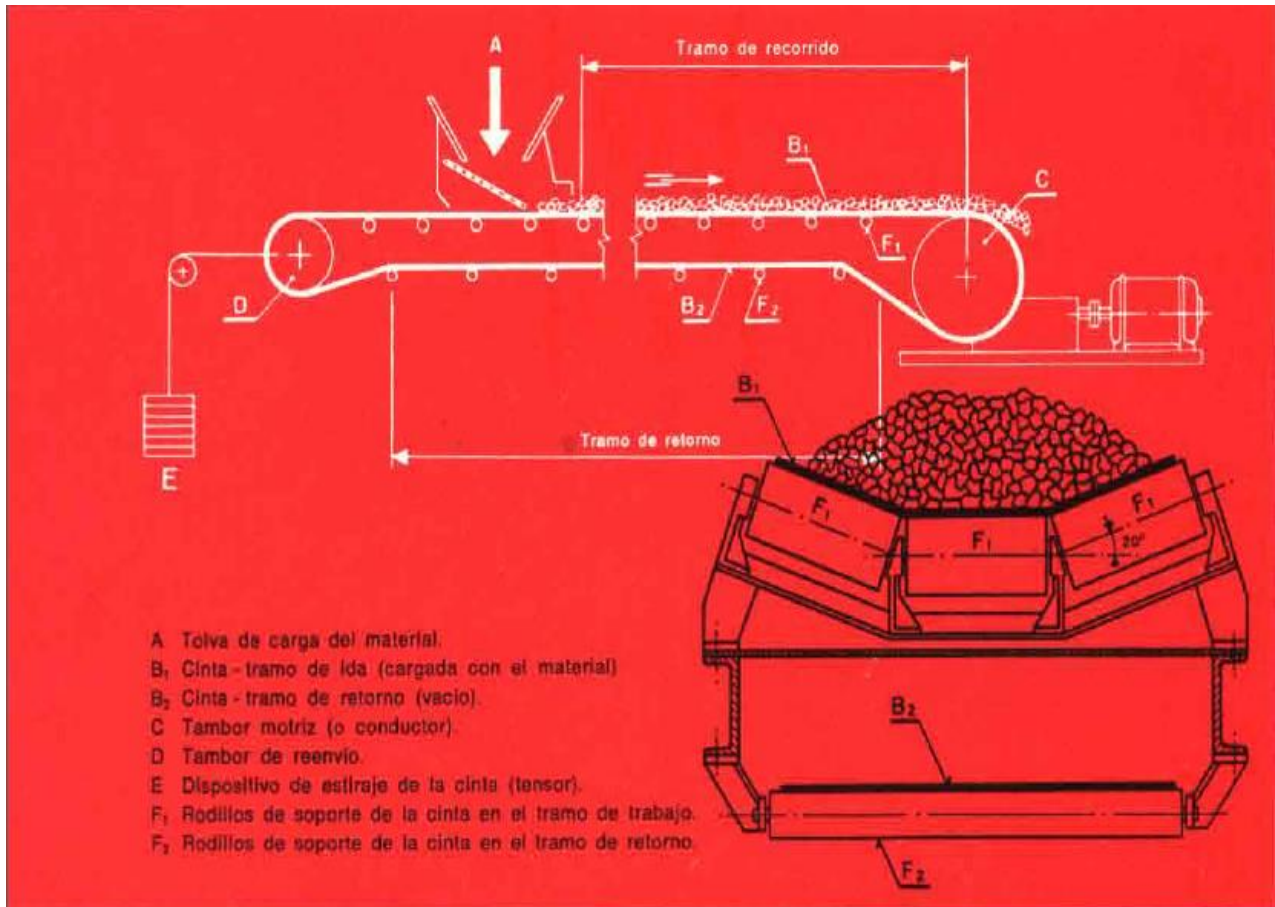


Figura 3. 1 Elementos fundamentales y sección transversal típica de una banda transportadora  
(Manual de cálculo de cintas transportadoras PIRELLI)

La figura 3.2 que sigue muestra algunas disposiciones típicas de bandas transportadoras, dejando implícita la posibilidad de variantes y combinaciones diversas derivadas de las necesidades particulares de cada caso.

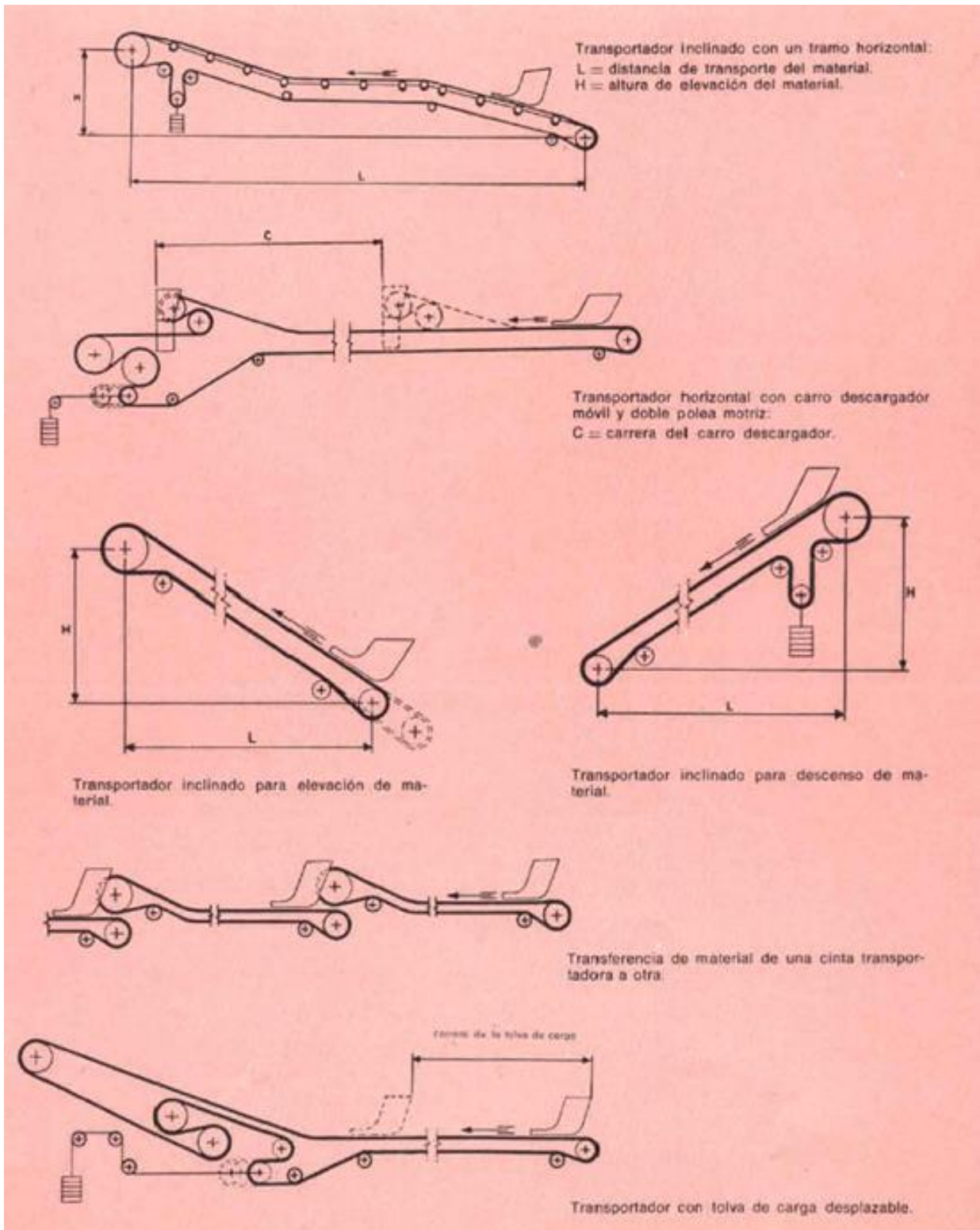


Figura 3. 2 Disposiciones típicas de bandas transportadoras (Manual de cálculo de cintas transportadoras PIRELLI)

### 3.1.3 Generalidades para el cálculo de bandas transportadoras

Se entiende por cálculo de una cinta transportadora la determinación de sus características técnicas en relación a los elementos conocidos del transportador:

- a. Naturaleza y tamaño de los trozos del material a transportar.
- b. Capacidad horaria.
- c. Disposición y longitud de la cinta.

Al tratarse de una nueva instalación, la definición de la cinta está subordinada a la determinación de la combinación más conveniente del ancho y velocidad de la misma para una capacidad horaria dada y un cierto tipo de material, además del cumplimiento de una serie de relaciones constructivas. En efecto, si una cinta va a más velocidad a igualdad de capacidad, resulta más estrecha, y por ello menos costosa; pero, por otra parte, el tamaño de los trozos del material, la acción abrasiva de los mismos sobre la cinta y la necesidad de prevenir la rotura de dichos trozos, son factores que limitan la velocidad a adoptar.

### 3.1.4 Método analítico para el cálculo de bandas transportadoras

Siguiendo con la misma referencia, la sollicitación por tensión que actúa en la sección de una cinta transportadora en su trabajo normal, varía a lo largo de la misma. El cálculo exacto de una cinta requiere la determinación de la tensión que actúa en la zona o sección más sollicitada.

A este método de cálculo se deberá recurrir en especial en los casos de transportadores con tensiones elevadas.

Son estos casos los siguientes:

- Cintas transportadoras inclinadas con fuerte pendiente.
- Cintas transportadoras descendientes.
- Cintas transportadoras plano-ascendentes o plano-descendentes.
- Otros casos más complejos.



Un cálculo exacto de las tensiones también es necesario en las cintas transportadoras con gran distancia entre ejes, incluso si son del tipo clásico y horizontal.

El cálculo exacto de las tensiones debe tener en cuenta, además de los factores normales, la posición de la polea motriz, el tipo de motor y el tipo de tensor.

### 3.1.5 Esfuerzos en la periferia del tambor o tambores de la cabeza motriz

El manual de cintas transportadoras PIRELLI, nos menciona que el esfuerzo en la periferia del tambor o de los tambores de la cabeza motriz debe vencer todas las resistencias que se opongan al movimiento y está constituido por la suma de los siguientes esfuerzos:

- a. Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío, que corresponde al esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos por la cinta transportadora, los rodillos y los tambores.
- b. Esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos por el transporte horizontal del material.
- c. Esfuerzo necesario para elevar el material: en el caso de cintas descendientes, el esfuerzo generado por el descenso del material es si, puede resultar motor.
- d. Esfuerzo necesario para vencer la resistencia debida a eventuales descargadores fijos o móviles.

Analizándolos particularmente:

- a. *Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío.*

Indicamos con:

$f'$  = Coeficiente de rozamiento de los rodillos (ver Tabla 3.1)

$L$  = Proyección horizontal de  $l$  en metros ( $l=L$  en los transportadores horizontales)

$I_o$  = Un suplemento ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes; como promedio puede adoptarse

$$I_o = 60 - 0.2L \text{ (metros)} \quad \text{Ec.3.1}$$

$Q_p$  = Peso de la cinta y de las partes rodantes (kg).

$q_p = \frac{Q_p}{l}$  = peso de la cinta y de las partes rodantes referido a 1 m de distancia real entre ejes (kg/m).

Elementos que producen rozamiento	Coefficiente de rozamiento $f$
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento óptimo .....	0,022
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento normal .....	0,03
Rodillos portantes con cojinetes de bronce, mantenimiento deficiente .....	0,05
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida .....	0,3
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa .....	0,35
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida .....	0,5
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa .....	0,45

Tabla 3. 1 Coeficiente de rodamientos en los rodillos  $f'$  (Manual de cálculo de cintas transportadoras PIRELLI)

El esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío será:

$$P_1 = f'q_p(I + I_o) \quad \text{Ec.3.2}$$

Este esfuerzo puede considerarse subdividido en el esfuerzo necesario para mover el tramo cargado  $P_A$  y el tramo de retorno  $P_R$  siendo:

$$P_1 = P_A + P_R \quad \text{Ec.3.3}$$

En general  $P_A > P_R$  ya que los rodillos soportes de la cinta están más distanciados en el ramal de retorno que en el ramal cargado. En la mayoría de los casos se tiene:

$$P_A = \frac{2}{3}P_1 \quad \text{Ec.3.4}$$

$$P_R = \frac{1}{3}P_1 \quad \text{Ec.3.5}$$

Si se desea una valoración más precisa se deberá calcular separadamente  $P_A$  y  $P_R$  con las formulas:

$$P_A = f'q_a(I + I_o) \quad \text{Ec.3.6}$$

$$P_R = f'q_r(I + I_o) \quad \text{Ec.3.7}$$

En donde  $q_a$  y  $q_r$  representan el peso por metro de cinta y partes rodantes del tramo cargado y del tramo de retorno respectivamente.

*b. Esfuerzo necesario para mover el material.*

Adoptando los mismos símbolos del párrafo anterior, pero indicando con  $q_m$  el peso del material transportado por metro lineal del transportador (kg/m) se tiene:

$$P_2 = f'q_m(I + I_o) \quad \text{Ec.3.8}$$

Por tanto:

$$P_2 = f' \frac{Q}{3.6v} (I + I_o) \quad \text{Ec.3.9}$$

Donde  $Q$  es la capacidad del transportador en Toneladas por hora.

*c. Esfuerzo necesario para mover verticalmente el material.*

Viene dado por la relación:

$$P_3 = \frac{QH}{3.6v} \quad \text{Ec.3.10}$$

Donde  $H$  es la proyección vertical de  $I$ . O sea, el desnivel en los transportadores inclinados en metros (en los transportadores horizontales  $H=0$ ).

### 3.1.6 Potencia absorbida por el transportador

Conocidos los esfuerzos en la periferia del tambor motriz y de la velocidad  $v$  de la cinta, es inmediato el cálculo de las respectivas potencias absorbidas por el transportador. (PIRELLI)

$$N_1 = \frac{P_1}{75} v ; \quad N_2 = \frac{P_2}{75} v \quad \text{(CV)} \quad \text{Ec.3.11}$$

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 = \frac{P}{75} v \quad \text{(CV)} \quad \text{Ec.3.12}$$

$$P = \frac{75N}{v} = P_1 + P_2 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Ec.3.13}$$

### 3.1.7 Elementos de mecanismo de transmisión

Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión. Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación (norias).

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. (Wikipedia)

Este tipo de transmisiones puede clasificarse en:

a) Transmisiones flexibles:

- Correas.
- Cadenas.
- Cables.
- Ejes flexibles.

b) Transmisiones rígidas:

- Ruedas de fricción.
- Engranajes.

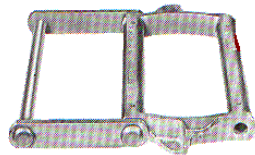
### 3.2 Cadenas

Las cadenas son elementos que se utilizan para transmitir potencia y para arrastre. Se fabrican como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. Pueden usarse para cargas elevadas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad.

La figura siguiente ilustra una variedad de tipos de cadenas que se emplean en particular para transportar y usos similares.



Serie estrecha para aserraderos. Se usa en la industria maderera para transportadores.



Combinación para molinos. Se usa en transportadores de arrastre.



Cadena de arrastre para trabajo pesado. Se utiliza en transportadores de ceniza y escoria.



Cadena macho o clavija. Adecuada para impulsores de velocidad moderada o alta.



Transferencia mediante rodamientos en la parte superior. Para transporte de material en sentido transversal.



Para techos.



Desmontable. Se emplea para impulsores de baja velocidad y transportadores.



Forjado por goteo. Se usan en transportadores de catenaria, de pala de arrastre, etc.

Figura 3. 3 Cadenas transportadoras (Elementos de máquinas. Spotts/Shoup)

### 3.2.1 Diseño de cadenas de rodillos

El tipo más común de cadena es la cadena de rodillos, en la que el rodillo de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas. Otros tipos incluyen una variedad de diseños extendidos de eslabones que casi siempre se emplean en transportadores. (Spotts/Shoup, 2004)

La figura siguiente muestra algunos de estos elementos.

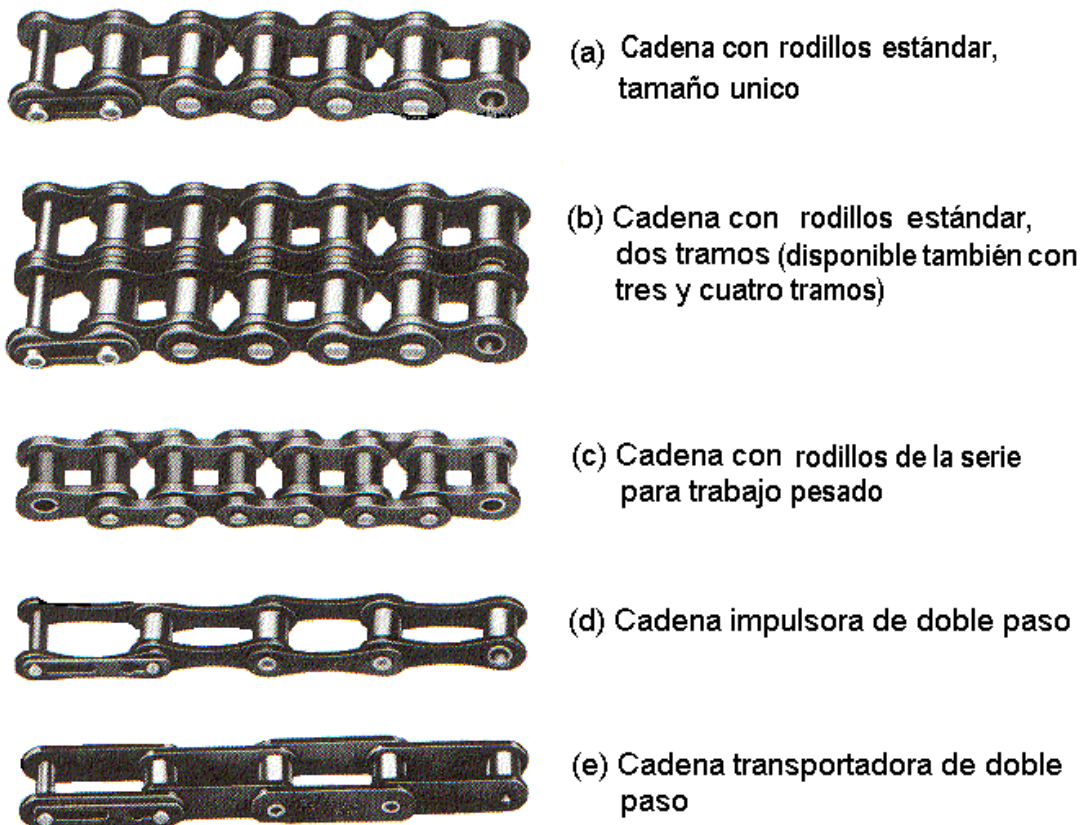


Figura 3. 4 Transportadores de cadenas de rodillos. (Elementos de máquinas. Spotts/Shoup)

Cuando se transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena entra en contacto con ruedas dentadas que se enlazan. Lo anterior puede observarse en la siguiente figura:

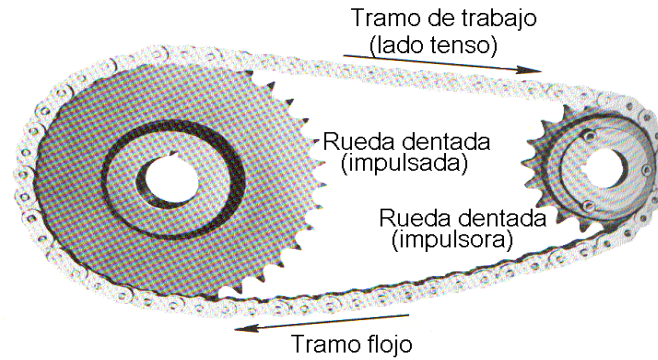


Figura 3. 5 Impulsor de cadena de rodillos (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

De acuerdo a Budynas, en su libro Diseño en ingeniería mecánica, la relación de la velocidad de salida  $n_2$  y la velocidad de entrada  $n_1$  está dada por:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ec.3.14}$$

Donde  $N_1$  y  $N_2$  representan el número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y a la salida respectivamente.

