

REPORTE TECNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

SUBSISTEMA 2 “TRANSPORTE Y CORTE DE COGOLLO DE LA CAÑA EN VERDE”

EMPRESA: INSTITUTO TECNOLOGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

ALUMNOS:

MARTÍNEZ JIMÉNEZ IVÁN GIOVANNI 09270177
REYES CHATÚ HÉCTOR ARMANDO 09270188

ING. MECÁNICA

PERIODO: ENERO – JUNIO 2013

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. Junio 2013

Índice

Subsistema 2.....	
“Transporte y corte de la caña en verde”	
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.2 OBJETIVO GENERAL	4
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.4 JUSTIFICACIÓN.....	5
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES	6
1.5.1 ALCANCES	6
1.5.2 LIMITACIONES	6
1.6 HIPÓTESIS.....	6
Capítulo II	7
Historia Del Arte.....	7
2.1 DESARROLLO	8
2.2 TRANSPORTADORES DE RODILLO	9
2.3 TRANSPORTADORA DE BANDAS.....	10
2.4 BANDA TRANSPORTADORA.....	12
2.5 TRANSPORTADORES DE TABLILLAS	13
2.5.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES Y SUS PARTES MÓVILES	13
2.5.2 DISPOSITIVOS DE TENSIÓN Y DE TRANSMISIÓN	16
2.6 SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR	17
2.7 CORTE MECANIZADO DE LA CAÑA DE AZÚCAR	18
2.7.1 Geometría	20
2.7.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN INDUSTRIAL	26
2.7.2.1 FRESADO	27
2.7.3 MATERIALES Y TRATAMIENTOS TÉRMICOS	29
2.7.3.1 MATERIALES	29
2.7.3.2 DETERIORO DE CUCHILLAS PARA CORTE DE CANA DE AZÚCAR	30
2.8 MATERIALES Y PROCEDIMIENTOS.....	31
2.8.1 MATERIALES	31
Capítulo III	33

Marco Teórico.....	33
3.1 DEFINICIÓN DE BANDAS.....	34
3.1.1 ESFUERZO EN LA PERIFERIA DEL TAMBOR O TAMBORES DE LA CABEZA MOTRIZ	36
3.1.2 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER LA CINTA EN VACÍO	36
3.1.3 ESFUERZOS NECESARIOS PARA MOVER EL MATERIAL	37
3.1.4 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER VERTICALMENTE EL MATERIAL ..	37
3.1.5 ESFUERZO NECESARIO PARA VENCER LA RESISTENCIA OFRECIDA POR EVENTUALES DESCARGADORES	38
3.1.6 POTENCIA ABSORBIDA POR EL TRANSPORTADOR	38
3.2 CADENA DE RODILLOS.....	39
3.2.1 DISEÑO DE IMPULSORES DE CADENA DE RODILLOS	43
Factores de servicio K_a para condiciones de salida	45
3.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO PARA IMPULSORES DE CADENA DE RODILLOS	47
3.3 EJES DE TRANSMISIÓN	49
3.3.1 CRITERIOS DE DISEÑO DE EJES	49
3.3.1.1 ANÁLISIS POR RESISTENCIA BAJO CARGAS ESTÁTICAS	50
3.3.2 VELOCIDAD CRÍTICA DE EJES	51
3.4 COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.....	54
3.5 MATERIALES PARA COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO	55
3.5.1 TIPOS DE COJINETES DE ELEMENTOS ROTATORIOS	55
3.5.2 SELECCIÓN DE COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS.	57
3.6 FLECHA DE UNA VIGA.....	60
3.6.1 CÁLCULO ANALÍTICA DEL ESFUERZO CORTANTE EN VIGAS SIMPLEMENTE APOYADAS Y CARGA DISTRIBUIDA	62
Capítulo IV.....	65
Memoria de cálculo.....	65
4.1 CALCULO DEL ESFUERZO EN LA PERIFERIA DEL TAMBOR DE LA CABEZA MOTRIZ.....	66
4.1.1 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER LA CINTA EN VACÍO	67
4.1.2 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER EL MATERIAL P_2	69
4.1.3 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER VERTICALMENTE EL MATERIAL P_3	70
4.1.4 CALCULO DE POTENCIA ABSORBIDA POR EL TRANSPORTADOR	71
4.2 Selección de la cadena	72

4.3 VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR	76
4.4 DISEÑO DE EJES	77
4.4.1 CÁLCULO LAS TENSIONES DE LAS CADENAS	77
4.4.2 CÁLCULO DE CARGA DE LA CATARINA Y DEL PRODUCTO	78
4.5 VELOCIDAD CRÍTICA.....	82
4.5.1 ECUACIÓN RAYLEIGH-RITZ	86
4.6 SELECCIÓN DE COJINETES CÓNICOS.....	87
4.6 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS TABLILLAS.....	89
4.7 CALCULO DE FRICCIÓN.....	90
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	93

Figura 2. 1 Transportador De Rodillos	10
Figura 2. 2 Esquema De Los Transportadores De Bandas	11
Figura 2. 3 Banda Transportadora	12
Figura 2. 4 Secciones De Los Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: A) De Borde A De Canalón; B) Plano (Sin Bordes); C) Plano Con Guías De Bordes Fijas; D) Circular Especial.....	14
Figura 2. 5 Tipos Principales De Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: A) Planos Con Placas Independientes; B) Plano Con Placas Cerradas; C) Ondulado Sin Bordes; E) De Borde Profundo; F) En Forma De Caja	15
Figura 2. 6 Catarina Del Entablillado; Figura 2.6 A, Entablillado Del Transportador Con Cadenas De Tracción Con Colocación En Voladizo	16
Figura 2. 7 Tipos De Tensores.....	16
Figura 2. 8 Aspecto Típico De La Corteza Y De Una Sección Longitudinal Interna De Un Tallo De Caña De Azúcar. A) Partículas De Sílice Regularmente Distribuidas En La Superficie De La Corteza De Los Tallos, B) Análisis EDS De Una Región De La Corteza	20
Figura 2. 9 Geometría De Cuchillas	21
Figura 2. 10 Parámetros Geométricos De Cuchillas Trozadoras (Silveira, 1972).....	22
Figura 2. 11 Parámetros Cinemáticos En El Trozado (Silveira, 1972).....	22
Figura 2. 12 Geometrías Ampliamente Usadas En Cuchillería (Specialty Blades, Inc).....	24
Figura 2. 13 Influencia De Las Variables Involucradas En El Proceso De Corte Respecto A La Perdida De Jugo De Los Tallos De Caña (Lamb, 2009).....	25
Figura 2. 14 Daño causado por el corte en los tallos de caña (Lamb, 2009).	25
Figura 2. 15 Gráfico Desgaste De Un Filo En Función Del Tiempo (Junta Del Acuerdo De Cartagena, 1988).....	26
Figura 2. 16 Cizallamiento Entre Dos Bordes Cortantes, Donde C=Luz Libre; T= Espesor Del Material; V=Movimiento; F= Fuerza Aplicada (Groover, 2007).....	27
Figura 2. 17 Fresado.....	28

Figura 2. 18 Templabilidad de acero AISI 15B30 Vs AISI 1030 (Tobón, 2002)	29
Figura 2. 19 Daños Frecuentes En Las Cuchillas Trozadoras.....	30
Figura 2. 20 Apariencia De Los Tallos Trozados En Función De Las Condiciones Del Filo De Las Cuchillas.....	31
Figura 2. 21 Composición Química Del Acero Aisi 15b30 Medida Por Espectrometría De Emisión Óptica.....	32
Figura 2. 22 Composición Química Del Acero AISI 5160 Medida Por Espectrometría De Emisión Óptica.....	32
Figura 3. 1 Acoplamiento De Una Cadena Y Catarina	39
Figura 3. 2 Endentado De Una Cadena Y Su Rueda Catarina	41
Figura 3. 3 Representación De La Primera Y Segunda Velocidad Crítica En Un Eje.	51
Figura 3. 4 Deflexión En Un Eje De Una Sola Masa Con Peso W.....	52
Figura 3. 5 Energía Cinética Máxima	53
Figura 3. 6 Partes De Rodamientos	54
Figura 3. 7 Tipos De Rodamientos.....	56
Figura 3. 8 Montaje De Un Par De Cojinetes De Rodillos Cónicos.....	58
Figura 3. 9 Flecha Máxima.....	60
Figura 3. 10 Viga Simplemente Apoyada Y Con Carga Uniforme	62
Figura 3. 11 Distancias De Las Fuerzas Cortantes	63
Figura 4. 1 Diagrama De Cuerpo Libre	77
Figura 4. 2 Diagrama De Cuerpo Libre	79
Figura 4. 3 Diagrama De Momento En Y	79
Figura 4. 4 Diagrama De Cortante	80
Figura 4. 5 Diagrama De Cuerpo Libre	80
Figura 4. 6 Diagrama De Momento	81
Figura 4. 7 diagrama de cortante	81
Figura 4. 8 Diagrama De Cuerpo Libre (Rayleigh-Ritz)	83
Figura 4. 9 Diagrama De Cuerpo Libre	84
Figura 4. 10 Diagrama De Momento	85
Figura 4. 11 Relación Tabla-Peso.....	89
Figura 4. 12 Distribuciones Dinámicas.....	89
Figura 4. 13 Distribución De Carga	90
Figura 4. 14 Diagrama De Cuerpo Libre	91
Tabla 3. 1 Características De Algunos Tipos De Bandas.....	34
Tabla 3. 2 Número De Cadena ANSI	40
Tabla 3. 3 Factores De Servicio k_a , Para Cadenas De Rodillos De Un Solo Ramal.....	45
Tabla 3. 4 Factores Para Cadenas De Rodillos De Ramales Múltiples.	46
Tabla 3. 5 Factores De Corrección Por Dientes.....	47

Tabla 3. 6 Comparación De Tipo De Cojinetes.....	57
Tabla 3. 7 Catálogo De Rodamientos Cónicos.....	59
Tabla 3. 8 Flechas Máximas Admisibles	60
Tabla 4. 1 Elementos De Rozamientos.....	69
Tabla 4. 2 Número De Dientes De Catarina.....	73
Tabla 4. 3 Número De Torones.....	73
Tabla 4. 4 Tabla Relación De Velocidades 300 Rpm	74
Tabla 4. 5 Tabla Relación De Velocidades 400 Rpm	74
Tabla 4. 6 Tabla Relación De Velocidades 600 Rpm	74
Tabla 4. 7 Tabla Relación De Velocidades 700 Rpm	75

Subsistema 2

**“Transporte y
corte de la
caña en
verde”**

INTRODUCCIÓN

México produce alrededor de 5 millones de toneladas de azúcar, con un valor de más de 3 mil millones de dólares anuales, lo que representa cerca del 12 % del valor del sector primario. La producción de caña se realiza en 664 mil ha que abastecen a 57 ingenios de 15 estados cañeros.