Las cadenas de rodillos se clasifican con base en su paso  $p$ , que es la distancia entre partes correspondientes de dos eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes.

La figura que se indica a continuación nos muestra las características básicas de una cadena de rodillos.

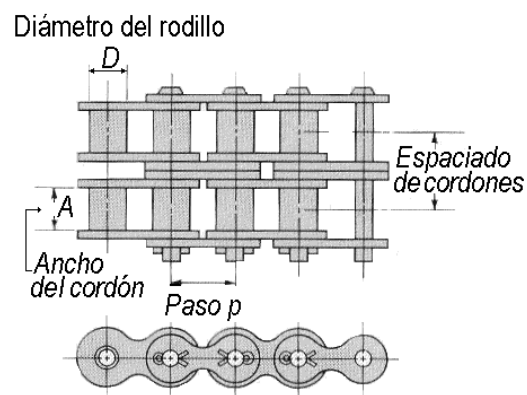


Figura 3. 6 Porción de una cadena de rodillos con dos cordones (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

En la siguiente figura se indica una rueda catarina que impulsa una cadena de transmisión en sentido contrario al del reloj:

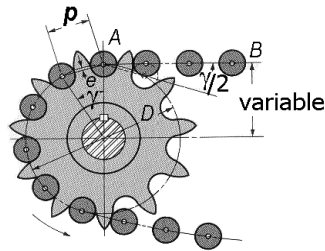


Figura 3. 7 Endentado de una cadena y su rueda catarina (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley)

Designando el paso de la cadena por  $p$ , el ángulo de paso por  $\gamma = 360^\circ / N_1$  y el diámetro de paso de la rueda catarina por  $D$  dado en pulgadas o en metros, por trigonometría de la figura (5.10) se observa que (Budynas):

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ / N_1)} \quad \text{Ec.3.15}$$

### 3.2.2 Potencia transmitida

La potencia en una cadena se determina de la misma manera que en una banda con la diferencia que en una cadena  $F_2 = 0$  (Fuerza del lado flojo). Por lo que para determinar la fuerza transmitida por la cadena  $F_1$  (Fuerza del lado tenso) utilizamos la siguiente expresión (Mott, 2006):

En el sistema inglés:

$$F_1 = \frac{33000H}{V} \quad \text{Ec.3.16}$$

en donde:  $H$  = potencia transmitida en hp

$F_1$  = fuerza transmitida en lb.

$V = \frac{\pi D n}{12}$  (Velocidad en la línea de paso en pies/min).



En el sistema internacional:

$$F_1 = \frac{1000H}{V} \quad \text{Ec.3.17}$$

En donde:

$H$  = potencia transmitida en Kilowatts.

$$V = \frac{\pi D n}{60} \quad (\text{Velocidad en la línea de paso en m/seg}).$$

$F_1$  = fuerza transmitida en Newtons.

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena.					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.37	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.27	10.6
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo I	Tipo II				Tipo III	

Tabla 3. 2 Capacidad de potencia (hp) de una cadena de rodillos de paso simple y un Solo cordón para una rueda catarina de 17 dientes. (Diseño de elementos de máquinas. L. Mott)

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena.							
		80	100	120	140	160	180	200	240
II	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.30	17.40	26.9	39.1	54.0	71.6	115.0
	150	7.75	14.80	25.10	38.8	56.3	77.7	103.0	166.0
	200	10.00	19.20	32.50	50.3	72.9	101.0	134.0	215.0
	300	14.50	27.70	46.80	72.4	105.0	145.0	193.0	310.0
	400	18.70	35.90	60.60	93.8	136.0	188.0	249.0	359.0
I	500	22.90	43.90	74.10	115.0	166.0	204.0	222.0	0
	600	27.00	51.70	87.30	127.0	141.0	155.0	169.0	
	700	31.00	59.40	89.00	101.0	112.0	123.0	0	
	800	35.00	63.00	72.80	82.4	91.7	101.0		
	900	39.90	52.80	61.00	69.1	76.8	84.4		
	1000	37.70	45.00	52.10	59.0	65.6	72.1		
	1200	28.70	34.30	39.60	44.9	49.9	0		
	1400	22.70	27.20	31.50	35.6	0			
	1600	18.60	22.30	25.80	0				
	1800	15.60	18.70	21.60					
III	2000	13.30	15.90	0					
	2500	9.56	0.40						
	3000	7.25	0						

Tabla 3. 3 Continuación de tabla 3.4 (Diseño de elementos de máquinas. L. Mott)

### 3.3.3 Diseño de impulsores de cadena de rodillos

La especificación de la cadena con relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla, de acuerdo a Virgil M. Faires:

- a).- Fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena.
- b).- Impacto en los rodillos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada.
- c).- Raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave (factor de servicio  $K_a = 1$ ) y una vida útil especificada de 15,000 horas aproximadamente.

Las variables importantes son el paso  $p$  y el tamaño y la velocidad de giro de la rueda más pequeña.

La potencia nominal que se puede transmitir por tramo, limitada por la fatiga de las placas del eslabón y por la vida al impacto del rodillo y el casquillo para una vida de la cadena de aproximadamente 15,000 horas, se puede calcular de  $\frac{HP}{tramo} = \text{minimo de } h_{ps} \text{ o } h_{pr}$  en donde:

$$h_{ps} = K_s N_s^{1.08} n^{0.9} p^{(3-0.07p)} \quad \text{Ec.3.18}$$

Basado en la fatiga de la placa del eslabón.

$$h_{pr} = K_r p^{0.8} \left( \frac{100N_1}{n} \right)^{1.5} \quad \text{Ec.3.19}$$

Basado en la vida al impacto del rodillo y el casquillo.

$K_s = 0.0022$  para la cadena No. 41

$K_s = 0.004$  para cualquier otra cadena

$K_r = 3.4$  para la cadena No. 41

$K_r = 17$  para las cadenas de la 40 a la 240, excepto la No. 41

$K_r = 24$  para las cadenas No. 25 y 35.

Las tablas para los diferentes tipos de cadenas están elaboradas a partir de las dos fórmulas anteriores para un determinado número de dientes  $N_t$  de la rueda menor y para diferentes valores de  $n$  en rpm. Los tres tamaños estándar de cadena más comunes son:

Número 40 (paso  $p = 1/2$  pul).

Número 60 (paso  $p = 3/4$  pul).

Número 80 (paso  $p = 1$  pul).

Estas cadenas son las más comunes en el tipo de información disponible para todos los tamaños en los catálogos de los fabricantes. Es importante considerar lo siguiente:

1.- Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.

2.- Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor es el número de dientes, más grande será el diámetro de la rueda dentada. Una cadena con paso más pequeño en una rueda dentada de gran tamaño, genera un impulso más silencioso.

3.- Para un tamaño particular de rueda dentada con un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del aumento de velocidad hasta cierto punto, después, disminuye. La fatiga debida a la tensión en la cadena rige a velocidades entre bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior absoluto de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los bujes de la cadena.

4.- Las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena. Si bien tramos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo a la capacidad en un solo tramo.

5.- Las especificaciones son para un factor de servicio  $K_a = 1$ . Debe especificarse un factor de servicio en particular de acuerdo con la tabla siguiente:

Tipo de carga conducida	Tipo de potencia de entrada		
	Motor de C.I. con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de C.I. con transmisión mecánica.
Suave	1.0	1.0	1.2
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4
Impacto fuerte	1.4	1.5	1.7

Tabla 3. 4 Factores de servicio  $k_a$ , para cadenas de rodillos de un solo ramal. (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires)

Si consideramos que una cadena tiene dos o más ramales, la potencia que se puede transmitir por la cadena debe determinarse a partir del menor valor de cualquiera de las dos expresiones siguientes:

$$H_{real} = \frac{K_2 h_{ps}}{K_a} \quad \text{Ec.3.20}$$

$K_a$  = factor de servicio (tabla 3.4)

$K_2$  = factor de ramal múltiple (tabla 3.5)

Número de ramales	Factor de ramales múltiples $K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Tabla 3. 5 Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples (Diseño de máquinas. Virgil M. Faïres)

Cuando se conoce la potencia real que debe transmitirse con un impulsor de cadena de rodillos, la potencia de diseño que debe utilizarse para la selección adecuada de la cadena considerando cualquier número de cordones es como sigue:

$$H_{diseño} = \frac{K_a H_{real}}{K_2} \quad \text{Ec.3.21}$$

Si utilizamos tablas de cadenas, éstas se tabulan para un solo cordón y una rueda catarina de 17 dientes, por lo que se debe considerar un factor de corrección por dientes  $K_1$ , quedando lo siguiente:

$$H_{diseño} = \frac{K_1 K_a H_{real}}{K_2} \quad \text{Ec.3.22}$$

Los valores de  $K_1$  se pueden tomar de la siguiente tabla:

Número de dientes en la rueda impulsora	Factor de corrección por dientes $K_1$
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18
21	1.26
22	1.29
23	1.35
24	1.41
25	1.46
30	1.73
35	1.95
40	2.15
45	2.37
50	2.51
55	2.66
60	2.80

Tabla 3. 6 Factores de corrección por dientes (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires)

Dependiendo del tipo de cadena que se va a utilizar en la transmisión, el número de cordones o tramos se determina dividiendo la potencia de diseño entre la potencia nominal de la cadena seleccionada. De ésta manera se tiene que:

$$N_{cordones} = \frac{H_{diseño}}{H_{nominal}} \quad \text{Ec.3.23}$$

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central ( $C$ ), la longitud de la cadena ( $L$ ) el número de dientes de la rueda pequeña ( $N_1$ ) y el número de dientes en la rueda dentada grande ( $N_2$ ) expresada en pasos, es:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2(C/p)} \quad \text{Ec.3.24}$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, en pasos, es:

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ \frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{2(N_2 - N_1)^2}{\pi^2}} \right\} \quad \text{Ec.3.25}$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un máximo. (Faires, 1991)

### 3.3.4 Selección de cadenas

Las características básicas de las transmisiones, siguiendo con la misma referencia) de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni al arrase, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

La ANSI estandarizo las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. Las dimensiones de los tamaños estándar se proporcionan en la tabla 3.7. (Faires, 1991)

Número de Cadena ANSI.	Paso, $p$ , pulgadas.	Diámetro del rodillo, $D$ , en pulgadas.	Ancho del rodillo, $A$ , en pulgadas.	Diámetro del pasador, $d$ , en pulgadas.	Espesor de la placa eslabón, $a$ , en pulgadas.	Resistencia última mínima en libras.
25	1/4	0.130	1/8	0.0905	0.030	780
35	3/8	0.200	3/16	0.141	0.050	1760
41	1/2	0.306	1/4	0.141	0.050	1500
40	1/2	5/16	5/16	0.156	0.060	3125
50	5/8	0.400	3/8	0.200	0.080	4480
60	3/4	15/32	1/2	0.234	0.094	7030
80	1	5/8	5/8	0.312	0.125	12500
100	1 1/4	3/4	3/4	0.375	0.156	19530
120	1 1/2	7/8	1	0.437	0.187	28125
140	1 3/4	1	1	0.500	0.219	38280
160	2	1 1/8	1 1/4	0.562	0.250	50000
180	2 1/4	1 13/32	1 13/32	0.687	0.2811	63280
200	2 1/2	1 5/16	1 1/2	0.781	0.312	78125
240	3	1 7/8	1 7/8	0.937	0.375	112500

Tabla 3. 7 Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar (Diseño de máquinas. Virgil M. Faires)



### 3.4 Diseño de ejes

#### 3.4.1 Análisis por resistencia bajo cargas estáticas

Según Holowenco en su libro Diseño de máquinas, en un eje redondo macizo de diámetro  $d$ , que se somete a cargas de flexión, axiales y de torsión se desarrollan los esfuerzos por flexión, carga axial y por torsión.

En la mayoría de los casos la componente axial  $F$  es nula, o es tan pequeña que su efecto puede despreciarse. Con  $F=0$ , el esfuerzo por flexión y esfuerzo por torsión utilizando la ecuación de esfuerzo de Von Mises, quedan de la siguiente manera:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (\text{Esfuerzo por torsión}) \quad \text{Ec.3.26}$$

$$\sigma' = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M^2 + 3T^2} \quad (\text{Esfuerzo por flexión y carga axial}) \quad \text{Ec.3.27}$$

Si utilizamos la ecuación del esfuerzo cortante admisible, para encontrar el diámetro  $d$  del eje, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$d = \left[ \frac{32n_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec.3.28}$$

Si se conoce  $d$  entonces

$$\frac{1}{n_s} = \frac{32}{\pi d^3 S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \quad \text{Ec.3.29}$$

Si utilizamos la teoría de la energía de distorsión máxima, entonces

$$d = \left[ \frac{16n_s}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec.3.30}$$

Si se conoce  $d$  entonces

$$\frac{1}{n_s} = \frac{16}{\pi d^3 S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \quad \text{Ec.3.31}$$

### 3.4.2 Análisis por resistencia bajo cargas dinámicas

Siguiendo con la misma referencia, se han desarrollado una serie de teorías para el diseño por fatiga, siendo las más populares:

- Relación elíptica ASME para la fatiga y la energía de distorsión para el esfuerzo. (Norma ANSI B106.1M-1985).

$$d = \left[ \frac{32n_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T_m}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec.3.32}$$

- Relación de Goodman modificada para la fatiga y la energía de distorsión para el esfuerzo.

$$d = \left[ \frac{32n_s}{\pi} \left( \frac{K_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3}T_m}{2S_u} \right) \right]^{1/3} \quad \text{Ec.3.33}$$

En donde:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_r S'_e \quad \text{Ec.3.34}$$

Siendo  $S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga corregido para todos los efectos, excepto concentración de esfuerzos

$S_y$  = límite de fluencia del material

$S_u$  = resistencia última del material

$M_a$  = momento flector alternante

$T_m$  = Valor promedio del momento torsional

### 3.4.3 Velocidad crítica de ejes

Para un eje de masa despreciable con varias masas concentradas unidas a él, la primera velocidad crítica se determina por (Laughlin, 1990):

a).- La ecuación de Rayleigh-Ritz.

b).- La ecuación de Dunkerley.

De acuerdo con Rayleigh:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \quad \text{Rad/seg} \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz}) \quad \text{Ec.3.35}$$

En donde  $W_k$  = peso de la masa k – ésima

$\delta_k$  = deformación estática de la masa k - ésima

$n$  = número total de masas

Para el segundo caso la primera velocidad crítica se determina por

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_n^2} = \sum \frac{1}{\omega_n^2} \quad \text{Ec.3.36}$$

En donde  $\omega_1$  = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa  $m_1$ .

$\omega_2$  = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa  $m_2$ .

$\omega_n$  = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa  $m_n$ .

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_n}} \quad \text{Ec.3.37}$$

### 3.5 Selección de cojinetes

Los cojinetes de contacto giratorio son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje.

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la siguiente figura:

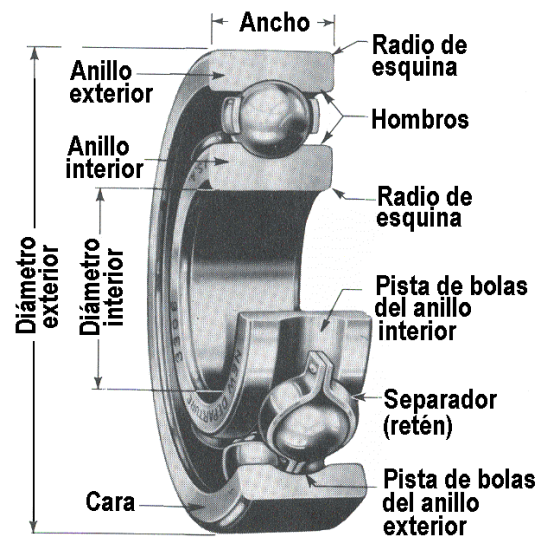


Figura 3. 8 Componentes de un cojinete de contacto (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Budynas)

Por lo regular, la pista de rodamientos externa es fija y se sostiene mediante la carcasa de la máquina. La pista de rodamientos interna es presionada contra la flecha giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. La trayectoria de la carga es a partir de la flecha, hacia la pista de rodamientos interna, hacia las bolas, hacia la pista externa, y, por último, hacia la carcasa.

El coeficiente de fricción típico para un cojinete de contacto giratorio está entre 0.001 y 0.005 aproximadamente. (Budynas)

Los cojinetes de elementos rotatorios se agrupan en dos categorías generales:

- 1).- Cojinetes de bolas
- 2).- Cojinetes de rodillos

Según Schaum, en su libro Diseño de Máquinas, para seleccionar un cojinete de contacto rotatorio se considera la capacidad para soportar carga y la geometría que tienen. En los catálogos se disponen de varios tipos tales como extra ligeros, ligeros, medios y pesados.

Los datos que se requieren para el diseño de un cojinete son:

- a).- Una especificación básica de carga dinámica,  $C$
- b).- Una especificación básica de carga estática o  $C_0$

La especificación básica de carga estática  $C_0$ , es la carga que el cojinete es capaz de soportar sin deformación permanente de ningún componente.

La especificación básica de carga dinámica  $C$ , se define como la carga a la que pueden someterse los cojinetes mientras cumplan una vida útil especificada ( $L_{10}$ ) de un millón de revoluciones.

La carga dinámica  $C$  que se necesita para una carga  $P_d$  y una vida útil de diseño específicas será:

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ec.3.38}$$

Dónde:

$L_d$  = vida útil de diseño

$P_d$  = carga de diseño

Para una vida útil de diseño especificada en horas (h) y una velocidad de giro (rpm) conocida, el número de revoluciones del diseño para el cojinete será:

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/h}) \quad \text{Ec.3.39}$$

### 3.5.1 Selección de cojinetes de bolas (solo cargas radiales)

De acuerdo a la referencia anterior, el cojinete se selecciona una vez que el diseño de la flecha ha avanzado hasta el punto en el que se ha calculado el diámetro mínimo que se requiere para la flecha. A partir de lo anterior se procede como sigue:

1.- Especificar la carga de diseño  $P_d$  o equivalente en el cojinete. El método para calcular la carga equivalente cuando solo se aplica una carga radial  $F_r$ , toma en cuenta cuál de las dos pistas de bolas (externa o interna) es la que gira. Esto es:

$$P_d = VF_r \quad \text{Ec.3.40}$$

En donde  $V$ : *Factor de rotación*

$$V = \begin{cases} 1.2 & \text{la pista exterior en la que gira} \\ 1 & \text{la pista interior es la que gira} \end{cases}$$

2.- Determinar el diámetro mínimo aceptable de la flecha que limitará el diámetro interno del cojinete.

3.- Especificar la vida de diseño requerida.

4.- Calcular la especificación básica de carga dinámica que se requiere  $C$ , a partir de la Ec.3.38.

5.- Identifique un conjunto de cojinetes potenciales que tengan las especificaciones básicas de carga dinámica que se requieren, como se muestra en la tabla 3.9 (Tablas de fabricantes).

6.- Seleccione el cojinete que tenga la geometría más conveniente, considerando también el costo y la disponibilidad.

7.- Determine las condiciones de montaje como diámetro del asiento en la flecha y tolerancias, medios para ubicar axialmente el cojinete y necesidades especiales como sellos o guardas.

### 3.5.2 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radial y de empuje).

Cuando se ejercen cargas combinadas sobre un cojinete, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el cojinete que la carga combinada.

El método para calcular la carga equivalente  $P$ , para tales casos se presenta en el catálogo del fabricante y adopta la forma

$$P = VXF_r + YF_a \quad \text{Ec.3.41}$$

Dónde:

$P$  = carga equivalente

$V$  = Factor de rotación

$F_r$  = carga radial aplicada

$F_a$  = carga axial o de empuje aplicada

$X$  = factor radial

$Y$  = factor de empuje

Los valores de  $X$  y  $Y$  varían en función del diseño específico del cojinete y de la magnitud de la carga radial. Para cargas de empuje relativamente pequeñas,  $X = 1$  y  $Y = 0$ , por lo que la ecuación de la carga equivalente se reduce a  $P = VF_r$ , para cargas radiales puras.

Para indicar la carga de empuje límite, como en este caso, los fabricantes indican un factor al que llaman  $e$ . Si la relación  $F_a/F_r > e$ , para el cálculo de  $P$  se debe utilizar la relación  $P = VXF_r + YF_a$ . Si  $F_a/F_r \leq e$ , la ecuación a usar es  $P = VF_r$ .

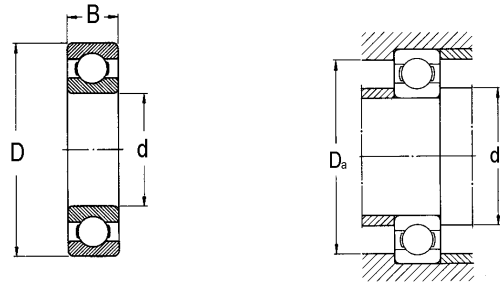
Si a un cojinete se le aplica una carga de empuje significativa junto con una gran carga radial, se recomienda realizar la siguiente metodología:

- 1.- Suponer una carga de diseño  $P_d$  mayor que  $F_r$  y  $F_a$  y determinar la especificación de carga dinámica mediante Ec.3.38.
- 2.- Seleccione un cojinete potencial que tenga un valor de C cuando menos igual al valor que se requiere.
- 3.- Calcule  $C_0$  para el cojinete seleccionado.
- 4.- Determine  $e$  a partir de la tabla 3.8.
- 5.- Si  $F_a/F_r > e$ , calcule entonces  $X$  y  $Y$  a partir de la tabla 3.8
- 6.- Determinar  $P = VXF_r + YF_a$  ;  $P = P_d$
- 7.- Si  $F_a/F_r \leq e$ , utilizar la expresión  $P = VF_r$  para calcular P y proceda igual que lo haría para una carga radial simple.
- 8.- Con la  $P_d$  calculada en el paso 6 se calcula nuevamente el valor de C. Si este valor es menor o igual que el correspondiente al cojinete seleccionado en el paso 2 el diseño queda terminado. En caso contrario debemos repetir los pasos 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8 hasta que la C obtenida sea menor o igual que la del rodamiento seleccionado. (Schaum)

		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
$F_a/C_0$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.170	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.280	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.420	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.560	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Tabla 3. 8 Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas (Diseño de Máquinas)





número de cojinete	$d$ mm	$D$ mm	Ancho $B$ mm	Flecha $d_a$ mm	Carcasa $D_a$ mm	Masa del cojinete Kg	$C$ KN	$C_o$ KN
6200	10	30	9	12.50	27.00	0.032	5.07	2.36
6201	12	32	10	14.50	28.00	0.037	6.89	3.10
6202	15	35	11	17.50	31.00	0.045	7.80	3.75
6203	17	40	12	19.50	34.00	0.065	9.56	4.75
6204	20	47	14	25.00	41.00	0.110	12.70	6.55
6205	25	52	15	30.00	47.00	0.130	14.00	6.95
6206	30	62	16	35.00	55.00	0.200	19.50	11.20
6207	35	72	17	41.00	65.00	0.290	25.50	15.30
6208	40	80	18	46.00	72.00	0.370	30.70	19.00
6209	45	85	19	52.00	77.00	0.410	33.20	21.60
6210	50	90	20	56.00	82.00	0.460	35.10	23.20
6211	55	100	21	63.00	90.00	0.610	43.60	29.00
6212	60	110	22	70.00	99.00	0.780	47.50	32.50
6213	65	120	23	74.00	109.00	0.990	55.90	40.50
6214	70	125	24	79.00	114.00	1.050	60.50	45.00
6215	75	130	25	86.00	119.00	1.200	66.30	49.00
6216	80	140	26	93.00	127.00	1.400	70.20	55.00
6217	85	150	28	99.00	136.00	1.800	83.20	64.00
6218	90	160	30	104.00	146.00	2.150	95.60	73.50
6219	95	170	32	110.00	156.00	2.600	108.00	81.50
6220	100	180	34	112.00	168.00	3.150	124.00	93.00
6221	105	190	36	117.00	178.00	3.700	133.00	104.00
6222	110	200	38	122.00	188.00	4.350	143.00	118.00
6224	120	215	40	132.00	203.00	5.150	146.00	118.00
6226	130	230	40	144.00	216.00	5.800	156.00	132.00
6228	140	250	42	154.00	236.00	7.450	165.00	150.00
6230	150	270	45	164.00	256.00	9.400	174.00	166.00
6232	160	290	48	174.00	276.50	14.500	186.00	186.00
6234	170	310	52	187.00	293.00	17.500	212.00	224.00
6236	180	320	52	197.00	303.00	18.500	229.00	240.00
6238	190	340	55	207.00	323.00	23.000	255.00	280.00
6240	200	360	58	217.00	343.00	28.000	270.00	310.00

Tabla 3. 9 Especificaciones básicas de cojinetes de bolas (Diseño de Máquinas. Schaum)

### 3.6 Diseño de Silos y Tolvas

#### 3.6.1 Definiciones

Un silo es una estructura de contención utilizada para el almacenamiento de materiales granulados (por ejemplo carbón, maíz, harina, arena, etc.), aunque también se pueden emplear para almacenar líquidos y materiales granulares explosivos. Su fondo es de paredes inclinadas, la cual recibe el nombre de tolva. (Eurocódigo 1 parte 4. )

En la industria podemos encontrar tres tipos de silos:

- Silo esbelto: silo en el que  $\frac{h}{d_c} \geq 1.5$
- Silo corto: silo en el que  $\frac{h}{d_c} < 1.5$
- Silo circular de pared delgada: silo de sección transversal circular sin rigidizadores en el que  $\frac{h}{t} > 200$ .

Dónde:

$h$ : Distancia desde la salida a la superficie equivalente (Figura 3.10)

$d_c$ : Dimensión característica de la sección transversal (Figura 3.11)

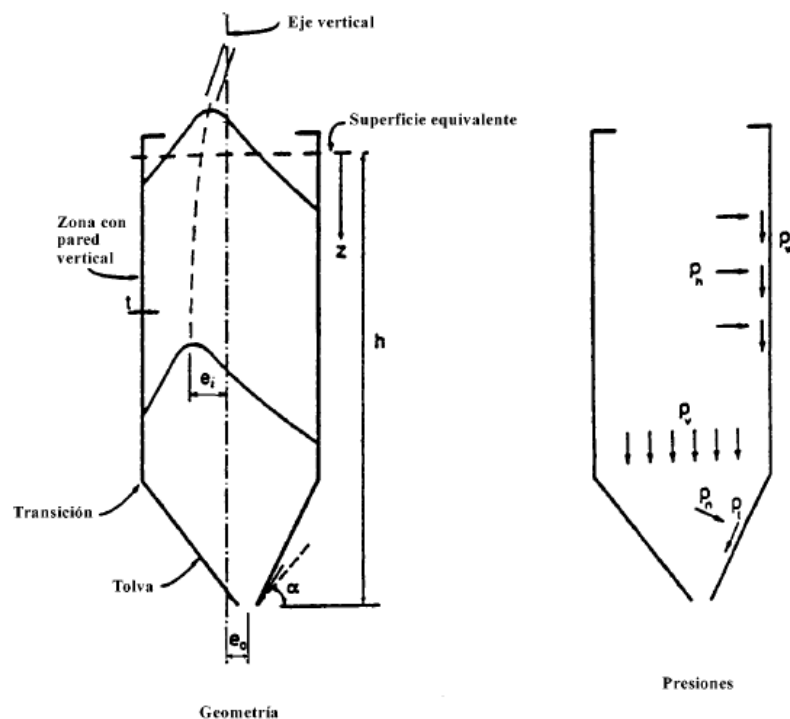


Figura 3. 9 Forma de silos, dimensiones y notación de las presiones (Eurocódigo 1, parte 4. Apartado 5.2.1.3)

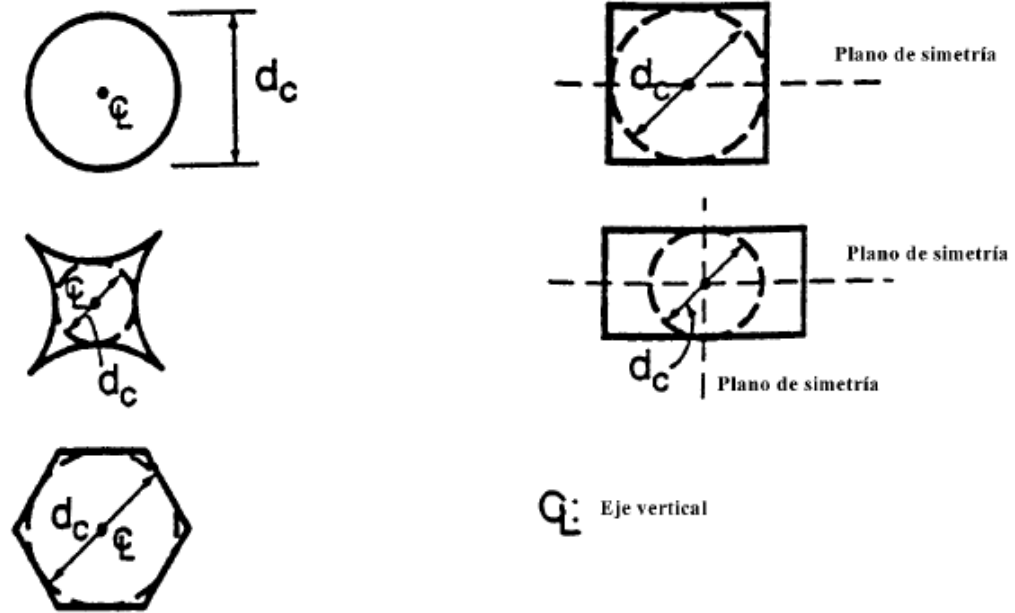


Figura 3. 10 Formas de secciones transversales (Eurocódigo 1, parte 4. Apartado 5.2.1.3)

### 3.7 Flecha de una viga

Si una viga se carga con exceso se produce en ella una deformación plástica, que puede llegar hasta la rotura (deformación permanente aun quitándole la carga a la viga). Para evitar esto existen unas fórmulas para cada caso, con las cuales se calculan las vigas.

En una viga que está calculada para soportar una carga determinada, al ponerle esta carga encima se produce en ella una deformación elástica (que quiere decir que cuando se le quite la carga se le quitara la deformación).

La deformación elástica toma la forma de una curva y tiene el máximo valor, según sea la carga y los apoyos de la viga. A esta deformación, representada en la figura 3.11, se le llama flecha.

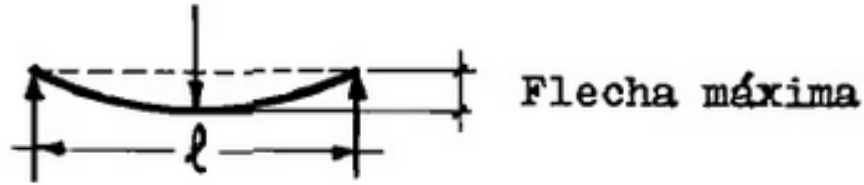


Figura 3. 11 Flecha máxima en vigas (El proyectista de estructuras metálicas- R. Nonnast)

Para evitar que esta flecha sea excesiva, hay unas normas que dan la máxima admisible según el tipo de viga. Por lo tanto después de calcular el perfil de la viga, se comprobaba si la flecha que da este perfil es admisible, y si no lo es se tomara otro mayor.

Las flechas máximas admisibles, de acuerdo a R. Nonnast en su libro El proyectista de estructuras metálicas, son las siguientes:

a) Vigas de edificios y correas de cubierta.

L= Longitud en metros	Viga libre	Viga metida en el piso
>5	1/300	1/200
>7	1/500	1/300

Tabla 3. 10 Valores de flechas máximas admisibles según la longitud de viga (El proyectista de estructuras metálicas- R. Nonnast)

Siendo  $L \leq 5$  metros la flecha máxima será  $L/200$ .

b) Vigas en voladizo.  $L/250$  (Flecha en el extremo volado).

c) Vigas para grúas puente y carrileras.

Grúas movidas eléctricamente  $L/1000$

Grúas movidas a mano  $L/500$

Teniendo la misma referencia, para calcular la flecha máxima en una viga con carga determina y según tipo de apoyo, se utilizan las siguientes aproximaciones:

- Viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida  $q$ .

$$f_{max} = \frac{C.l^3}{384.E.I} \quad \text{Ec.3.42}$$

Dónde:

$l$ =longitud de la viga

$C = q.l$

$E$ = Modulo elástico del material de la viga

$I$ = Momento de inercia de la sección transversal de la viga

- Viga simplemente apoyada con carga distribuida.

$$f_{max} = \frac{5P.l^3}{384.E.I} \quad \text{Ec.3.43}$$

- Viga con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida

$$f_1 = 3.22 \frac{(q/10).(l/100)^4}{I} \quad \text{Ec.3.44}$$

$$f_2 = 0.248 \frac{(q/10).(l/100)^4}{I} \quad \text{Ec.3.45}$$

Tomando como  $f_{max}$  el mayor de los valores de  $f_1$  y  $f_2$

Hay que recordar que en una viga también encontramos los diagramas de momentos flectores y esfuerzos cortantes. Estos valores ya están determinados según el tipo de carga y apoyos que tiene. A continuación se presentan algunas vigas con diferentes tipos de cargas y sus correspondientes diagramas de momentos. (Nonnast)

- Viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida  $q$ .

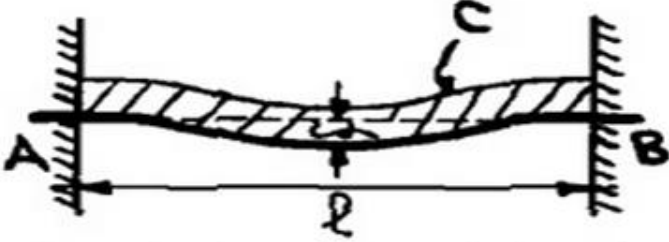

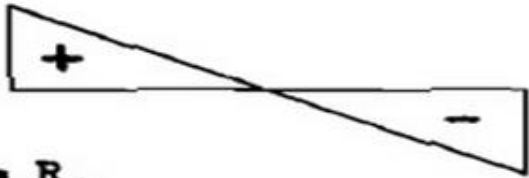
<p>Viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida</p>	
<p>Momento flector</p>	 $M_{fA} = -\frac{C \cdot l}{12} = M_{fB}$ $M_{fO} = \frac{C \cdot l}{24}$
<p>Esfuerzo cortante</p>	 $Q_A = R_A$ $Q_O = 0$ $Q_B = -R_B$
<p>Reacciones</p>	$A = B = \frac{C}{2}$

Figura 3. 12 Diagramas de una viga empotrada en ambos extremos y carga distribuida

- Viga simplemente apoyada con carga distribuida.

<p>Viga simplemente apoyada y carga distribuida</p>	
<p>Momento flector</p>	<p> <math>Mf_A = 0</math>                      <math>Mf_B = 0</math>  <math>Mf_{max} = \frac{q \cdot l^2}{8}</math> </p>
<p>Esfuerzo cortantes</p>	<p> <math>Q_A = R_A</math>                      <math>Q_B = R_A - q \cdot l</math> </p>
<p>Reacciones</p>	<p> <math>R_A = R_B = \frac{q \cdot l}{2}</math> </p>

Figura 3. 13 Diagramas de una viga simplemente apoyada y carga distribuida

- Viga con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida

<p>Viga con 4 apoyos equidistantes y carga continua</p>	
<p>Momento flector</p>	$M_{f_a} = 0,08 \cdot q \cdot l^2 \quad M_{f_B} = M_{f_C} = 0,1 \cdot q \cdot l^2$ $M_{f_b} = 0,025 \cdot q \cdot l^2 \quad l_1 = 0,8 \cdot l \quad l_2 = 0,276 \cdot l$
<p>Esfuerzo cortantes</p>	$Q_A = R_A$ $Q_B \text{ izq} = R_B - q \cdot \frac{l}{2} \quad \left. \begin{array}{l} Q_C \text{ der} = R_C - q \cdot \frac{l}{2} \\ Q_D = R_D \end{array} \right\}$
<p>Reacciones</p>	$A = D = 0,4 \cdot q \cdot l$ $B = C = 1,1 \cdot q \cdot l$

Figura 3. 14 Diagramas de una viga con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida



## CAPITULO 4 MEMORIA DE CÁLCULO

### 4.1 Diseño de la banda transportadora

#### 4.1.1 Esfuerzo en la periferia de la catarina

Antes que nada, se debe calcular la potencia de entrada (del moto hidráulico) que se necesitara en la banda transportadora para que esta pueda mover la cantidad de caña especificada, las cuales son 16 toneladas por hora. La banda tendrá un ancho de 0.8 m y 1.8 m de largo, de eje a eje. Todo esto es debido a las condiciones en las que se recibirá el producto y las dimensiones que tendrá cosechadora de caña.

Debido a la imposibilidad de realizar ensayos para determinar las propiedades físicas de la caña, se han tenido que suponer, acorde a similitudes con otros materiales, dejando como resultado una densidad para la caña de  $2000 \text{ kg/m}^3$ .

Es importante especificar para el cálculo que la banda transportadora será de tablillas de madera de roble, el cual tiene una densidad de  $720 \text{ kg/m}^3$ .

- *Esfuerzo para mover la banda en vacío*

Para comenzar con los cálculos se debe determinar el coeficiente de rozamiento que habrá entre los rodillos que moverán la banda y según la tabla 3.1 para rodillos portantes con cojinetes a bolas y mantenimiento normal:

$$f' = 0.03$$

El peso de la cinta y las partes rodantes  $Q_p$  está conformado por el peso de las tablillas de la madera y el peso de la cadena que moverán la caña.

Suponiendo que las tablillas serán de 1 pulgada de espesor con una longitud total de banda de 3.6 metros y 0.8 metros de ancho, se tiene que el volumen de las tablillas es:

$$V = (2)(0.0254\text{m})(1.8\text{m})(0.8\text{m})$$

$$V = 0.07315 \text{ m}^3$$

Por lo cual, el peso de las tablillas  $Q_{p1}$  es:

$$Q_{P1} = \left(720 \frac{kg}{m^3}\right) (0.07315 m^3)$$

$$Q_{P1} = 52.6694 kg$$

Ya que el peso de las cadenas varía de acuerdo al número, se tomó como referencia la cadena ANSI 60, la cual tiene un peso  $w = 14.6 N/m = 1.488 kg/m$ . Calculándose el peso de la cadena  $Q_{P2}$  de la siguiente manera:

$$Q_{P2} = 2 \left(1.488 \frac{kg}{m}\right) (3.6 m)$$

$$Q_{P2} = 10.7136 kg$$

Nótese que al calcular el valor de  $Q_{P2}$  se tuvo que multiplicar por dos el valor del volumen, esto se debe a que se tiene una cadena en cada extremo de los rodillos.