La práctica tradicional en los ingenios azucareros para la cosecha de caña consiste en quemar la plantación para facilitar la recolección de los tallos. Sin embargo la quema de una sola hectárea de plantación de caña significa emitir a la atmósfera más de 160 kg de bióxido y monóxido de carbono. En época de cosecha las zonas cañeras tiñen sus cielos de tonos rojizos por la gran cantidad de humo y trozos de hoja quemada que el viento lleva a los pueblos cercanos ocasionando además problemas con el drenaje.

Al cosechar la caña en verde y evitar la combustión en los campos cañeros se ahorra agua, energía eléctrica y combustible, se reduce el impacto sobre la contaminación del agua y se protege el ambiente, a la flora y la fauna del agro-sistema cañero y se requeriría menos aplicación de herbicidas en la etapa inicial de crecimiento del cultivo que se traducirían en mayores rendimientos de azúcar.

Esta práctica permite la incorporación de materia orgánica al suelo incrementando el contenido de carbono, aumenta su fertilidad y promueve que con el tiempo se disminuya la dosis de fertilizante aplicado, además de ayudar a conservar mayor contenido de humedad en el suelo. La cosecha mecanizada de caña de azúcar representa una ventana de oportunidad tecnológica que no sólo reduce costos y hace más eficiente la operación de cosecha y entrega de caña al ingenio, sino que minimiza los impactos negativos al medio ambiente contribuyendo con la productividad de los ingenios y el mejoramiento del nivel de vida de los productores y habitantes de las zonas cañeras de México.

El principal componente de frescura en los ingenios mexicanos es el tiempo de quema-corte-cargado de camiones para el sistema de caña quemada, y corte y cargado en cosecha verde.

El tiempo de frescura de las áreas cosechadas manualmente es dos veces mayor que en las áreas cosechadas mecánicamente. Por eso la forma más efectiva para reducir los tiempos de frescura es aumentando la proporción de áreas cosechadas mecánicamente en verde.

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.

La tecnología para el manejo y cosecha de caña en 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 de cultivo para producir caña erecta con alta sacarosa la cual es importante para la cosecha en verde de la caña de azúcar.
- ✓ Manejo de residuos pos-cosecha.
- ✓ Uso de variedades que produzcan pocos residuos.

Ya que debido al crecimiento de las fronteras agrícolas y al incremento en el volumen de producción nace la necesidad de aumentar la velocidad de trabajo. Con la aparición de las máquinas agrícolas se abrió un campo infinito de desarrollo de máquinas para cada función.

La moderna mecanización y automatización ha demostrado la necesidad de innovar la tecnología para mejorar la competitividad de los sistemas mediante la incorporación de nuevos equipos y el mejoramiento de otros ya conocidos y probados.

CAPÍTULO

I

CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

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

Con base a las experiencias en el ingenio manuelita y en CENICAÑA (Colombia) muestran que es posible cosechar en forma mecanizada la caña en estado verde. A pesar de los problemas de baja eficiencia en el corte y los altos niveles de materia extraña en las condiciones actuales, los costos han resultado similares, y aun menores que los del corte manual. Pero si se disminuyen las edades de corte y se establecen variedades erectas, es posible aumentar la eficiencia de la maquinaria y disminuir la materia extraña, especialmente el contenido de cogollos [4].

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 fabricas por falta de la caña en las épocas de lluvias, cuando es imposible hacer la cosecha mecanizada en forma continua, tal es el caso de Australia, donde existe una amplia experiencia en cosecha de caña verde con máquinas combinadas, se suspende la cosecha cuando se presentan lluvias intensas. Para evitar esta situación, lo ideal es desarrollar una cosechadora para caña verde entera que permita arrumar la caña en los patios durante los periodos de alta probabilidad de lluvia o en cualquier época del año.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Establecer una memoria de cálculo de diseño eficiente del subsistema 2, “El cual contempla una banda transportadora tipo tablilla con cangilones para el arrastre de la caña, un sistema de orientación y colocación de la misma, un sistema de corte ajustable para seccionar el cogollo de la caña de azúcar en verde; incluyendo los planos de piezas, conjunto y ensamble”.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Cortar el cogollo o extremo superior de la caña de azúcar en verde.
- ✓ Transportación eficiente hacia la línea de desfogue.
- ✓ Utilizar tecnología apropiada al transportador de tablillas para un eficiente desempeño.

1.4 JUSTIFICACIÓN

El efecto de la quema de la caña sobre los rendimientos es difícil de cuantificar; no obstante, en Brasil, Australia y Colombia se considera que puede ser de 0.5 %. En Colombia con un sistema tradicional de quema y corte de la caña, el tiempo entre este último y la molienda puede ser hasta de 50 horas. Los estudios experimentales muestran que por cada hora transcurrida después de la quema, las pérdidas de sacarosa pueden alcanzar hasta 0.4%, parte de la se debe a pérdida de peso y de rendimiento.