Ahora se suman los valores de  $Q_{P1}$  y  $Q_{P2}$  para obtener el valor de  $Q_P$ :

$$Q_P = 52.6694 kg + 10.7136 kg$$

$$\mathbf{Q_P = 63.383 kg}$$

A continuación se calcula el peso de la cinta y las partes rodantes referido a 1m de distancia real entre ejes  $q_P$ , definida por la siguiente ecuación:

$$q_P = \frac{Q_P}{I} \quad \text{donde} \quad I: \text{Distancia entre ejes de las poleas extremas del transportador}$$

$$q_P = \frac{63.383 kg}{1.8 m} \longrightarrow \mathbf{q_P = 35.2127 kg}$$

Finalmente se determina el suplemento ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes  $I_0$ , mediante la ecuación 3.1:

$$I_0 = 60 - 0.2 (1.8 m) \longrightarrow \mathbf{I_0 = 59.64 m}$$

Sustituyendo los valores de  $Q_p$ ,  $q_p$  e  $I_0$  en la ecuación 3.2 para calcular el esfuerzo para mover la banda en vacío  $P_1$ :

$$P_1 = (0.03)(35.2127 \text{ kg})(1.8 \text{ m} + 59.64\text{m})$$

$$P_1 = 64.9041 \text{ kg}$$

- *Esfuerzo para mover el material  $P_2$*

Para la determinación del esfuerzo en vacío se utiliza la ecuación 3.9, en la cual se utiliza el valor de  $I_0$  y  $f'$  calculados anteriormente. Teniendo como datos de entrada:

$$Q = 16 \text{ ton/h} \quad (\text{carga})$$

$$v = 2 \text{ m/s} \quad (\text{velocidad de banda})$$

$$I = 1.8 \text{ m} \quad (\text{Distancia entre ejes})$$

$$P_2 = (0.03) \left( \frac{16 \text{ ton/h}}{3.6 (2 \text{ m/s})} \right) (1.8 \text{ m} + 59.64 \text{ m})$$

$$P_2 = 4.096 \text{ kg}$$

- *Esfuerzo para mover verticalmente el material  $P_3$*

Debido a que se trata de una banda transportadora de tipo horizontal  $I = L$  y  $H = 0$ , el esfuerzo para mover el material verticalmente se vuelve cero.

$$P_3 = 0$$

Por último, sumando los tres esfuerzos  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_3$  se obtiene el valor del esfuerzo total en la periferia de la rueda catarina:

$$P = 64.9041 \text{ kg} + 4.096 \text{ kg} + 0$$

$$P = 69 \text{ kg}$$

#### 4.1.2 Potencia absorbida por la banda transportadora

Conocido el valor del esfuerzo en la periferia de la catarina, con una velocidad de banda de 2 m/s, es inmediato el cálculo de la potencia absorbida por la banda transportadora definida por la ecuación 3.12.

$$N = \frac{(69 \text{ kg})(2 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{75}$$

$$N = 1.84 \text{ CV} = 1.8148 \text{ hp} = 1.3533 \text{ kW}$$

#### 4.2 Diseño de cadena

El hablar del diseño de una cadena, se refiere a la selección del número de cadena que pueda soportar cierta potencia y determinar el número de pasos y torones que tendrá.

La selección será de una cadena de rodillos, con una relación de velocidad  $n_1/n_2 = 1$ , trabajando con catarinas de 17 dientes, que son las más recomendables. La potencia que debe transmitir es de 1.8148 hp, que es la potencia que absorberá la banda, a una velocidad de 400 rpm. La velocidad se determinó según los catálogos de fabricantes para motores hidráulicos de 1.8148 hp aproximadamente. El factor de seguridad que se estará utilizando para el diseño es de 3.

Sabiendo que la potencia de diseño es igual a  $h_d = H_{nom} K_s n$ :

$$H_d = (1.8148 \text{ hp})(1.3)(3)$$

$$H_d = 7.0777 \text{ hp}$$

Calculando la cadena para diferentes números de torones según la ecuación 3.23, utilizando ruedas catarinas de 17 dientes, y comparando los valores con las tablas 3.2 y 3.3, resulta la siguiente tabla:

No. de Torones	$k_2$	$7.0777/k_2$	$H_{tabla}$ a 400 rpm	No. Cadena ANSI	Tipo de lubricación
<b>1</b>	<b>1</b>	<b>7.0777</b>	<b>8.03</b>	<b>60</b>	<b>B</b>
2	1.7	4.1633	4.67	50	B
3	2.5	2.831	4.67	50	B
4	3.3	2.1447	2.4	40	B

Tabla 4. 1 Especificaciones de cadenas según el número de torones para una potencia de diseño de **7.0777 hp**

Ya que es preferible una cadena de un solo torón que sirva de transmisor de movimiento a la banda transportadora y debido a que la diferencia con la potencia de la tabla no es significativa, se decide seleccionar una cadena ANSI 60 de un solo torón.

Para el cálculo del número de pasos que tendrá la cadena se utiliza la ecuación 3.24, teniendo los siguientes datos:

- C= 1.8 m (Distancia entre centros)
- $N_1= 17$  y  $N_2= 17$  (Numero de dientes de las catarinas)
- $p= 0.01905$  m (Paso para cadena ANSI 60)

Longitud de cadena:

$$\frac{L}{0.01905 \text{ m}} = \frac{2(1.8 \text{ m})}{0.01905 \text{ m}} + \frac{17 + 17}{2} + \frac{(17 + 17)^2}{4\pi^2(1.8\text{m})(0.01905 \text{ m})}$$

$$L = 3.92385 \text{ m}$$

No. De Pasos de la cadena:

$$\frac{L}{p} = \frac{3.92385 \text{ m}}{0.01905 \text{ m}}$$

$$\frac{L}{p} = \mathbf{205.976}$$

El tipo de cadena más adecuada a utilizar es la Cadena ANSI 60 de un solo torón y 206 pasos. Las especificaciones de la cadena seleccionada se muestran en el Anexo 1 de cadenas de transmisiones Zarate, S.L.

### 4.3 Diámetro de catarinas

El diseño de las catarinas se refiere a la determinación del diámetro que tendrán. Esto se determina con la ecuación 3.16.

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180/N)} = \frac{19.05}{\text{sen}(180/17)}$$

$$D = \mathbf{103.67 \text{ mm}}$$

Para la transmisión de potencia se utilizarán catarinas de 10.367 mm de diámetro y 17 dientes cada una, las cuales se encuentran en el catálogo de Martin. Las especificaciones de la catarina corresponden a las catarinas simples Martin que se encuentran en el Anexo 2.

### 4.4 Velocidad de la banda transportadora

Anteriormente, para los cálculos se había estado utilizando una velocidad de banda de 2 m/s a la cual se debe apegar lo más posible el diseño. Por lo cual se debe calcular la velocidad real que tendrá la banda

Con una velocidad de entrada de 400 rpm y con la catarina de 10.367 mm seleccionada, y sabiendo que la velocidad tangencial de una rueda es  $v = \frac{\pi d \text{ rpm}}{60}$  tenemos que la velocidad a la que irá la banda transportadora es la siguiente:

$$v = \frac{\pi(0.103m)(400 \text{ rpm})}{60}$$

$$v = 2.157 \text{ m/s}$$

La velocidad real no difiere en gran manera en la velocidad deseada, por lo tanto la velocidad que se tendrá es adecuada al diseño.

#### 4.5 Diseño de eje

Diseñar un eje es básicamente determinar el diámetro correcto que tendrá para asegurar rigidez y una resistencia satisfactoria cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga.

El eje que se planea diseñar está sujeto a ciertas cargas, como lo son las tensiones de las cadenas, el peso de las ruedas catarinas y el peso de la carga que la banda transportara la cual se supondrá distribuida uniformemente en las catarinas con una fuerza de 19.62 N según la carga de 16 ton/hora.

En la figura 4.1 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje, en el que se representan todas las fuerzas que estarán actuando sobre el eje.

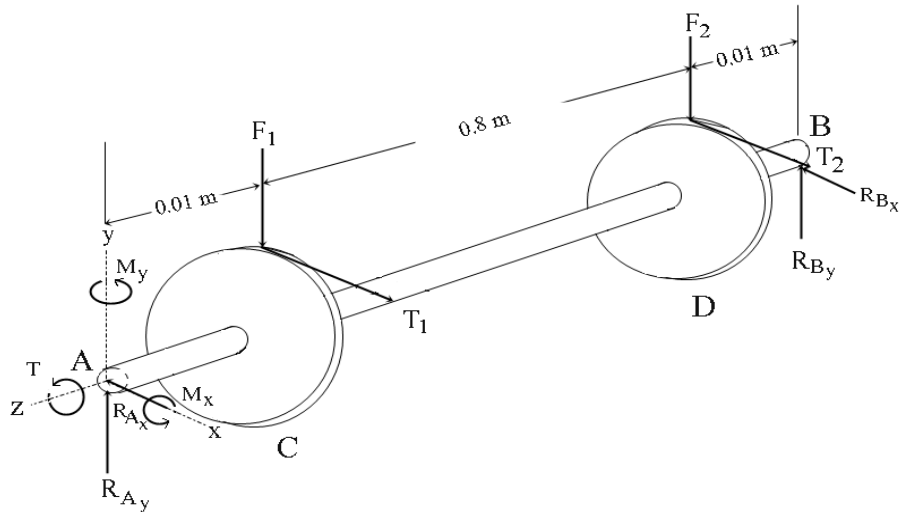


Figura 4. 1 Modelo de cálculo del eje a diseñar

Para calcular el diámetro del eje tenemos los siguientes datos:

$$W_{\text{catarina}} = 14.3226 \text{ N}$$

$$W_{\text{caña sobre catarinas}} = F_1 = F_2 = 19.62 \text{ N}$$

$$P = 1.8148 \text{ hp} = 1.3533 \text{ kW}$$

$$v = 2.157 \text{ m/s}$$

Primeramente se calculan las tensiones  $T_1$  Y  $T_2$  de las cadenas utilizando la ecuación 3.18:

$$T_{1,2} = \frac{(1000)(1.3533 \text{ kW})}{2.157 \text{ m/s}} = 627.3991 \text{ N}$$

Con estos datos, se lleva a cabo la sumatoria de fuerzas para determinar las reacciones sobre los cojinetes.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 19.62 \text{ N}(2) - 14.3226 \text{ N}(2) = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 67.8852 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{Ax} = 0$$

$$(19.62 \text{ N} + 14.3226 \text{ N})(0.01\text{m}) + (19.62\text{N} + 14.3226 \text{ N})(0.81\text{m}) - R_{By}(0.82 \text{ m}) = 0$$



$$R_{By} = 33.9426 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 33.9426 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - 19.62 \text{ N}(2) - 627.3991 \text{ N}(2) = 0$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} = 627.3991 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$(627.3991)(0.01\text{m}) + (627.3991 \text{ N})(0.81\text{m}) - R_{Bx}(0.82 \text{ m}) = 0$$

$$R_B = 627.3991 \text{ N}$$

$$R_A = 627.3991 \text{ N}$$

Sabiendo que el momento Torsor  $T = \frac{63000 \text{ hp}}{\text{rpm}}$  en el sistema inglés, a continuación se procede a calcular el momento Torsor generado por el movimiento rotatorio del eje.

$$T = \frac{63000(1.8148 \text{ hp})}{400 \text{ rpm}} = 285.831 \text{ lb. pul}$$

Convirtiendo este valor al sistema internacional:

$$T = 32.2945 \text{ N.m}$$

Ahora, se debe calcular el momento flexionante máximo actuante a lo largo del eje. En la figura 4.2 se muestra a la izquierda el diagrama de momentos en el eje x y a la derecha el diagrama de momentos en el eje y, generados por las reacciones:

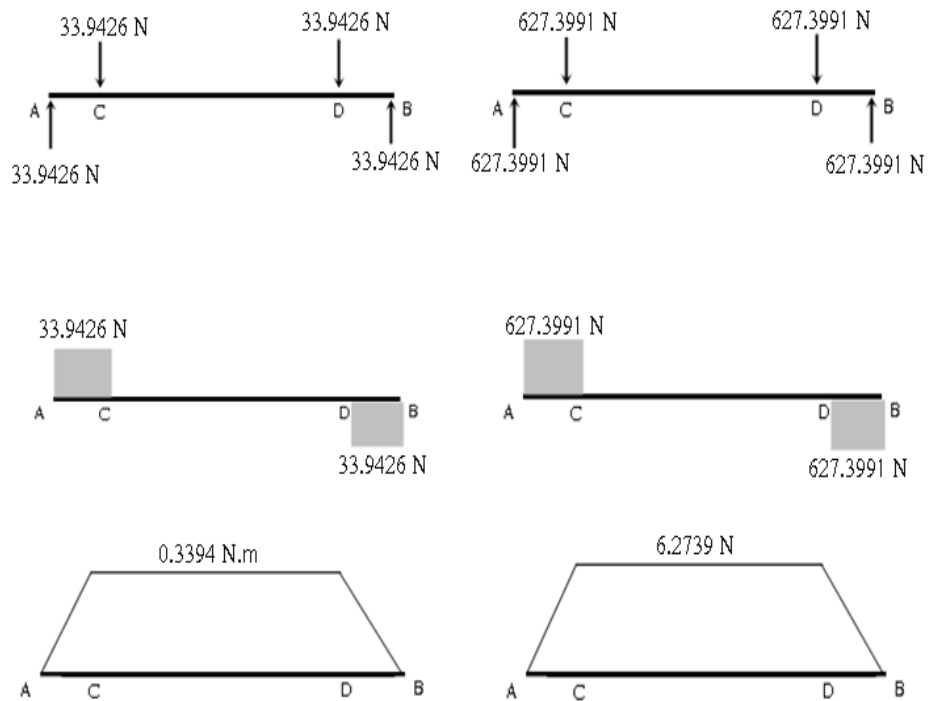


Figura 4. 2 Diagramas de momentos en x y y en el eje a diseñar

Se puede observar en los diagramas que los momentos máximos en  $x$  y  $y$  son  $0.3394 \text{ N.m}$  y  $6.2739 \text{ N.m}$ , respectivamente.

El momento resultante máximo es:

$$M_{max} = \sqrt{(0.3394 \text{ N.m})^2 + (6.2739 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{max} = 6.2830 \text{ N.m}$$

Con los datos obtenidos de los cálculos, recordando que el factor de seguridad utilizado es de 3 y seleccionando como material del eje Acero AISI 1006 el cual tiene una resistencia a la fluencia  $S_y = 170 \text{ Mpa}$ , se procede a utilizar la teoría de cortante máximo indicada en la ecuación 3.28. para calcular el diámetro mínimo del eje.

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi(170 \times 10^6 \text{ Pa})} \sqrt{(6.2830 \text{ N.m})^2 + (32.2945 \text{ N.m})^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.808 \text{ cm}$$

Ahora se realiza el mismo cálculo del diámetro, pero ahora con la teoría de la energía de distorsión máxima, definida por la ecuación 3.30.

$$d = \left\{ \frac{16(3)}{\pi(170 \times 10^6)} \sqrt{4(6.2830 \text{ N.m})^2 + 3(32.2945 \text{ N.m})^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.7271 \text{ cm}$$

Tomando el mayor de los diámetros, el eje será de Acero AISI 1006 HR de 1.808 cm de diámetro

## 4.6 Velocidad crítica del eje

La velocidad crítica de un eje se define como la velocidad máxima que puede adquirir en ciertas condiciones.

Todos los ejes, aun sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación. La magnitud de la deformación depende de la rigidez del eje y de sus soportes, de la masa total del eje, y de las piezas que se le añaden, del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación y del amortiguamiento presente en el sistema.

Por lo tanto, es indispensable el cálculo de la velocidad crítica del eje, ya que los cálculos anteriores se han calculado a una velocidad de trabajo de 400 rpm, así que hay que verificar que esta velocidad no rebase, ni se acerque demasiado a la velocidad crítica.

Normalmente, sólo la velocidad crítica más baja (primera), y ocasionalmente la segunda, tiene relevancia, por lo cual en este caso, solamente se calculara la primera velocidad crítica.

En la figura 4.3 se muestra el esquema del eje con las masas que estará soportando, las cuales corresponden a las catarinas.

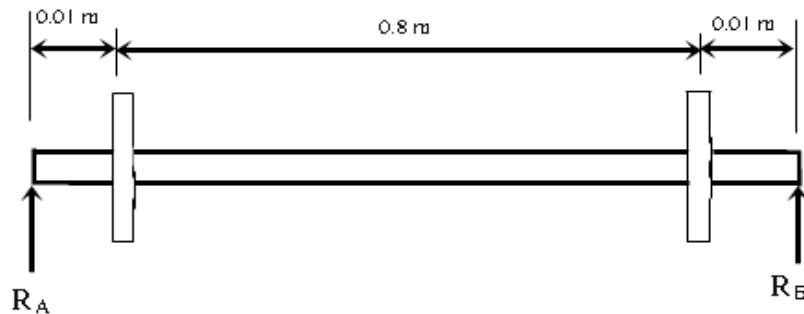


Figura 4. 3 Masas que soportara el eje

Utilizando la ecuación de Rayleigh-Ritz, se pretende encontrar la velocidad crítica del eje. Así que para comenzar los cálculos, se debe encontrar la deformación estática en cada una de las masas.

Como datos de entrada se tienen:

$$W_{\text{catarina}} = 14.3226 \text{ N}$$

$d=0.02 \text{ m}$  (diámetro del eje redondeado)

Mediante el equilibrio de fuerzas se encuentran las reacciones sobre los cojinetes  $R_A$  y  $R_B$ :

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_A + R_B - 2(14.3226 \text{ N})=0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(14.3226 \text{ N})(0.01 \text{ m}) + (14.3226 \text{ N})(0.81 \text{ m}) - (0.82 \text{ m})R_B = 0$$

$$R_B = 14.3226 \text{ N}$$

$$R_A = 14.3226 \text{ N}$$

Ahora se calcula el momento de inercia del eje, y recordando que en un eje  $I = \frac{\pi d^4}{64}$ , tenemos que:

$$I = \frac{\pi(0.02 \text{ m})^4}{64} = 7.8539 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Utilizando como material del eje Acero AISI 1006 HR (  $E = 200 \text{ Gpa}$ ) se encuentra  $\frac{M}{EI}$ , que nos servirá para poder representar el diagrama de área de momentos.

$$\frac{M}{EI} = \frac{0.143226 \text{ N.m}}{(200 \times 10^9 \text{ Pa})(7.8539 \times 10^{-9} \text{ m}^4)} = 9.11814 \times 10^{-5}$$

Las reacciones en los cojinetes y los diagramas de áreas de momentos están representadas en la figura 4.4.

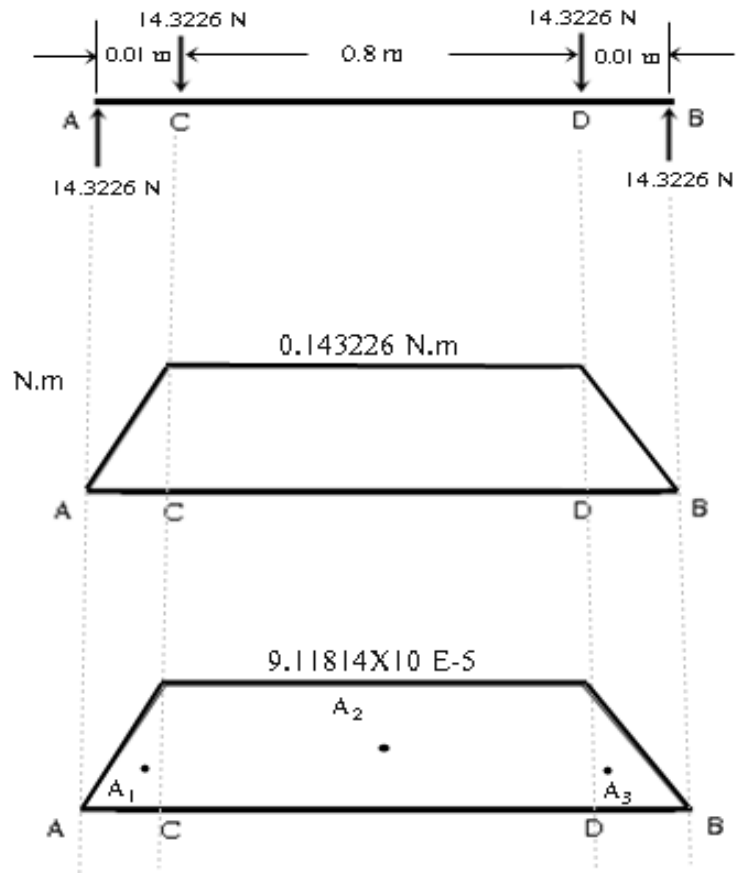


Figura 4. 4 Diagramas de área de momentos del eje

De acuerdo a los diagramas de momentos, se calculan las áreas  $A_1, A_2$  y  $A_3$ .

$$A_1 = \frac{(0.01)(9.11814 \times 10^{-5})}{2} = 4.55907 \times 10^{-7}$$

$$A_2 = (0.8)(9.11814 \times 10^{-5}) = 729.45 \times 10^{-7}$$

$$A_3 = A_1 = 4.55907 \times 10^{-7}$$

Ahora se calculan los centros de gravedad de las áreas, sabiendo que para rectángulos

$x = \frac{b}{2}$  y para triángulos  $x = \frac{b}{3}$ .

$$x_1 = \frac{61}{75}; \quad x_2 = 0.41; \quad x_3 = \frac{1}{150}$$

En la figura 4.5 se muestra la deflexión que tendrá el eje debido a las masas.

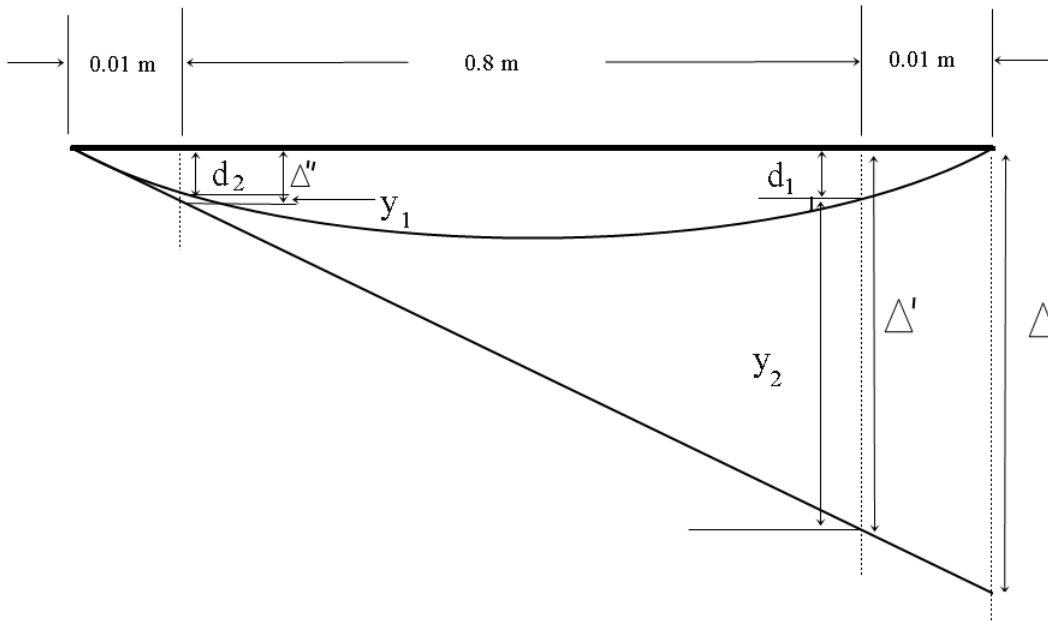


Figura 4. 5 Deflexión del eje provocada por las masas y representación de las variables

Las variables mostradas  $\Delta$ ,  $\Delta'$  y  $\Delta''$  corresponden a las distancias que hay entre la línea horizontal y la línea tangente a la curva de deformación del eje, en cada masa. Las variables  $y_1$  y  $y_2$ , son las distancias que hay de la curva de deformación hasta la línea tangente, en cada masa.

Sabiendo que  $\Delta = \sum_k A_k x_k$  se calcula el valor de  $\Delta$ :

$$\Delta = \left\{ (4.55907) \left( \frac{61}{75} \right) + (729.45)(0.41) + (4.55907)(1/150) \right\} \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$\Delta = 302.812 \times 10^{-7} \text{ m}$$

De acuerdo a la figura 4.5, por razón geométrica se observa que  $\frac{\Delta'}{0.81} = \frac{\Delta}{0.82}$  y que

$$\frac{\Delta''}{0.01} = \frac{\Delta}{0.82}, \text{ por lo que:}$$

$$\frac{\Delta'}{0.81} = \frac{302.812 \times 10^{-7}}{0.82}$$

$$\Delta' = 2.9911 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\frac{\Delta''}{0.01} = \frac{302.812 \times 10^{-7}}{0.82}$$

$$\Delta'' = 3.6928 \times 10^{-7} \text{ m}$$

Para el cálculo de  $y_1$  y  $y_2$  se utiliza la figura 4.6, en donde  $x_{1,1}$ ,  $x_{2,2}$  y  $x_{3,3}$  corresponden a las distancias horizontales entre los centros de gravedad y las masas.

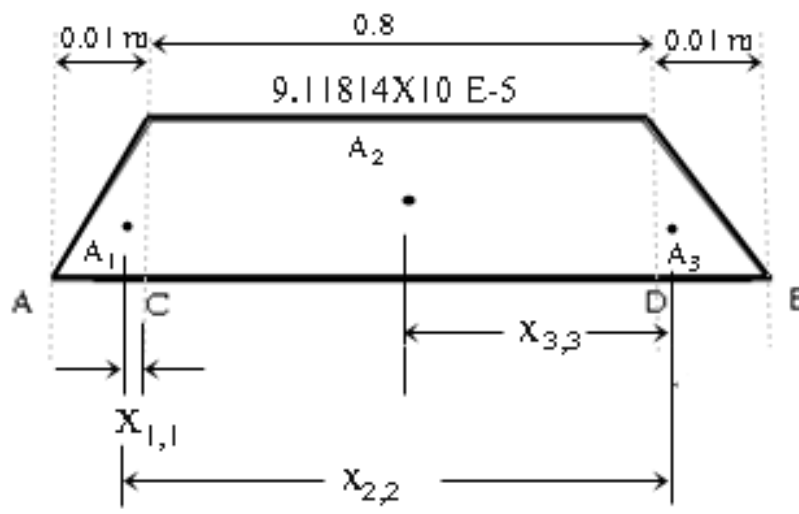


Figura 4. 6 Distancias  $x_{1,1}$ ,  $x_{2,2}$  y  $x_{3,3}$

De acuerdo a las medidas, las distancias son:

$$x_{1,1} = \frac{1}{3}(0.01 \text{ m}) = \frac{1}{300} \text{ m}$$

$$x_{2,2} = \frac{1}{3}(0.01 \text{ m}) + 0.8 \text{ m} = \frac{241}{300} \text{ m}$$

$$x_{3,3} = \frac{1}{2}(0.8 \text{ m}) = 0.4 \text{ m}$$

Obteniendo:

$$y_1 = (4.55907 \times 10^{-7}) \left( \frac{1}{300} \text{ m} \right); \quad y_1 = 1.51969 \times 10^{-9} \text{ m}$$

$$y_2 = (4.55907 \times 10^{-7}) \left( \frac{241}{300} \text{ m} \right) + (729.45 \times 10^{-7}) (0.4 \text{ m}); \quad y_2 = 2.95442 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Por último, de la figura 4.5, vemos que  $\delta_1 = \Delta' - y_2$  y  $\delta_2 = \Delta'' - y_1$ , teniendo:



$$\delta_1 = 2.9911 \times 10^{-5} \text{ m} - 2.95442 \times 10^{-5} \text{ m}; \quad \delta_1 = \mathbf{3.668 \times 10^{-7} \text{ m}}$$

$$\delta_2 = 3.6928 \times 10^{-7} \text{ m} - 1.51969 \times 10^{-9} \text{ m}; \quad \delta_2 = \mathbf{3.6776 \times 10^{-7} \text{ m}}$$

La ecuación de Rayleigh- Ritz definida por la expresión 3.35, sustituyendo los valores de  $\delta_1$  y  $\delta_2$  y sabiendo que los pesos de las catarinas son  $14.3226 \text{ N}$ , queda de la siguiente forma:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2 [(14.3226 \text{ N})(3.668 \times 10^{-7} \text{ m}) + (14.3226 \text{ N})(3.6776 \times 10^{-7} \text{ m})]}{(14.3226 \text{ N})(3.668 \times 10^{-7} \text{ m})^2 + (14.3226 \text{ N})(3.6776 \times 10^{-7} \text{ m})^2}}$$

$$\omega_c = \mathbf{5168.1545 \text{ rad/seg}}$$

Convertimos el valor de  $\omega_c$  a revoluciones por minuto, sabiendo que  $\text{rpm} = \frac{(\text{rad/seg})\pi}{30}$ .

$$n_{cr} = \frac{(5168.1545 \text{ rad/seg})\pi}{30}$$

$$n_{cr} = \mathbf{541.2078 \text{ rpm}}$$

La máxima velocidad que debe alcanzar el eje es de  $541.2078 \text{ rpm}$  para no exceder la deformación de este. Por lo tanto, la velocidad de  $400 \text{ rpm}$  manejada en los cálculos es la adecuada para el funcionamiento del sistema.

## 4.7 Selección de cojinetes

Para poder seleccionar el cojinete se debe encontrar la carga que debe soportar. La selección se hará para cojinetes de bolas con giro en la pista interior a una velocidad de 400 rpm y una vida útil de 15000 horas.

Para el cálculo son necesarios los siguientes datos obtenidos del análisis estático sobre los cojinetes:

$$F_r = R_{cy} = 33.9426 \text{ N} \quad (\text{Carga radial})$$

$$F_a = R_{cx} = 627.3991 \text{ N} \quad (\text{Carga axial})$$

$$v = 1 \quad (\text{Para cojinetes con giro en la pista interior})$$

$$k = 3 \quad (\text{Para cojinetes de bolas})$$

Nótese que los cojinetes están sujetos a cargas combinadas (carga radial y axial), por lo que se utilizarán los pasos marcados en la sección 3.4.2.

Para comenzar el cálculo, se supone una carga equivalente  $P_d$  de 700 N, el cual debe ser mayor que  $F_r$  y  $F_a$ :

$$P_d = 700 \text{ N} \quad \text{SUPUESTO}$$

Con este valor de  $P_d$  se procede a calcular el valor de la carga dinámica  $C$  mediante la ecuación 3.38. Para esto, también se necesita calcular el valor de la vida útil de diseño  $L_d$  utilizando la ecuación 3.39.

$$L_d = (15000 \text{ h})(400 \text{ rpm})(60)$$

$$L_d = 36 \times 10^7 \text{ rev}$$

$$C = 700 \text{ N} \left( \frac{36 \times 10^7}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 4.979 \text{ kN}$$

De la tabla 3.9, se escoge un cojinete con una carga dinámica  $C$  mayor que la obtenida en el cálculo anterior y debido a que el diámetro mínimo del eje debe ser de 18.08 mm se opta por analizar el cojinete 6204, con las siguientes especificaciones:

- Cojinete 6204:  $d = 20 \text{ mm}$ ;  $C = 12.7 \text{ kN}$ ;  $C_0 = 6.55 \text{ kN}$

Siguiendo con los pasos descritos en la sección 3.4.2, con ayuda de la tabla 3.8 se determina el valor de  $e$ . Para ello necesitan los siguientes valores con los datos anteriormente mencionados:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{627.3991 \text{ N}}{12700 \text{ N}} = 0.09577; \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{627.3991 \text{ N}}{33.9426 \text{ N}} = 18.4826$$

Interpolando para  $\frac{F_a}{C_0} = 0.09577$  en la tabla 3.8 se encuentra que  $e = 0.289$ .

Y volviendo a interpolar con  $\frac{F_a}{C_0} = 0.09577$  para  $\frac{F_a}{F_r} > e$  en la tabla 3.8, se tiene que:

$$X = 0.56 \quad Y = 1.505$$

Sustituyendo los valores encontrados en la ecuación 3.41, obtenemos el valor de la carga equivalente:

$$P = (1)(0.56)(33.9426 \text{ N}) + (1.505)(627.3991 \text{ N})$$

$$P = 0.963 \text{ kN}$$

Con el nuevo valor de carga equivalente, se procede a calcular nuevamente el valor de la carga dinámica  $C$ . Y de la ecuación 3.38 obtenemos lo siguiente:

$$C = 0.963 \text{ kN} \left( \frac{36 \times 10^7}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \longrightarrow C = 6.8505 \text{ kN}$$

Como el valor de la carga dinámica calculada es menor a la carga dinámica del cojinete seleccionado ( $C=12.7 \text{ kN}$ ), el cojinete 6204 de la tabla 3.9 es el indicado para soportar la carga.

Los cojinetes a utilizar en el eje serán los cojinetes de bolas 6207 de la serie 62 de SKF que se muestran en el Anexo 3, y los cuales corresponden a los valores del cojinete 6204 utilizados en el cálculo.

## 4.8 Diseño de tolva

El diseño corresponde a una tolva de forma rectangular soldada, como se muestra en la figura 4.7 con base inclinada para almacenar el volumen de caña entera que la banda transportadora vaya arrojando.

La sección transversal de entrada tiene unas dimensiones de 0.8m x 2m. La altura de la sección de paredes verticales es de 1 m. La base tiene una inclinación de 20° respecto a la horizontal. La chapa de la tolva será de acero AISI 302 recocido y remachada a una estructura de soporte de ángulo de acero.

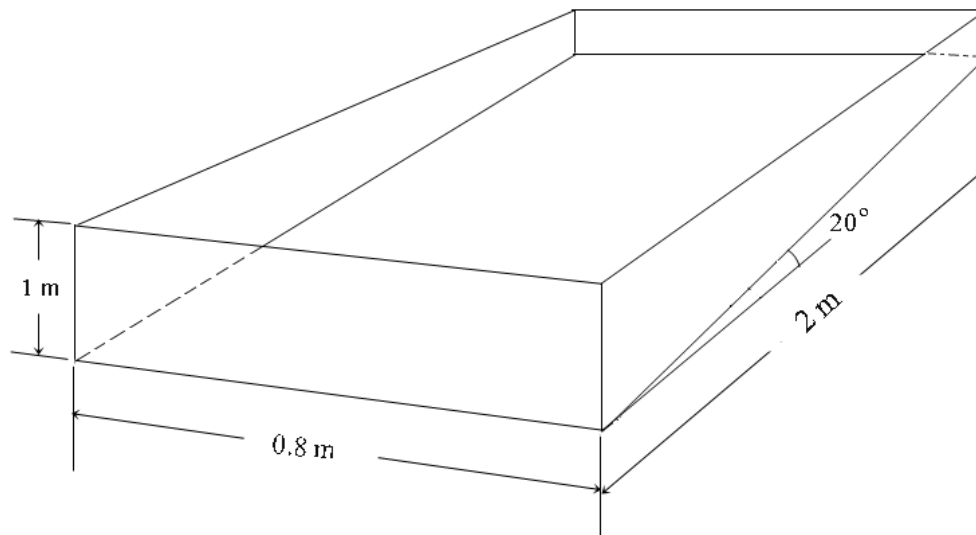


Figura 4. 7 Dimensiones de la tolva a diseñar

La chapa de acero inoxidable AISI 302 recocida tiene las siguientes características mecánicas, según el Anexo 4:

Resistencia a la fluencia cortante:  $\tau_y = 150 \text{ Mpa}$

Modulo elástico:  $E = 190 \text{ Gpa} = 2,100,000 \text{ kg/cm}^2$

#### 4.8.1 Cálculo del espesor de la base de la tolva

Según las dimensiones de la tolva e idealizando la disposición de las cañas, esta contendrá aproximadamente 14 columnas con 17 cañas cada una, como se muestra en la figura 4.8, suponiendo que la caña tiene un diámetro máximo de 6 cm y 1.8 m de largo. En la misma figura podemos observar la distribución de la fuerza sobre las paredes y base de la tolva

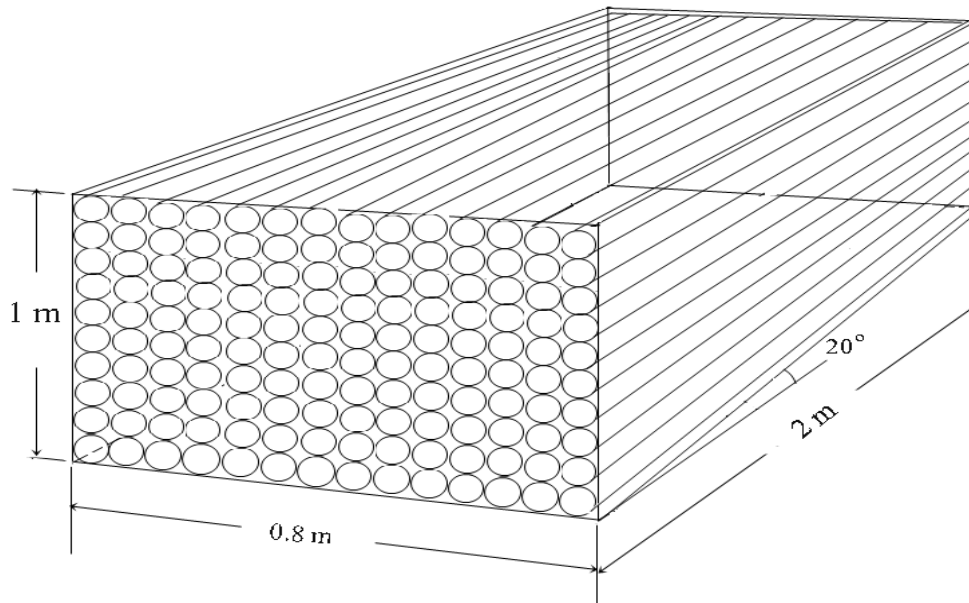


Figura 4. 8 Disposición idealizada de la caña en la tolva

La sumatoria de las fuerzas distribuidas corresponde al peso de la caña en total, por lo que, para comenzar los cálculos, se debe encontrar el peso de la caña que tiene una densidad de  $2000 \text{ kg/m}^3$ .

$$W = (2000 \text{ kg/m}^3) \left( \frac{\pi(0.06 \text{ m})^2}{4} \right) (1.8 \text{ m})$$

$$W = 10.1787 \text{ kg}$$

Esta es la fuerza puntual que ejerce una sola caña sobre las paredes de la tolva. Pero como la base de la tolva está inclinada, esta fuerza se descompone y ejerce diferentes fuerzas sobre la base y paredes.

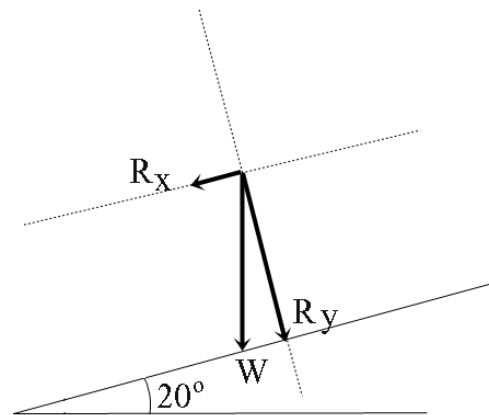


Figura 4. 9 Descomposición del peso de una caña sobre las paredes de la tolva

De acuerdo a la figura 4.9, las fuerzas  $R_x$  y  $R_y$  ejercidos sobre la placa vertical y la base, respectivamente, son:

$$R_x = 10.1787 \text{ kg (sen } 20^\circ); \quad R_x = 3.4813 \text{ kg}$$

$$R_y = 10.1787 \text{ kg (cos } 20^\circ); \quad R_y = 9.5648 \text{ kg}$$

El análisis del espesor de placa se realiza a partir de la base de 0.8 m de ancho y 2 m de largo. Para rigidizar la tolva se proyectara una estructura de ángulos remachada sobre toda su periferia. Para evitar el desgarramiento y cortadura de la placa por los remaches estos deben tener un paso de al menos  $1 \frac{1}{2}$  veces el diámetro del remache. Exagerando la medida del paso, dividiremos la placa en 4 secciones, donde se supone estarán los remaches.

Según esta disposición, la placa es semejante una viga continua de 0.5 m de longitud empotrada en sus extremos con carga distribuida en donde la carga distribuida  $q$  corresponde a la carga de cañas.

La base de 2 m de largo y 0.8 m de ancho, está cargada por 14 columnas de 17 cañas, como se había mencionado anteriormente. Pero debido a la inclinación de la base, no todo el peso se apoya sobre esta, por lo que la carga  $q$  es igual a la suma de las fuerzas

$R_y$ , que ejerce el peso de cada una de las 17 cañas enfiladas, sobre una sección de la placa, en 1 metro de longitud.