Con la cosecha de caña en estado verde se reduce el tiempo para llegar a molienda. En 1994, en el ingenio providencia (Colombia) se observó que el promedio del rendimiento, corregido para materia extraña y cogollo, de un lote cosechado en estado verde fue entre 0.5 y 1.0 puntos mayor que aquel alcanzado en caña que había sido quemada. Esto sugiere que el aumento de rendimiento se debió a la caña fresca. Además, si la cosecha se mecaniza, sería posible reducir aún más los tiempos de permanencia, menores a 18 horas, tal como ocurre en Australia.

La tecnología de cosecha en caña verde implica la presencia de grandes cantidades de materia extraña y cogollos, especialmente si no se utilizan variedades aptas para este tipo de cosecha lo que significa que puede alterar la calidad de la caña, por eso este proyecto tiene una gran importancia debido que independientemente que tiene que transportar la caña de azúcar a la línea de desfogue tiene la responsabilidad de cortar el cogollo de manera exitosa para así poder disminuir en su totalidad la materia extraña y poder aprovechar al máximo la caña de azúcar en verde.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1 ALCANCES

- ✓ Obtener la mayor cantidad de sacarosa debido a que la cosecha de la caña de azúcar será en verde.
- ✓ Disminuir en su totalidad la materia extraña y el cogollo de la caña ya que estos perjudican la calidad de la caña en verde y así poderla aprovechar al máximo.

1.5.2 LIMITACIONES

- ✓ Una de las principales limitaciones son el peso y las dimensiones de la banda transportadora tanto en lo largo como en lo ancho debido a que va a ser transportada por un tractor independiente de la maquinaria en cantiléver el cual no debe exceder la carga máxima entre el tractor y la cosechadora.
- ✓ Otra de las limitantes son las diferentes dimensiones de la caña en verde debido a que las variedades de la caña pueden diferenciar sus tamaños y eso afectaría en el corte de cogollo ya que no sería eficiente.
- ✓ El exceso de caña en verde puede afectar la velocidad de la banda transportadora y el corte de las cuchillas que puede traer como consecuencias saturación en la línea y daños en el sistema.

1.6 HIPÓTESIS

Realizar un diseño mecánico de un transportador tipo tablillas tomando en consideración un ángulo de inclinación de 36° , y mantener la caña en forma horizontal en la banda transportadora por medio de cangilones esta a su vez tendrá una cortadora el cual se encargara de eliminar el cogollo o extremo superior de la caña de azúcar en verde para luego ser transportada hacia la línea de desfogue (tercera etapa).

Capítulo II

Historia Del Arte

2.1 DESARROLLO

Los transportadores son máquinas de diseño horizontal, en vertical o en pendiente que se usan para el transporte continuado de materiales en una trayectoria determinada, hasta el punto final o de descarga. Se componen de una cinta de superficie que circula en unos rodillos y poleas, por un motor de propulsión, y todo ello dispuesto en una estructura o soporte.

Hay transportadores que son accionadas por gravedad, y otras por fuerza motriz como los transportadores de banda, tablillas, arrastre, neumáticos, vibratorios, rodillos, tornillos y elevadores de cubos. Existen varios tipos de transportadores a continuación aremos un análisis para saber qué tipo de transportador es el más adecuado para el transporte de la caña de azúcar en verde.

Los transportadores de arrastre y los elevadores de cubos se emplean para transportar materiales en dirección vertical o para transportar formando un ángulo grande con respecto a la horizontal, este tipo de transportadores realizan una transportación continua en las cuales el desplazamiento se lo realiza para carga de polvo, en granos y en pedazos pequeños. Este tipo de transportadores no es apto por la razón de que el ángulo que necesitamos con respecto a la horizontal es pequeño y la carga a transportar son pedazos grandes.

En el caso del transportador de tornillo se emplea para el transporte de materiales movedizos, así como materiales húmedos en dirección horizontal y la vía de transportación es cerrada. Por este motivo este tipo de transportador no reúne los requisitos que necesitamos.

Los transportadores vibratorios pertenecen a la clase de transportadores movedizos, la carga se desplaza mediante las oscilaciones del elemento portador de carga este desplazamiento inclinado únicamente se lo realiza bajo un ángulo en dirección de las oscilaciones, las cargas que se transportan son de polvo, tóxicos, químicamente agresivas, calientes. En razón esta transportadora no cuenta con la capacidad de transportar pedazos grandes porque el dimensionamiento de estos transportadores son muy pequeños para el transporte de la caña de azúcar en verde, este tipo de

transportador no realiza la elevación de cargas por tramos inclinados por lo que solo realiza el transporte por desplazamiento por las oscilaciones y gravedad.

El transportador neumático se utiliza para el transporte de materiales movedizos, el traslado de las partículas de material se efectúa mediante una corriente de aire, este tipo de transportador es utilizado en empresas de construcción para el transporte de cemento, por tal motivo el transportador neumático no es apto para el transporte de la caña de azúcar en verde.

A continuación se clasificara a los tipos de transportadores que pueden ser aptos para el transporte de caña de azúcar en verde:

1. Transportadores de rodillo.
2. Transportadores de banda.
3. Transportadores de tablillas.

2.2 TRANSPORTADORES DE RODILLO

Los transportadores de rodillo se emplean para transportar diversas cargas envasadas y por piezas, es decir, conjuntos y piezas de las máquinas y mecanismos, moldes de fundición, cajas, vigas laminadas, maderas, tubos, planchas metálicas, cargas a granel en envases de saco, etc. Los transportadores de este tipo se emplean ampliamente en los talleres de preparación y mecánicos de las fábricas de construcción de maquinaria. En los talleres laminados de las fabricas metalúrgicas, en las empresas de industria ligera, alimentaria, en los almacenes de transporte y de mercancía.

Los transportadores de rodillo por sus particularidades constructivas se dividen en dos tipos principales independientes: a) transportadores sin transmisión, gravitacionales, en los cuales el movimiento de la carga se produce bajo la acción del propio peso, como consecuencia de una pequeña inclinación de la superficie del transportador hacia el lado del movimiento; b) transportadores de transmisión, en los cuales los rodillos rotan directamente desde un motor eléctrico o a través de transmisiones dentadas, por cadenas, correas y por cables desde una transmisión general. [8]



Figura 2. 1 Transportador De Rodillos

2.3 TRANSPORTADORA DE BANDAS

El transportador de banda se emplea considerablemente para el transporte entre maquina en la producción de cadenas para el transporte en los talleres de fundición (alimentación de arena), para la alimentación de combustible, para el transporte de carbón y de mineral, etc. [8]

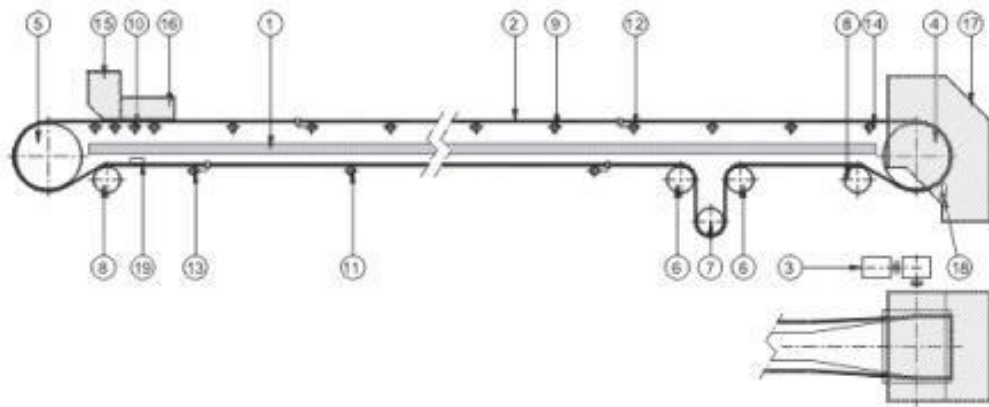


Figura 2. 2 Esquema De Los Transportadores De Bandas

El esquema del transportador de banda consta de:

- | | |
|------------------------------------|-------------------------|
| 1. Estructura | 19. Rascador |
| 2. Cinta transportador | 20. Rascador de retorno |
| 3. Grupo motriz | |
| 4. Rollo motriz | |
| 5. Rollo de cola | |
| 6. Rollo de desvió | |
| 7. Contrapeso | |
| 8. Rollo de abrace | |
| 9. Rodillo de carga | |
| 10. Rodillo de impacto | |
| 11. Rodillo de retorno | |
| 12. Rodillo de carga autoalineante | |
| 13. Rodillo de retorno | |
| 14. Autoalineante | |
| 15. Transición | |
| 16. Tolva de carga | |
| 17. Cargador | |
| 18. Tolva de descarga | |

Los esquemas de los transportadores son muy diversos y se determinan por su aplicación del transportador esto son:

- a) Horizontal
- b) Inclinado
- c) Horizontal-inclinado
- d) Inclinado-horizontal

2.4 BANDA TRANSPORTADORA

En los transportadores de bandas se emplea diferentes bandas de transportadores: textiles cuyo tejido se fabrica con fibras de algodón; bandas fabricadas con fibras sintéticas o seda artificial así como las bandas de acero laminadas o confeccionadas con alambre y finalmente; bandas textiles impregnadas de goma en cables de acero vulcanizado. Entre las ventajas de las bandas transportadoras tenemos: poco peso propio, ausencia de articulaciones que se desgastan fácilmente y además permiten trasladar la carga con gran rapidez. Las bandas textiles de transportadores tienen poca duración cuando trabajan con materiales calentados a altas temperaturas, así como cuando trabajan con materiales abrasivos o de pedazos grandes. [8]

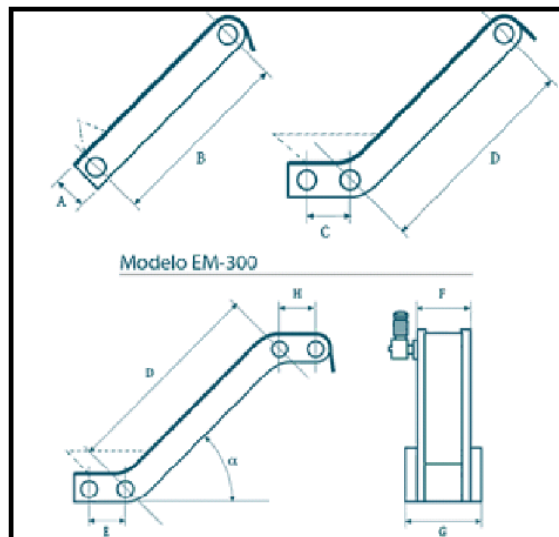


Figura 2. 3 Banda Transportadora

2.5 TRANSPORTADORES DE TABLILLAS

Son utilizados para transportar materiales calientes, abrasivos, en pedazos grandes y medianos, así como cargas grandes por pieza, que se transportan en direcciones horizontales y débilmente inclinados.