Sabiendo que la carga total se encuentra sobre los 1.8 m que mide la caña, encontramos la carga distribuida  $q$  que se encuentra en 1 m de caña de la siguiente manera:

$$q = (9.5648 \text{ kg})(17 \text{ unid}) \left( \frac{1}{1.8 \text{ m}} \right)$$

$$q = 90.3342 \text{ kg/m}$$

Al dividir la placa en cuatro secciones, como se realizó en el análisis anterior, la viga que representa el modelo de cálculo de la base es la siguiente:

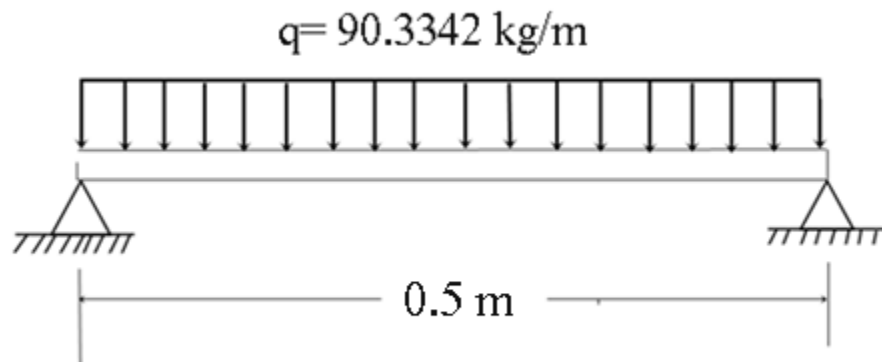


Figura 4. 10 Modelo de cálculo para el espesor de placa de la base de la tolva

Ahora, se calcula el espesor mínimo imponiendo una condición de flecha máxima relativa de  $L/200$ , ya que  $L \leq 5$ . Resultando:

$$f_{adm} = \frac{50 \text{ cm}}{200} = 0.25 \text{ cm}$$

El momento de inercia  $I$  es igual a:

$$I = \frac{80. e^3}{12}$$

El valor de C es:

$$C = \left( \frac{90.3342 \text{ kg}}{\text{m}} \right) (0.5 \text{ m}) = 45.1671 \text{ kg}$$

Empleando la ecuación 3.42, ya que se trata de una viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida, se calcula la flecha máxima para distintos tipos de perfiles, variando el espesor de la viga  $e$  y conservando la anchura de 0.8 metros. De esta forma se calcula el valor de la flecha máxima para espesores a partir de 1 mm, resultando la siguiente tabla:

$e$ (mm)	$I$ (cm <sup>4</sup> )	$f_{max}$ (cm)
1	$6.666 \times 10^{-3}$	1.0502
<b>2</b>	<b>0.0533</b>	<b>0.13127</b>
3	0.18	0.0388
4	0.4266	0.00164

Tabla 4. 2 Flechas máximas para diferentes espesores de placa de la base de la tolva

La condición de flecha admisible se cumple con un espesor de placa de 2 mm.

Ahora se debe comprobar el espesor calculado mediante el esfuerzo cortante de trabajo presente en la viga.

Con los datos obtenidos, y con ayuda de la figura 3.12 para vigas empotradas en ambos extremos, las reacciones y el esfuerzo cortante son:

$$R_A = R_B = \frac{(90.3342 \text{ kg/m})(0.5 \text{ m})}{2} = 22.58355 \text{ kg}$$

$$Q_A = +22.58355 \text{ kg}$$



$$Q_B = -22.58355 \text{ kg}$$

Las fuerzas cortantes se representan en la figura 4.11 y la fuerza cortante mayor Q corresponde a la fuerza de 22.58355 kg.

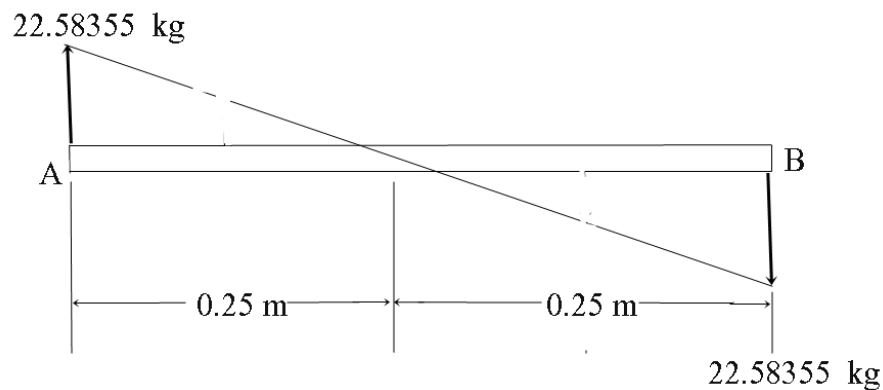


Figura 4. 11 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo de espesor de placa

Ahora se debe comprobar que el perfil calculado podrá soportar el esfuerzo cortante de trabajo. Con la siguiente fórmula:

$$\text{Esfuerzo cortante} = \frac{\text{Fuerza cortante}}{\text{Seccion transversal}}$$

Por lo que el esfuerzo cortante es:

$$\tau = 22.58355 \text{ kg}/(80 \text{ cm})(0.2 \text{ cm})$$

$$\tau = 1.4114 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

Utilizando un factor de seguridad de 3, y sabiendo que  $\tau_{adm} = \tau_y/n$ , tenemos que:

$$\tau_{adm} = 150 \text{ Mpa}/3 = 50 \text{ Mpa}$$

Convirtiendo este valor a  $\text{kg}/\text{cm}^2$ :

$$\tau_{adm} = 509.6839 \text{ kg/cm}^2 > \tau$$

Por lo cual:

$$\tau_{adm} > \tau$$

Lo que nos dice que el espesor de 2 mm si puede soportar la carga, y este es el valor que se tomara a la hora de elegir la placa para construir la base de la tolva.

#### 4.8.2 Cálculo del soporte de la banda transportadora y tolva

El soporte consiste en dos vigas que van a lo largo de cada lateral de la banda transportadora, y de sección transversal rectangular. Las vigas estarán apoyadas sobre columnas en sus extremos las cuales tendrán un tipo de pestañas con orificios que permitan ensamblar con tornillos la banda transportadora en el bastidor de todo el sistema. Las columnas tendrán un conjunto de pistones hidráulicos, uno para la apertura y cierre de la tolva y el otro para el desplazamiento de las tolvas cuando vaya por carretera. El material del soporte será Acero ASTM-A36 b ( $\tau_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$ ) rectangular, según lo marcado en la norma NBE-EA95 en la sección 2.1.1. Las constantes elásticas del acero serán recogidas del Anexo 5.

Tomando en cuenta que el mayor esfuerzo se tendrá sobre las vigas que sostendrán todo el conjunto, el análisis se centrara en estas, para fabricar el soporte de un solo material.

La memoria de cálculo que se seguirá será la misma que la utilizada en el cálculo de los espesores de placa de las paredes de la tolva, tomando en cuenta las siguientes acciones exteriores:

- a) Peso de las tablillas de madera: 52.6694 kg
- b) Peso de la cadena: 10.7136 kg
- c) Peso de los ejes: 58.9346 kg
- d) Peso de las catarinas: 5.84 kg
- e) Peso de los cojinetes: 0.44 kg
- f) Peso de la carga de caña: 78.5976 kg
  
- g) Peso de la tolva y carga

- El volumen del material de la tolva es:

Para las placas frontales:

$$V_{front} = 2(80 \text{ cm})(100 \text{ cm})(0.2 \text{ cm}) = 3200 \text{ m}^3$$

Para las placas laterales:

$$V_{later} = 2(100 \text{ cm})(200 \text{ cm})(0.2 \text{ cm}) = 8000 \text{ m}^3$$

Para la base:

$$V_{base} = (80 \text{ cm})(200 \text{ cm})(0.2 \text{ cm}) = 3200 \text{ m}^3$$

Siendo la densidad del material de la tolva  $0.0079 \text{ kg/m}^3$  el peso de la tolva es:

$$W = 14400 \text{ m}^3(0.0079 \text{ kg/m}^3)$$

$$W = 113.76 \text{ kg}$$

Como son dos tolvas las que se cargaran, el peso total es de: 227.52 kg

- Carga de caña

El volumen de la tolva es de  $1.6 \text{ m}^3$  y como la densidad de la caña es de  $2000 \text{ kg/m}^3$ , el peso de la caña contenida en la tolva es:

$$W_{caña} = (1.6 \text{ m}^3)(2000 \text{ kg/m}^3)$$

$$W_{caña} = 3200 \text{ kg}$$

En este caso solamente se tomara una tolva llena de caña, ya que la otra estará vacía hasta que la otra se llene y se vuelva a desocupar.

Sumando todas estas cargas, tenemos que la carga total que se tendrá en ambos soportes es de 3634.7152 kg, cargando cada soporte 1817.3576 kg.

Esta carga estará distribuida *a lo largo del soporte*. La carga distribuida  $q$  se calcula de la siguiente manera:

$$q = \frac{1817.3576 \text{ kg}}{1.8 \text{ m}}$$

$$q = 1009.64311 \text{ kg/m}$$

El modelo de cálculo de la viga es a una viga simplemente apoyada con carga distribuida la cual se presenta en la siguiente figura:

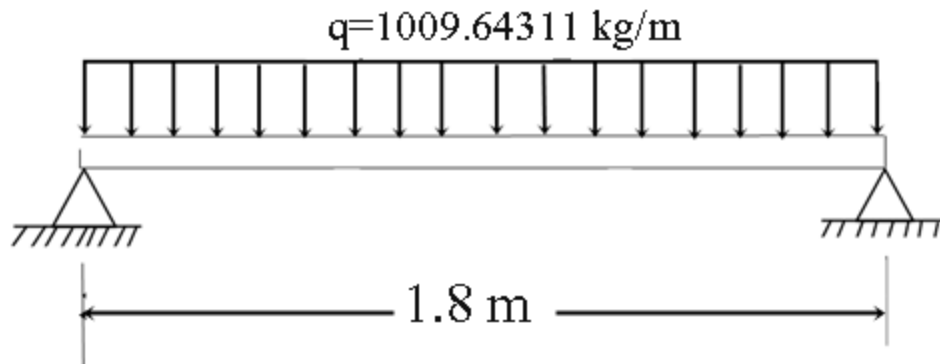


Figura 4. 12 Modelo de cálculo para el espesor del perfil del soporte de la banda transportadora y tolvas.

Siendo  $L \leq 5$  metros la flecha máxima admisible será  $L/200$ :

$$f_{adm} = \frac{180 \text{ cm}}{200} = 0.9 \text{ cm}$$

Y según lo señalado en la ecuación 3.43, para vigas simplemente apoyadas con carga distribuida, tenemos que la flecha máxima es:

$$f_{max} = \frac{5(1009.64311 \text{ kg/m}(1.8 \text{ m}))(180 \text{ cm})^3}{384(2100000 \text{ kg/cm}^2)I}$$

$$f_{max} = \frac{65.71694}{I}$$

El ancho de la sección es de 1.6 cm, este valor fue elegido ya que esta es la misma medida de las chumaceras de los cojinetes, y de ahí será donde se agarrara el soporte.

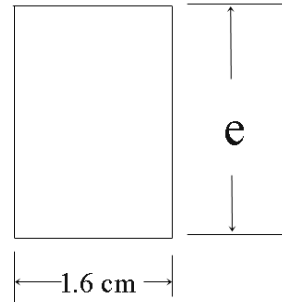


Figura 4. 13 Sección transversal del perfil del soporte

Y de acuerdo a la figura 4.13, donde se muestra la sección transversal de la viga y sabiendo que,  $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$  el momento de inercia  $I$  es igual a:

$$I = \frac{1.6 e^3}{12}$$

Variando el espesor de la viga  $e$  y conservando la anchura de 1.6 cm se calcula el valor de la flecha máxima para espesores a partir de 78 mm, resulta la siguiente tabla:

$e$ (mm)	$I$ (cm <sup>4</sup> )	$f_{max}$ (cm)
78	63.2736	1.0386
79	65.7385	0.9996
80	68.2666	0.9626
81	70.8588	0.9274
<b>82</b>	<b>73.5157</b>	<b>0.8939</b>

Tabla 4. 3 Flechas máximas para diferentes espesores del perfil del soporte

La condición de flecha máxima se cumple con un espesor de 82 mm, por lo que este será el dato de referencia al momento de adquirir el material.

Ahora se debe comprobar que el espesor calculado podrá soportar la tensión de trabajo cortante presente en la viga. Con ayuda de la figura 3.13, para vigas simplemente apoyadas y carga distribuida, se calculan las reacciones en los apoyos A y B, quedando:

$$R_A = R_B = \frac{(1009.64311 \text{ kg/m})(1.8 \text{ m})}{2} = 908.6787 \text{ kg}$$

Con la misma figura, encontramos los esfuerzos cortantes:

$$Q_A = +908.6787 \text{ kg}$$

$$Q_B = -908.6787 \text{ kg}$$

Las fuerzas cortantes se representan en la figura 4.14:

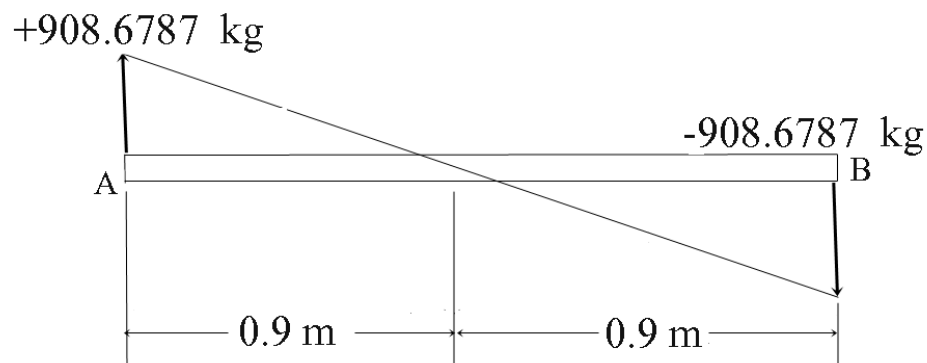


Figura 4. 14 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del perfil del soporte

La fuerza cortante mayor  $Q$  es de 908.6787 kg .

Y el esfuerzo cortante de trabajo en la sección de 1.6 cm por 8.2 cm resulta:

$$\tau = 908.6787 \text{ kg} / (1.6 \text{ cm})(8.2 \text{ cm})$$

$$\tau = 69.2590 \text{ kg/cm}^2$$

Utilizando un factor de seguridad de 3 con un esfuerzo de fluencia cortante de 250 Mpa, y sabiendo que  $\tau_{adm} = \tau_y/n$ , tenemos que:

$$\tau_{adm} = (2530 \text{ kg/cm}^2)/3 = 843.333 \text{ kg/cm}^2$$

Teniendo que:

$$\tau_{adm} = 843.333 \text{ kg/cm}^2 > \tau$$

El espesor de 82 mm si puede soportar la carga, por lo que este es el valor que se tomara a la hora de elegir la viga de soporte de la banda transportadora.

#### 4.8.3 Cálculo del espesor de riel de soporte

El riel de soporte de la banda transportadora consiste en dos vigas delgadas en la parte de abajo de las tablillas de madera. Entre los rieles y la madera habrán balines para que le pueda desplazar la madera, además de servir como apoyo para que las tablillas y la cadena no se cuelguen por el peso del material transportado e incluso por su mismo peso. El material del riel será Acero ASTM-A36b de sección rectangular con una longitud de 1.8 m de largo y 5 cm de ancho.

Para el cálculo del diámetro de estos, se tomaran en cuenta las siguientes acciones exteriores:

- a) Peso de las tablillas de madera: 26.3347 kg
- b) Peso de la carga de caña: 75.3982 kg
- c) Peso de la cadena en la parte tensa: 2.628 kg

Sumando todas estas cargas, tenemos que la carga que se tendrá en ambos rieles es de 104.3609 kg, De forma que la carga que tendrá un solo riel es de 52.1804 kg, esta carga es la fuerza puntual sobre el riel de 1.8 m. La carga distribuida se calcula de la siguiente manera:

$$q = \frac{52.1804 \text{ kg}}{1.8 \text{ m}}$$

$$q = 28.9891 \text{ kg/m}$$

El modelo de cálculo de la viga corresponde a una viga simplemente apoyada con carga distribuida el cual se presenta en la siguiente figura.

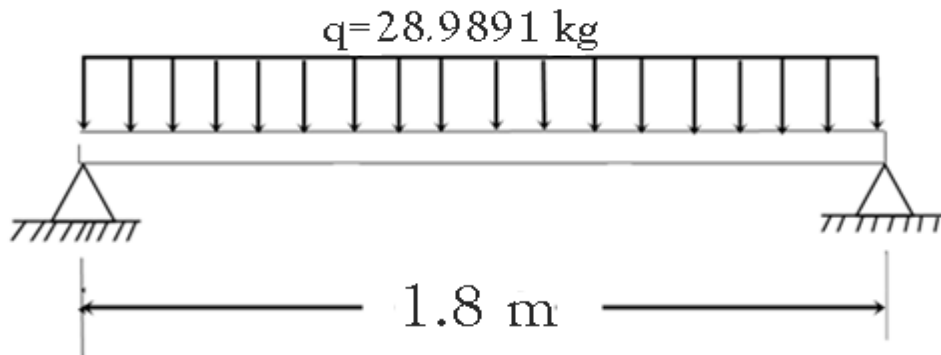


Figura 4. 15 Modelo de cálculo para el espesor del riel de soporte

Siendo  $L \leq 5$  metros la flecha máxima admisible será  $L/200$ :

$$f_{adm} = \frac{180 \text{ cm}}{200} = 0.9 \text{ cm}$$

Y según lo señalado en la ecuación 3.43, para vigas simplemente apoyadas con carga distribuida, tenemos que la flecha máxima es:

$$f_{max} = \frac{5(28.9891 \text{ kg/m}(1.8 \text{ m}))(180 \text{ cm})^3}{384(2100000 \text{ kg/cm}^2)I}$$

$$f_{max} = 1.8868/I$$



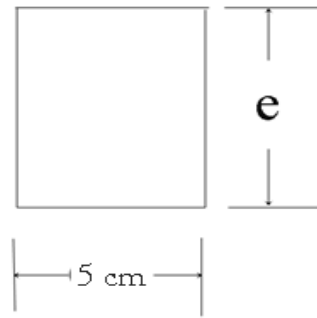


Figura 4. 16 Sección transversal del riel de soporte

Según la figura 4.16, donde se muestra la sección transversal de la viga, y sabiendo que para una sección rectangular  $I = bh^3/12$  se varía el espesor de la viga y se calcula el valor de la flecha máxima para espesores a partir de 15 mm, resultando la tabla 4.4.

$e$ (mm)	$I$ (cm <sup>4</sup> )	$f_{max}$ (cm)
15	1.4062	1.34178
16	1.7066	1.1055
17	2.0470	0.9217
<b>18</b>	<b>2.43</b>	<b>0.7764</b>

Tabla 4. 4 Flechas máximas para diferentes espesores del riel de soporte

La condición de flecha máxima se cumple con un espesor de 18 mm.

Ahora se debe comprobar que el espesor calculado podrá soportar la tensión de trabajo cortante presente en la viga. De acuerdo a la figura 3.13, para vigas simplemente apoyadas y carga distribuida se calculan las reacciones en los apoyos A y B, quedando:

$$R_A = R_B = \frac{(28.9891 \text{ kg/m})(1.8 \text{ m})}{2} = 26.0901 \text{ kg}$$

Con ayuda de la misma figura, encontramos los esfuerzos cortantes en la viga, obteniendo lo siguiente:

$$Q_A = +26.0901 \text{ kg}$$

$$Q_B = -26.0901 \text{ kg}$$

Las fuerzas cortantes se representan en la figura 4.17:

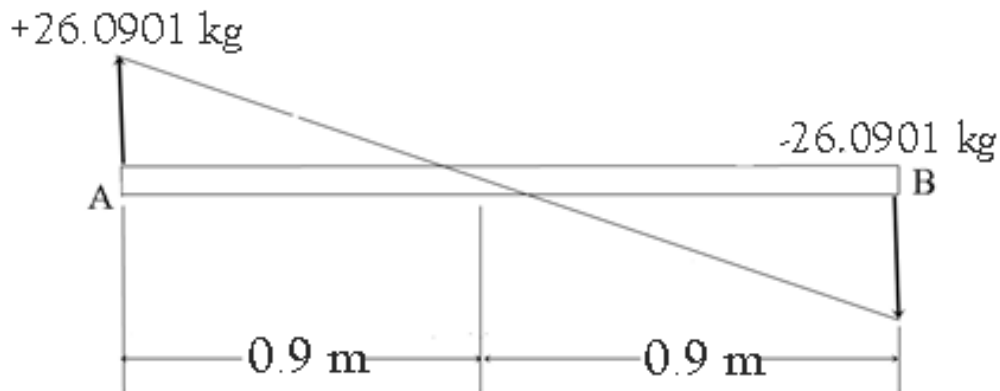


Figura 4. 17 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del riel de soporte

La fuerza cortante mayor  $Q$  corresponde a la fuerza de  $26.0901 \text{ kg}$ .

Y la tensión cortante de trabajo en la sección transversal de  $5 \text{ cm}$  y  $1.8 \text{ cm}$  resulta:

$$\tau = 26.0901 \text{ kg} / (5 \text{ cm})(1.8 \text{ cm})$$

$$\tau = 2.8989 \text{ kg/cm}^2$$

Como el esfuerzo admisible es el mismo que el anterior cálculo, por ser el mismo material:

$$\tau_{adm} = 843.333 \text{ kg/cm}^2 > \tau$$

La viga si puede soportar la carga, por lo que este es el valor que se tomara a la hora de elegir el riel de soporte de la cadena.

#### 4.8.4 Selección de perfil para la estructura de la tolva

Para rigidizar la tolva se realizara una estructura de ángulos que cubrirán el perímetro de esta, además se proyectara un refuerzo en cada pared vertical. En la base se proyectaran 2 refuerzos paralelos a lo largo y uno transversal.

El mayor esfuerzo se localiza en viga transversal de la base, por lo cual este será el modelo de cálculo para seleccionar el perfil de la estructura. Según esta disposición de los refuerzos, la viga continua estudiada quedara apoyada sobre cuatro apoyos equidistantes entre ellos, dos en cada uno de los extremos y los otros dos intermedios. La carga de dicha viga para el cálculo es una carga distribuida  $q$ .

Anteriormente se calculó que la reacción que ejerce la caña sobre la base es de  $90.3342 \text{ kg/m}$ . Esta es la carga que corresponde a la carga distribuida de sobre la viga. El modelo de cálculo de la viga se presenta en la siguiente figura,

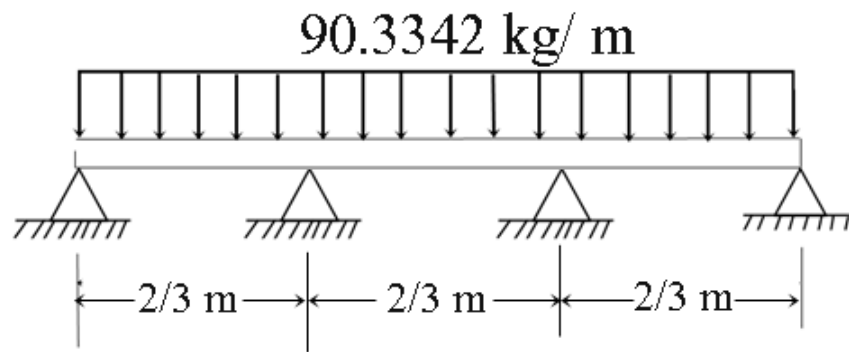


Figura 4. 18 Modelo de cálculo para el espesor del perfil de la estructura de la tolva

Ahora encontramos las reacciones en los apoyos con ayuda de la figura 3.14, para vigas con cuatro apoyos equidistantes y carga continua, quedando:

$$R_A = R_D = 0.4(2/3 \text{ m})(90.3342 \text{ kg/m})$$

$$R_A = R_D = 24.0891 \text{ kg}$$

$$R_B = R_C = 1.1(2/3 \text{ m})(90.3342 \text{ kg/m})$$

$$R_B = R_C = 66.245 \text{ kg}$$

Al tener el valor de las reacciones encontramos los momentos flectores con ayuda de las formulas de la misma figura.

$$M_a = (0.08) \left( 90.3342 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) (2/3 \text{ m})^2 = 3.2118 \text{ kg.m}$$

$$M_b = (0.025) \left( 90.3342 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) (2/3 \text{ m})^2 = 1.0037 \text{ kg.m}$$

$$M_B = M_C = (0.1) \left( 90.3342 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) (2/3 \text{ m})^2 = 4.0148 \text{ kg.m}$$

Los momentos flectores encontrados se representan en la siguiente figura, pudiendo observar que el mayor momento flector se localiza en B y C, con valores de 0.365336 kg.cm.

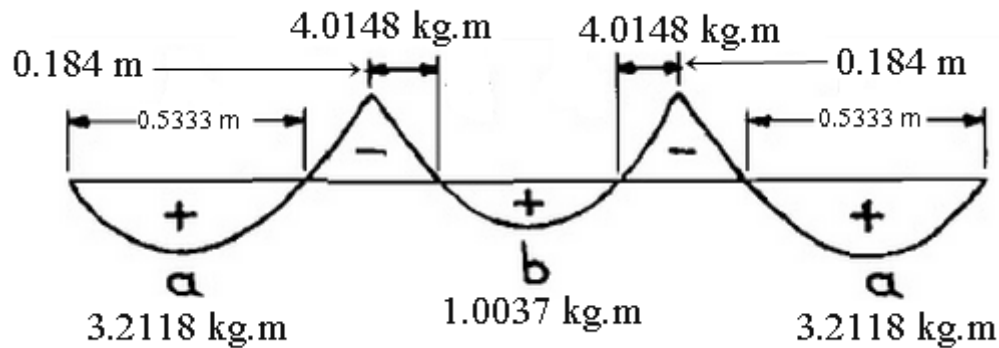


Figura 4. 19 Diagrama de momentos flectores en la viga de modelo del soporte de la tolva

El momento resistente necesario del perfil para resistir la carga de la viga es:

$$R_x = \frac{\text{Momento flector}}{\text{Tension de trabajo}}$$

Y según la norma DIN 1050 las tensiones de trabajo recomendables para piezas de construcción con carga de tipo 1 es de  $1.2 \text{ kg/cm}^2$ . Quedando el momento resistente de la siguiente manera:

$$R_x = \frac{0.04014 \text{ kg.cm}}{1.2 \text{ kg/cm}^2}$$

$$R_x = 0.03345 \text{ cm}^3$$

De acuerdo al Anexo 6 de perfiles L, veremos que el perfil que más se aproxima a este valor de momento resistente, por exceso, es la L 15.15.3, con un momento resistente de  $0.15 \text{ cm}^4$ .

Ahora comprobaremos cual es el perfil con el que se consigue la flecha admisible.

Siendo  $L \leq 5$  metros la flecha máxima admisible será  $L/200$ :

$$f_{adm} = \frac{(200/3) \text{ cm}}{200} = 0.333 \text{ cm}$$

Según lo señalado en las ecuaciones 3.44 y 3.45, para vigas con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida, tenemos que las flechas son:

$$f_1 = 3.22 \frac{\left( (0.903342 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}) / 100 \right) \left( (200/3 \text{ cm}) / 100 \right)^4}{I}$$

$$f_1 = 0.05745 / I$$

$$f_2 = 0.248 \frac{\left( (0.903342 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}) / 100 \right) \left( (200/3 \text{ cm}) / 100 \right)^4}{I}$$

$$f_1 = 4.4252 \times 10^{-3} / I$$

Utilizando las fórmulas obtenidas de flecha admisible para vigas con cuatro apoyos equidistantes y carga distribuida, y variando el momento de inercia (correspondiente a los perfiles L del Anexo 6), se tiene la siguiente tabla comenzando por el perfil L 15.15.3.

Perfil	$I (cm^4)$	$f_1 (cm)$	$f_2 (cm)$
L 15.15.3	0.15	0.3830	0.0295
<b>L 15.15.4</b>	<b>0.19</b>	<b>0.3024</b>	<b>0.02329</b>

Tabla 4. 5 Flechas máximas para diferentes perfiles L de la estructura de la tolva

La condición de flecha admisible se cumple con el perfil L 15.15.4 con una sección transversal de  $4.48 \text{ cm}^2$ .

Ahora se debe comprobar que el perfil calculado podrá soportar la tensión de trabajo cortante presente en la viga.

Seccionándola, el esfuerzo cortante se calcula con las formulas de la figura 3.14, obteniendo los siguientes valores:

$$Q_A = 24.0891 \text{ kg}$$

$$Q_B = 66.245 \text{ kg} - \left(90.3342 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right) \left(\frac{\left(\frac{2}{3} \text{ m}\right)}{2}\right) = 36.1336 \text{ kg}$$

$$Q_C = 36.1336 \text{ kg}$$

$$Q_D = 24.0891 \text{ kg}$$

Las fuerzas cortantes se representan en la figura 4.20.

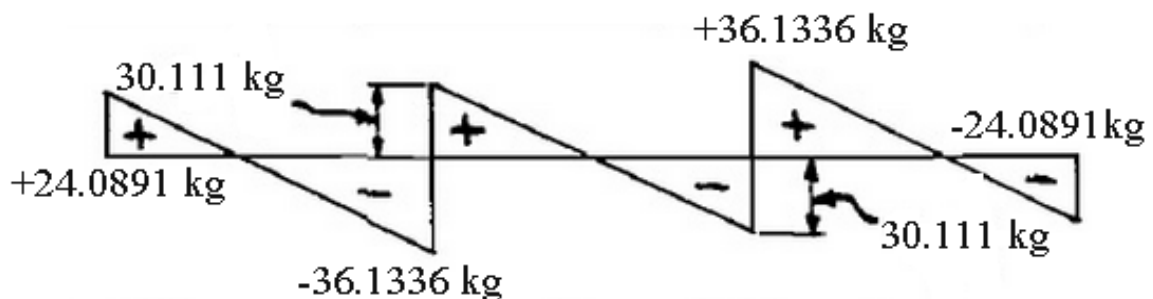


Figura 4. 20 Diagrama de esfuerzos cortantes en la viga de modelo del perfil de soporte de la tolva

La fuerza cortante mayor  $Q$  corresponde a la fuerza de 36.1336  $kg$ , por lo que el esfuerzo cortante de trabajo en la sección es:

$$\tau = 36.1336 \text{ kg} / 1.05 \text{ cm}^2$$

$$\tau = 34.4129 \text{ kg/cm}^2$$

Y de acuerdo a la norma DIN 1050 la tensión transversal cortante en perfiles, para piezas de construcción, es de 960  $kg/cm^2$ , siendo el esfuerzo de la viga menor a la permisible, por lo que el perfil L 15.15.4 es el adecuado en la construcción de la estructura de la tolva.

#### 4.9 Dimensionamiento del brazo de abatimiento de las tolvas

Este brazo es una pieza en forma de L, que permitirá poder abatir las tolvas cuando la cosechadora de caña tenga que transportarse por carretera.

En la figura 4.21 se observan las dimensiones de diseño. Las fuerzas que actúan horizontal y vertical, son de la tolva llena de caña (peso máximo) y la fuerza del pistón hidráulico, respectivamente. El movimiento de abatimiento se da en el momento en que el pistón comienza a retroceder, haciendo que el brazo comience a girar sobre el pasador en C y que la tolva comience a abatirse.

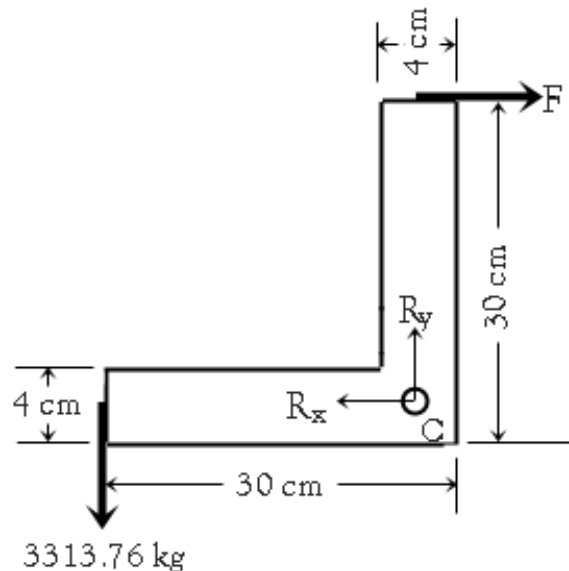


Figura 4. 21 Modelo de cálculo del brazo de abatimiento de las tolvas

El dato que se conoce es el peso de la tolva con la carga de caña que es de 3313.76 kg, así que mediante la sumatoria de fuerzas de la figura 4.21 se calcula la fuerza  $F$  del pistón hidráulico y las fuerzas actuantes en el pasador.

$$\overset{+}{\rightarrow} \Sigma F_x = 0$$

$$F - R_x = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_y - 3313.76 \text{ kg} = 0$$

$$R_y = 3313.76 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_R = 0$$

$$3313.76 \text{ kg}(30 \text{ cm}) - F(30 \text{ cm}) = 0$$

$$F = 3313.76 \text{ kg}$$

$$R_x = 3313.76 \text{ kg}$$

Seccionando el brazo en uno de sus lados, encontramos la fuerza cortante que existe.

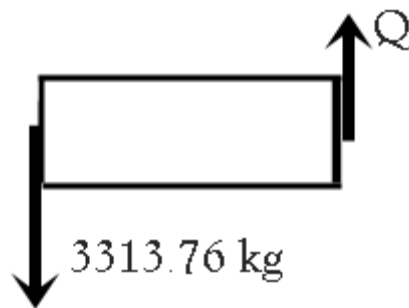


Figura 4. 22 Fuerza cortante interna en el brazo

Y mediante equilibrio de fuerzas tenemos que la fuerza cortante es:

$$Q = 3313.76 \text{ kg}$$



Convirtiéndolo a Newtons:

$$Q = 32507.9856 \text{ N}$$

Utilizando como material del brazo la aleación forjada de aluminio 6061-T6 que tiene un  $\tau_y = 140 \text{ Mpa}$  (de acuerdo al Anexo 4) y utilizando el factor de seguridad de 3, encontramos el esfuerzo cortante admisible.

$$\tau_{adm} = \frac{140 \text{ Mpa}}{3} = 46.666 \text{ Mpa}$$

Por lo que el área que se necesita en la sección transversal para no superar el cortante admisible es:

$$A = \frac{32507.9856 \text{ N}}{46.666 \times 10^6 \text{ Pa}} = 6.9659 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 6.9659 \text{ cm}^2$$

Como el área de la sección transversal del brazo corresponde a un rectángulo, siendo el área  $A = (4 \text{ cm})t$ , e igualando esta ecuación con la anterior encontramos el valor del espesor  $t$ .

$$6.9659 \text{ cm} = (4 \text{ cm})t$$

$$t = 1.7414 \text{ cm}$$

El espesor que debe tener el brazo es de 1.7414 cm

#### 4.10 Diámetro del pasador del brazo

Ahora se debe calcular el diámetro mínimo que debe tener el pasador para que este pueda soportar la carga que tendrá. Anteriormente ya se habían calculado las fuerzas que actúan sobre él, las cuales son  $R_x = -3313.76 \text{ kg}$  y  $R_y = 3313.76 \text{ kg}$ , por lo tanto el pasador resiste la fuerza resultante:

$$R_c = \sqrt{(3313.76 \text{ kg})^2 + (3313.76 \text{ kg})^2}$$

$$R_c = 3313.76 \text{ kg} = 32507.9856 \text{ N}$$

El pasador estará sometido a cortante simple, así que esta es la fuerza cortante que estará actuando sobre su área transversal.

El esfuerzo cortante permisible para el acero recocido (Ver Anexo 4) es de  $\tau_y = 150 \text{ Mpa}$ , siendo el esfuerzo cortante admisible igual a:

$$\tau_{adm} = \frac{150 \text{ Mpa}}{3} = 50 \text{ Mpa}$$

Y tenemos que:

$$A = \frac{32507.9856 \text{ N}}{50 \times 10^6 \text{ Pa}} = 6.5015 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 6.5015 \text{ cm}^2$$

Como el área de la sección transversal del pasador es circular, el área es igual a  $A = \pi d^2$ , e igualando esta ecuación con la anterior encontramos el valor del diámetro.

$$6.5015 \text{ cm} = \pi d^2$$

$$d = 1.4385 \text{ cm}$$

El pasador que se debe utilizar en el brazo debe tener un diámetro de 1.4385 cm.

#### 4.11 Fuerza de pistones hidráulicos

Para generalizar la fuerza de los pistones hidráulicos, se tomara como referencia de diseño la fuerza del pistón para poder mantener cerrada la base de la tolva. En este caso se trata de un cálculo meramente estático, con el único fin de mantener en reposo la base de la tolva. El pistón seleccionado en este cálculo será el mismo que se utilizara para el levantamiento de las tolvas, cuando el sistema este fuera de servicio. Como la fuerza que necesitan los pistones para levantar la tolva es mucho menor que para mantener cerrada la base, los pistones utilizados serán capaces de poder levantarlas.

El peso de la caña contenida en la tolva corresponde a la fuerza que necesita el pistón hidráulico para mantener la base cerrada. Debido a las dimensiones de la tolva el volumen de esta es:

$$V = (0.8 \text{ m})(1 \text{ m})(2 \text{ m})$$
$$V = 1.6 \text{ m}^3$$

Y como la densidad de la caña es de  $2000 \text{ kg/m}^3$  el peso de la caña contenida en la tolva será de:

$$W = (1.6 \text{ m}^3)(2000 \text{ kg/m}^3)$$
$$W = 3200 \text{ kg}$$

Que es igual a 31.392 kN, fuerza que necesitan los pistones para poder mantener cerrada la tolva de almacenamiento.

## CAPITULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como se puede apreciar en los resultados, los materiales y elementos aquí seleccionados han sido en base a cálculos, de acuerdo al modelo de diseño de la banda transportadora. La utilización de estos elementos en su construcción son fundamentales para su buen desempeño en la práctica y vida útil.

Los materiales seleccionados en el diseño se han tomado en cuenta debido a sus propiedades mecánicas y valores estandarizados en las diferentes normas. Pero cabe mencionar que su utilización no está restringida, así que podría optar por otros materiales para su fabricación, pero con mayor o igual esfuerzo de fluencia al corte que los materiales ya utilizados.

Un punto importante son las modificaciones, y posible rediseño, de la disposición de las tolvas, ya que al parecer podría tener complicaciones al operar en su totalidad el implemento y más aun con las dimensiones que se necesitan para almacenar la caña, ya que en campos de cultivo no son de extensiones muy grandes. Así que sería muy factible la modificación del prototipo de las tolvas, al menos en la disposición que se tiene con la banda transportadora. La selección de los materiales, elementos y dimensiones serían las mismas en dado caso.

Cabe destacar que las especificaciones de maquinado y la selección de los elementos de unión a utilizar, como lo son tornillos, soldadura o remaches, no fueron mencionados, así que estas tendrán que ser deducidas en la etapa de ensamblado de las piezas.

En las especificaciones de la cadena de arrastre seleccionada, se menciona que la entrada del tornillo es de 0.5 cm, así que estos serán los tornillos utilizados en la unión de las tablillas a la cadena de la banda transportadora. La unión de las chumaceras y los demás elementos al soporte sería muy adecuada la utilización de los mismos tornillos, para poder estandarizar la utilización de estos elementos en toda la estructura de la banda, e incluso en la cosechadora de caña completa, pero antes tendría que hacerse el análisis para el lugar donde se generaría mayor esfuerzo, de las cuatro etapas del proyecto, y así verificar que estos podrán soportar este esfuerzo cortante de trabajo al que estarán sometidos y asegurar que en los demás puntos no habrá fractura.



Y para concluir puedo decir que con este proyecto pude poner en práctica los conocimientos obtenidos en relación al diseño, mecánica de materiales y propiedades de los materiales. Además de conocer más acerca de los elementos mecánicos en el mercado y su nomenclatura, permitiéndome ampliar mi visión en el diseño mecánico, la unión de elementos y los materiales a utilizar según las diferentes normas.