El transportador de tablillas consta de las siguientes partes:

1. Partes móvil del transportador con dos cadenas de tracción
2. Catarinas de transmisión
3. Motor eléctrico
4. Reductor
5. Transmisiones dentada abierta
6. Catarinas finales
7. Dispositivos de tensión
8. Barras guías
9. Bancada del transportador

La parte móvil sin fin del transportador, cerrada en un plano vertical, consta de tablillas fijadas al elemento de tracción formado generalmente por una o dos cadenas. La carga a transportar se desplaza por la rama superior del transportador, la rama inferior queda libre.

La parte móvil rodea las catarinas finales, es decir, las de tensión y las motrices; en la parte media se sostiene por barras guías o rodillos fijos, unidos a la base de la bancada. Las catarinas de tracción se ponen en movimiento debido a un mecanismo de transmisión que consta de motor eléctrico, de reductor y en una serie de casos, de transmisiones dentadas abiertas o de cadenas. Las catarinas finales pueden tener un desplazamiento.

2.5.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES Y SUS PARTES MÓVILES

El entablillado de estos transportadores se distinguen por su gran diversidad de construcción y por si formas determinadas por el tipo y las dimensiones de las cargas a transportar, por la dirección del desplazamiento y por una serie de otras condiciones y exigencias.

El entablillado plano se hacen con tablillas colocadas unas de las otras (fig. 2.4, a) que forman una banda de rejilla o con tablillas cerradas (fig. 2.4, b) que crean una banda continua uniforme del transportador. Los transportadores con estos entablillados se emplean para transportar diferentes cargas con piezas.

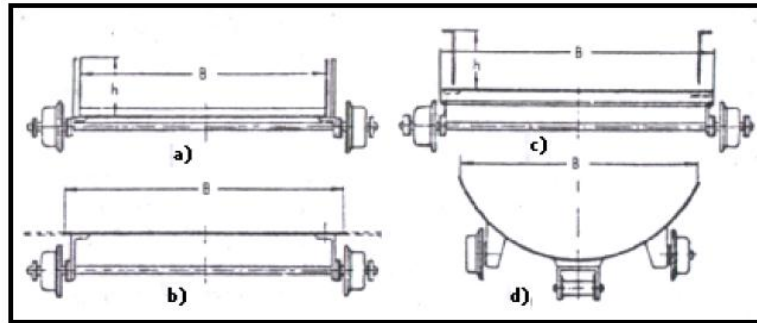


Figura 2. 4 Secciones De Los Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: A) De Borde A De Canalón; B) Plano (Sin Bordes); C) Plano Con Guías De Bordes Fijas; D) Circular Especial.

El entablillado ondulado sin bordes consta de tablillas que tienen flexiones concéntricas alrededor de las charnelas de la parte móvil, con lo que se garantiza el revestimiento seguro de las tablillas contiguas, tanto en las partes rectilíneas del trazo del transportador, como durante su viaje al rodear las catalinas.

El entablillado de la figura 2.4b permite efectuar una descarga intermedia de las cargas en pedazo pequeños desde el transportador mediante lanzadores de arado (cuchillas) que se utilizan muy raras veces

El entablillado de canalón se forma mediante paredes verticales en los bordes de las tablillas. Con mucha frecuencia este tipo de entablillado se hace con tablillas que tienen forma ondulada (2.5d) lo que garantiza una buena adaptación de estas tablillas para la transportación de carga movedizas tanto en dirección horizontal como inclinada. La existencia de costillas complementarias que refuercen la tablillas, permiten emplear los transportadores con este entablillado para las cargas pesadas y en pedazos grandes, y el dispositivo de diafragma transversales o de tabiques entre los bordes, a la que el empleo de tablillas, de perfil especial con ahondamientos (entablillado de borde profundo 2.5e) hace posible su empleo para la transportación con una inclinación hasta 40°.

El entablillado en forma de caja (2.5f) tiene las tablillas en forma de caja y se emplea para la transportación de materiales formando ángulos grandes hasta 65° con la horizontal. Los transportadores con este tipo de entablillado se emplean para diferentes materiales movedizos en primer lugar materiales en pedazos grandes, con los cuales no se garantiza un trabajo seguro de los elevadores de cubos. [8]

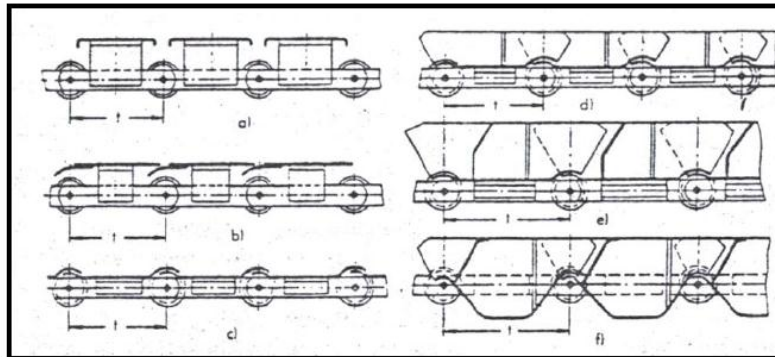


Figura 2. 5 Tipos Principales De Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: A) Planos Con Placas Independientes; B) Plano Con Placas Cerradas; C) Ondulado Sin Bordes; E) De Borde Profundo; F) En Forma De Caja

Cuando se emplean los transbordadores de tablillas cadenas de casquillo-rodillo esta se fija al entablillado por los lados de las tablillas y debajo de las tablillas. Las ruedas que sostienen la parte móvil mediante esta cadena pueden situarse fuera de la cadena, en voladizo, (2.6a) entre las chumaceras de la cadena (2.6b) o pueden instalarse en la bancada del transportador en forma de rodillos fijos.

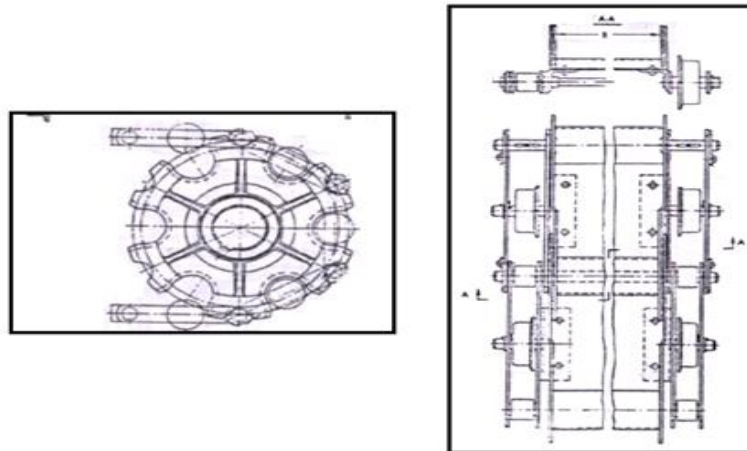


Figura 2. 6 Catarina Del Entablillado; Figura 2.6 A, Entablillado Del Transportador Con Cadenas De Tracción Con Colocación En Voladizo

2.5.2 DISPOSITIVOS DE TENSIÓN Y DE TRANSMISIÓN

Los transportadores de tablillas generalmente se ponen en movimiento por una transmisión final, situada en el cabezal del transportador. (2.7) aparece una transmisión con reductor cónico-cilíndrico con transmisión dentada abierta, la cual se emplea generalmente en los transportadores de marcha lenta con fuerza de tracción grandes.

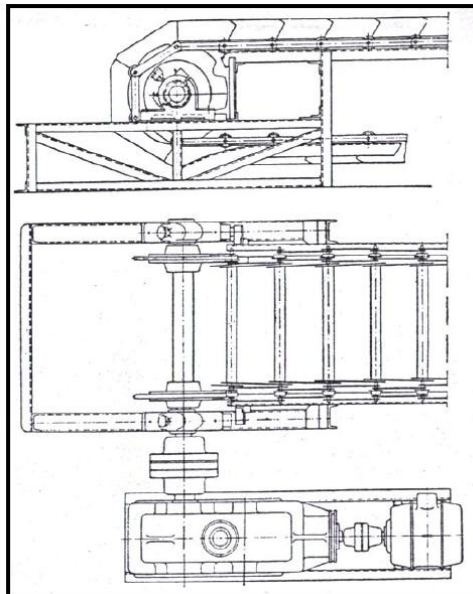


Figura 2. 7 Tipos De Tensores.

Como dispositivos de tensión de los transportadores de tablillas se emplean ventajosamente los de tornillos. En los transportadores muy cargados con cadenas de tracción de plancheta de eslabones largos, con velocidades de movimiento, superiores a 0-25 m/s se emplean los tensores de muelle-tornillo (móviles) que compensan los cambios de la tensión (dinámicos) y la variación de la longitud de las cadenas de atracción que surgen al ser bordeadas las catarinas.

Las catarinas de transmisión se fijan en los árboles conductores con chavetas garantizando una posición recíproca estrictamente igual de sus dientes, que es imprescindible para el agarre simultáneo del agarre de las cadenas y para la transmisión correcta del esfuerzo de tracción de las cadenas.

Las catarinas de los dispositivos de tensión y transmisión se fabrican de aceros. Fundidos, forjados o soldados con el perfil de trabajo de plancha de acero. [8]

2.6 SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR

Una vez analizados los tres tipos de transportadores que podrían ser aptos para el caso específico de transporte de caña de azúcar en verde hemos elegido el transportador de tablillas porque es el más adecuado que cumple con todos los requisitos, a continuación presentamos las razones:

Como necesitamos transportar cargas grandes y pesadas es necesario un transportador de marcha lenta con fuerzas de tracción grande como lo es el transportador de tablillas con transmisión dentada abierta.