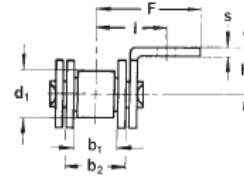
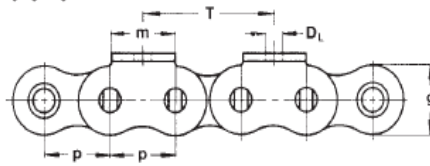
## BIBLIOGRAFÍA

- A., J. S. (2006). *Manejo del cultivo en condiciones de caña verde*.
- Avallone, E. A. (2008). *Manual del ingeniero mecánico*. Mc Graw Hill.
- Budynas, R. G. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill.
- Cock, J. H. (1995). *Manejo de la caña para cosecha en estado verde*.  
(s.f.). Eurocódigo 1 parte 4. . En *Apartado 5.2.1.3*.
- Faires, V. M. (1991). *Diseño de máquinas*. Montaner y Sirion.
- García, R. (1997). *FONAIAP DIVULGANA*. Obtenido de  
[http://sian.inia.gov.ve/repositorio/revistas\\_tec/FonaiapDivulga/fd57/cana.htm](http://sian.inia.gov.ve/repositorio/revistas_tec/FonaiapDivulga/fd57/cana.htm).
- Gómez, R. C. (2013). *Diseño de cosechadora de caña de azúcar*.
- HUMBERT, R. (1976). *El Cultivo de la Caña de Azúcar*. Continental.
- Laughlin, H. H. (1990). *Diseño de máquinas*. Mc Graw-Hill.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson.
- Nonnast, R. (s.f.). *El proyectista de estructuras metálicas*. Paraninfo.
- PIRELLI. (s.f.). *Manual de cálculo de cintas transportadoras*.
- Rotranssa*. (s.f.). Obtenido de <http://rotranssa.com/cintas-transportadoras>.
- Ruíz, F. S. (s.f.). *Cultivo de la caña de azúcar*.
- Schaum. (s.f.). *Diseño de Máquinas*. McGraw Hill .
- Spotts/Shoup. (2004). *Elementos de máquinas*. Pearson.
- Wikipedia*. (s.f.). Obtenido de [http://es.wikipedia.org/wiki/Cinta\\_transportadora](http://es.wikipedia.org/wiki/Cinta_transportadora).
- Wikipedia*. (s.f.). Obtenido de [es.wikipedia.org/wiki/Transmisi3n\\_mec3nica](http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi3n_mec3nica).

# ANEXOS

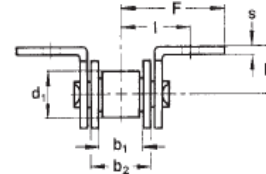
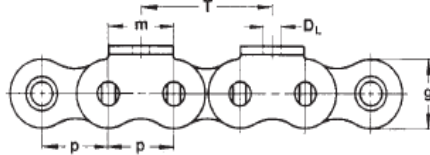
## Anexo 1 Cadenas de rodillos simples con aletas dobladas. Transmisiones Zaragoza.

**A-1** Aletas dobladas a 1 lado



cm204

**K-1** Aletas dobladas 2 lados



Cadena	cm20	Paso	Ancho interior	Ancho eslabón interior	Rodillo $\varnothing$	Ancho malla	Carga de rotura	Medidas del elemento de arrastre						
								$p$	$b_1$ min.	$b_2$ max.	$d_1$ max.	$g$ max.	$F_B$ min.	$m$
Nr.	mm	inch.	mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
40	12,7	1/2	7,98	11,18	7,92	12,07	14100	10,5	3,5	12,7	18	8	1,5	
50	15,875	5/8	9,53	13,84	10,16	15,09	22200	12,7	5,2	15,9	23,9	10,3	2	
60	19,05	3/4	12,7	17,75	11,91	18,08	31800	15,9	5,2	19,1	28,2	11,9	2,4	
80	25,4	1	15,88	22,61	15,88	24,13	56700	19,1	6,7	25,4	37,3	15,9	3,2	
100	31,75	1 1/4	19,05	27,46	19,05	30,18	88500	25,4	8,5	31,8	46,7	19,8	4	
120	38,1	1 1/2	25,4	35,46	22,23	36,2	127000	27,6	10,3	38,1	55,4	23	4,8	
05-B	8	—	3,0	4,77	5,0	7,11	4600	8	3	6,6	12	5	0,8	
06-B	9,525	3/8	5,72	8,53	6,35	8,26	9100	8	3,5	9,5	13,5	6,5	1,25	
08-B	12,7	1/2	3,3	5,8	7,75	9,91	8200	10,5	3,5	9	15	7	0,95	
083	12,7	1/2	4,88	7,2	7,75	9,91	8200	10,5	3,5	9,7	15,5	7	0,95	
08-B	12,7	1/2	7,75	11,3	8,51	11,81	18200	12,5	4,5	13,1	19	10	1,6	
10-B	15,875	5/8	9,65	13,28	10,16	14,73	22700	15	5,5	16,7	27	10	1,7	
12-B	19,05	3/4	11,68	15,62	12,07	16,13	29500	18,5	6,6	18,5	29	11	1,8	
16-B	25,4	1	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	25	9	28,7	41,8	18	3	
	30	—	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	35	9	28,9	45	20	3	
20-B	31,75	1 1/4	19,56	29,01	19,05	26,42	95000	35	9	33,1	50	18	3,75	
	35	—	19,6	27,0	19,05	26,0	85000	35	9	30,2	47,8	19	3	
24-B	38,1	1 1/2	25,4	37,92	25,4	33,4	170000	38	11	43,5	63	25	5	

### Simplex-Type B — Steel

### Simplex-Type A — Steel

No. Teeth	Pitch Diameter MM	Catalog Number	Bore		Hub		Weight	Catalog Number	Bore	Weight
			Stock	Max.	Dia.	Thru	(Approx.)		Stock	(Approx.)
			MM	MM	MM	MM	Kilos		MM	Kilos
11	67.62	12B11	12	32	47	35	.53	12A11	14	.36
12	73.60	12B12	12	35	53	35	.67	12A12	14	.42
13	79.60	12B13	12	38	59	35	.75	12A13	14	.48
14	85.61	12B14	12	42	64	35	.91	12A14	14	.54
15	91.63	12B15	12	45	70	35	1.14	12A15	14	.60
16	97.65	12B16	16	50	75	35	1.27	12A16	14	.68
17	103.67	12B17	16	52	80	35	1.46	12A17	14	.77
18	109.71	12B18	16	52	80	35	1.69	12A18	14	.85
19	115.74	12B19	16	60	90	35	1.78	12A19	14	.95
20	121.78	12B20	16	64	90	35	2.10	12A20	14	1.08
21	127.82	12B21	20	64	100	40	2.27	12A21	16	1.15
22	133.86	12B22	20	64	100	40	2.38	12A22	16	1.24
23	139.90	12B23	20	67	100	40	2.49	12A23	16	1.33
24	145.95	12B24	20	67	100	40	2.62	12A24	19	1.47
25	151.99	12B25	20	67	100	40	2.78	12A25	19	1.63
26	158.04	12B26	20	67	100	40	2.89	12A26	19	1.72
27	164.09	12B27	20	67	100	40	3.05	12A27	19	1.91
28	170.14	12B28	20	67	100	40	3.12	12A28	19	1.99
29	176.19	12B29	20	67	100	40	3.30	12A29	19	2.44
30	182.25	12B30	20	67	100	40	3.44	12A30	19	2.28
31	188.30	12B31	20	67	100	40	3.50	12A31	19	2.49
32	194.35	12B32	20	67	100	40	3.75	12A32	19	2.62
33	200.41	12B33	20	67	100	40	3.82	12A33	19	2.77
34	206.46	12B34	20	67	100	40	3.99	12A34	19	2.91
35	212.52	12B35	20	67	100	40	4.10	12A35	19	3.19
36	218.57	12B36	20	67	100	40	4.35	12A36	19	3.21
37	224.63	12B37	20	67	100	40	4.64	12A37	19	3.52
38	230.69	12B38	25	70	107	40	4.92	12A38	24	3.67
39	236.74	12B39	25	70	107	40	5.15	12A39	24	3.87
40	242.80	12B40	25	70	107	40	5.22	12A40	24	4.00
41	248.86	12B41	25	70	107	40	5.51	12A41	24	4.24
42	254.92	12B42	25	70	107	40	5.78	12A42	24	4.53
43	260.98	12B43	25	70	107	40	5.90	12A43	24	4.58
44	267.03	12B44	25	70	107	40	6.30	12A44	25	4.99
45	273.09	12B45	25	70	107	40	6.34	12A45	25	5.14
46	279.15	12B46	25	70	107	40	6.62	12A46	25	5.33
47	285.21	12B47	25	70	107	40	6.80	12A47	25	5.70
48	291.27	12B48	25	70	107	40	7.18	12A48	25	5.75
50	303.39	12B50	25	70	107	40	8.01	12A50	25	6.45
54	327.63	12B54	32	70	110	45	9.80	12A54	32	7.33
57	345.81	12B57	32	70	110	45	10.10	12A57	32	8.11
60	363.99	12B60	32	70	110	45	11.44	12A60	32	9.19
65	394.30	12B65	32	70	110	45	13.12	12A65	32	10.65
70	424.61	12B70	32	70	110	45	14.51	12A70	32	12.45
72	436.73	12B72	32	80	120	50	15.50	12A72	32	13.22
76	460.98	12B76	32	80	120	50	17.26	12A76	32	14.78
80	485.23	12B80	32	80	120	50	19.00	12A80	32	20.75
84	509.48	12B84	32	80	120	50	21.07	12A84	32	21.78
95	576.17	12B95	32	92	140	55	23.83	12A95	32	23.46
96	582.23	12B96	32	92	140	55	26.61	12A96	32	23.71
114	691.36	12B114	32	92	140	55	33.98	12A114	32	28.16



Anexo 3 Rodamientos rígidos de bolas SKF

**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera**

Tolerancias , ver también el texto  
Juego radial interno , ver también el texto  
Ajustes recomendados  
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales	Capacidades de carga			Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
	dinámica	estática	$C_0$		Velocidad de referencialímite	Velocidad de referencialímite		
d	B	C		kN	rpm	kg		
20	12	9,95	5	0,212	38000	0,069	6004*	
20	12	9,95	5	0,212	-	0,069	6004-2RSH*	
20	12	9,95	5	0,212	38000	0,069	6004-2RSL*	
20	12	9,95	5	0,212	38000	0,069	6004-2Z*	
20	12	9,95	5	0,212	-	0,069	6004-RSH*	
20	12	9,95	5	0,212	38000	0,069	6004-RSL*	
20	12	9,95	5	0,212	38000	0,069	6004-Z*	
20	16	9,36	5	0,212	-	0,086	63004-2RS1	
20	14	13,5	6,55	0,28	32000	0,11	6204*	
20	14	15,6	7,65	0,325	32000	0,096	6204 ETN9	
20	14	13,5	6,55	0,28	-	0,11	6204-2RSH*	
20	14	13,5	6,55	0,28	32000	0,11	6204-2RSL*	
20	14	13,5	6,55	0,28	32000	0,11	6204-2Z*	
20	14	13,5	6,55	0,28	-	0,11	6204-RSH*	
20	14	13,5	6,55	0,28	32000	0,11	6204-RSL*	
20	14	13,5	6,55	0,28	32000	0,11	6204-Z*	
20	18	12,7	6,55	0,28	-	0,13	62204-2RS1	
20	15	16,8	7,8	0,335	30000	0,14	6304*	
20	15	18,2	9	0,38	30000	0,14	6304 ETN9	
20	15	16,8	7,8	0,335	-	0,14	6304-2RSH*	
20	15	16,8	7,8	0,335	30000	0,14	6304-2RSL*	
20	15	16,8	7,8	0,335	30000	0,14	6304-2Z*	
20	15	16,8	7,8	0,335	-	0,14	6304-RSH*	
20	15	16,8	7,8	0,335	30000	0,14	6304-RSL*	
20	15	16,8	7,8	0,335	30000	0,14	6304-Z*	

\* - Rodamiento SKF Explorer

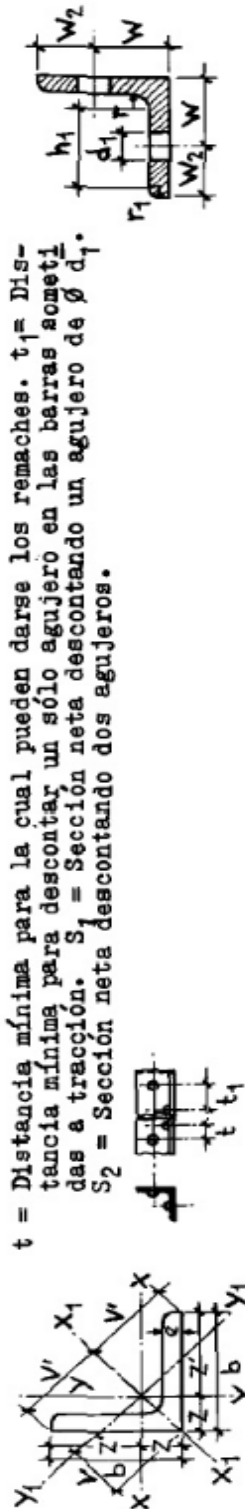
Anexo 4 Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería

Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería<sup>1,5</sup>  
(Unidades SI)

Material	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Resistencia última			Cedencia <sup>2</sup>		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, MPa	Cortante, MPa	Tensión, MPa	Cortante, MPa				
<b>Acero</b>										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
Inoxidable, AISI 302										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	
<b>Fundición</b>										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230		165	65	12.1	10
<b>Aluminio</b>										
Aleación 1100-H14 (99% Al)	2 710	110		70	95	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6	2 800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4	2 800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116	2 630	315		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6	2 710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6	2 800	570		330	500		72	28	23.6	11
<b>Cobre</b>										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)	8 800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)	8 360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6

Anexo 5 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por el AISI

Designación del ASTM.	Producto	Grado	F <sub>y</sub> (min) kg/cm <sup>2</sup>	F <sub>u</sub> (min/max) kg/cm <sup>2</sup>	% elongación en 5.08 cm (min)	F <sub>u</sub> /F <sub>y</sub> (min)
<p><b>A36/A36M-94</b> Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de carbono de calidad estructural para construcción remachada, atornillada o soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Se proveen requisitos adicionales cuando la tenacidad de muesca sea importante. Estos requisitos aplicarán cuando se especifiquen por el comprador en su orden. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.</p>	Placas y Barras		2530	4076/5622	23	1.61
<p><b>A242-A242M-93*</b> Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de alta resistencia y baja aleación para construcción remachada, atornillada y soldada a ser usados principalmente en miembros estructurales cuando el ahorro en peso y la durabilidad adicional son importantes. La resistencia a la corrosión atmosférica de este tipo de acero en la mayoría de los ambientes es substancialmente mejor que el acero al carbono con o sin adición de cobre. Esta especificación está limitada a material de hasta 4 plg (10 cm) de espesor.</p>	Placas y Barras t ≤ 0.75 plg (19.05mm)		3514	4919	21	1.40
<p><b>A283/A283M-93*</b> Esta especificación cubre cuatro grados de acero para placas de acero al carbono de calidad estructural para aplicaciones generales. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.</p>	Placa	A B C D	1686 1897 2108 2319	3162/4216 3514/4668 3865/5270 4216/5622	30 28 25 23	1.88 1.85 1.83 1.82
<p><b>A500-93</b> Esta especificación cubre tubos estructurales soldados sin costuras redondos, cuadrados y de configuraciones especiales de acero de carbono laminado en frío para construcción remachada, atornillada y soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Estos tubos se producen soldados y sin costuras para diámetros máximos de 64 plg. (1626 mm) y un espesor máximo de 0.625 plg. (15.88 mm). El Grado D requiere de tratamiento con calor. Nota: Los productos manufacturados con esta especificación pueden no ser recomendables para condiciones tales como carga dinámica en estructuras soldadas, donde las propiedades de tenacidad de muesca pueden ser importantes.</p>	Tubos Redondos	A B C D	2319 2951 3232 2530	3162 4076 4357 4076	25 23 21 23	1.36 1.38 1.35 1.61
	Tubos Cuadrados	A B C D	2740 3232 3514 2530	3162 4076 4357 4057	25 23 21 23	1.15 1.26 1.24 1.61



t = Distancia mínima para la cual pueden darse los remaches. t<sub>1</sub> = Distancia mínima para descontar un sólo agujero en las barras sometidas a tracción. S<sub>1</sub> = Sección neta descontando un agujero de  $\phi$  d<sub>1</sub>. S<sub>2</sub> = Sección neta descontando dos agujeros.

Perfil L	Dimensiones en mm.			Sección cm <sup>2</sup> .	Peso Kg/m.	Referido al eje						Gramil y diámetro nor. en mm.				Sec- ciónS <sub>2</sub> cm <sup>2</sup>	Posición de los ejes en cm.					
	b	e	r			r1	x-x	y-y	x <sub>1</sub> -x <sub>1</sub>	y <sub>1</sub> -y <sub>1</sub>	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	R <sub>x</sub>	R <sub>y</sub>	W		W <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	t	Z'	Z	V'
15-15-4	15	3	3,5	2	0,82	0,15	0,43	0,24	0,54	0,06	0,09	0,27					6	1,02	0,48	1,06	0,67	
15-15-4	15	4	3,5	2	1,05	0,19	0,42	0,29	0,53	0,08	0,11	0,28					5	0,99	0,51	1,06	0,73	
20-20-4	20	3	3,5	2	1,12	0,39	0,28	0,59	0,74	0,15	0,18	0,37					11	1,40	0,60	1,41	0,85	
20-20-4	20	4	3,5	2	1,45	0,48	0,35	0,58	0,77	0,19	0,21	0,36					10	1,36	0,64	1,41	0,90	
25-25-4	25	3	3,5	2	1,42	0,79	0,45	0,75	1,27	0,31	0,30	0,47					16	1,77	0,73	1,77	1,03	
25-25-4	25	4	3,5	2	1,85	1,01	0,58	0,74	1,61	0,40	0,37	0,47					15	1,74	0,76	1,77	1,08	
30-30-5	30	3	5	2,5	1,74	1,41	0,65	0,90	2,24	1,14	0,57	0,48	0,57	17				19	2,16	0,84	2,12	1,18
30-30-5	30	5	5	2,5	2,78	2,16	1,04	0,88	3,41	1,11	0,91	0,70	0,57	17				17	2,08	0,92	2,12	1,30
35-35-6	35	4	5	2,5	2,67	2,96	1,18	1,05	4,68	1,33	1,24	0,88	0,68	20				23	2,50	1,00	2,47	1,41
35-35-6	35	6	5	2,5	3,87	4,14	1,71	1,04	6,50	1,30	1,77	1,16	0,68	20				21	2,42	1,08	2,47	1,53
40-40-6	40	4	6	3	3,08	4,48	1,56	1,21	7,09	1,52	1,86	1,18	0,78	22				27	2,88	1,12	2,83	1,58
40-40-6	40	6	6	3	4,48	6,33	2,26	1,19	9,98	1,49	2,67	1,57	0,77	22				25	2,80	1,20	2,83	1,70
45-45-7	45	5	7	3,5	4,30	7,83	2,43	1,35	12,4	1,70	3,25	1,80	0,87	25				29	3,22	1,28	3,18	1,81
45-45-7	45	7	7	3,5	5,86	10,4	3,31	1,33	16,4	1,67	4,39	2,29	0,87	25				27	3,14	1,36	3,18	1,92
50-50-7	50	5	7	3,5	4,80	11,0	3,05	1,51	17,4	1,90	4,59	2,32	0,98	30				34	3,60	1,40	3,54	1,98
50-50-7	50	7	7	3,5	6,56	14,6	4,15	1,49	23,1	1,88	6,02	2,85	0,96	30				32	3,51	1,49	3,54	2,11
50-50-9	50	9	7	3,5	8,24	17,9	5,20	1,47	28,1	1,85	7,67	3,47	0,97	30				30	3,44	1,56	3,54	2,21