El entablillado se emplea para transportar diferentes cargas por piezas ya sean grandes o medianas.

Cuando se emplean ángulos mayores a 18° para elevar cargas se emplean transportadores de tablillas, es decir que no se puede utilizar los transportadores de banda.

Los inconvenientes del transportador de banda es que el material de las bandas textiles tiene poca duración cuando trabajan con materiales abrasivos o de pedazos grandes y

son más utilizados en el transporte de material movedizo y pedazos medianamente pequeños.

Mientras que el transportador de rodillos no es apto por el desperdicio de material que se ocasiona por los espacios existentes entre rodillos, otro inconveniente es que al momento de realizar el transporte de la caña de azúcar se puede producir incrustaciones en los espacios libres dificultando el desplazamiento de la carga y puede dañar la transmisión.

2.7 CORTE MECANIZADO DE LA CAÑA DE AZÚCAR

El corte mecanizado integral de la caña de azúcar está en función de las siguientes variables:

- ✓ Diseño de campo.
- ✓ Atributos de las variedades.
- ✓ La máquina cosechadora.
- ✓ El operario de la maquina el mantenimiento de la máquina.
- ✓ La logística del corte y del transporte.

En la medida que se logre una buena integración de las variables anotadas se pueden alcanzar el éxito de la cosecha mecanizada.

En el presente caso se tendrá en cuenta los aspectos de los sistemas de corte mecanizado, correspondientes a la máquina y la operación de la misma.

En los sistemas de corte involucrados en una maquina cosechadora integral de caña se obtiene lo siguiente.

Sistema descogollador o despuntador se encuentra en la parte frontal de la máquina y está compuesto por un par de tambores que giran en sentido contrario hacia adentro. En ellos van montadas cuchillas que desmenuzan tanto el tallo inmaduro de cogollo como las hojas verdes. También existen descogolladores que cortan y dejan en el campo el cogollo entero.

El rollo tumbador inclina o “agobia” la caña hacia adelante para permitir que la base del tallo quede expuesta al sistema de corte de base. Los divisores de cosecha introducen la caña hacia el centro de la máquina y levantan aquellas que están caídas hacia los lados.

Sistema de corte basal o corte de base. Conformado por dos platos y cuatro cuchillas cada una. El sistema angular permite una inclinación al momento del corte de los tallos en este punto se produce la calidad del corte de la sepa y de la incorporación de materia extraña compuesta principalmente por el suelo la sepa misma y las raíces. [7]

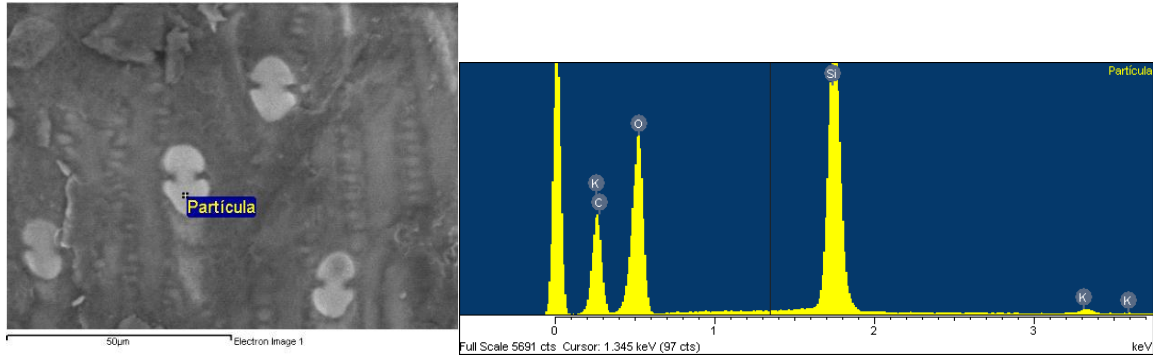
Las máquinas cosechadoras utilizan varios juegos de cuchillas especializadas: descogolladoras, cortadoras de base y trozadoras. Todos estos elementos experimentan un rápido deterioro de sus filos debido al carácter abrasivo de la caña y a la materia extraña del suelo, siendo las cuchillas trozadoras las de mayor tasa de deterioro.

Las plantas de caña poseen en su tronco y hojas, células de sílice distribuidas por todas partes, esto convierte a la caña en un material muy abrasivo, así mismo, la dureza de la caña es otro factor importante que afecta directamente las herramientas de corte durante la cosecha. La dureza del tallo está concentrada en la epidermis o capa exterior y varía longitudinalmente.

En el 2006 se realizaron algunos experimentos sobre las células de la caña y como se comportaban al ser estas cortadas.



a) corteza



b) Análisis EDS

Figura 2. 8 Aspecto Típico De La Corteza Y De Una Sección Longitudinal Interna De Un Tallo De Caña De Azúcar. A) Partículas De Sílice Regularmente Distribuidas En La Superficie De La Corteza De Los Tallos, B) Análisis EDS De Una Región De La Corteza

En el estudio realizado se observó una tendencia a presentarse mayor requerimiento de energía específica al corte en los entrenudos que en los nudos. Lo anterior se puede explicar por la distribución microestructural de los tallos, donde los nudos son regiones de discontinuidad de las fibras y por tanto allí hay más posibilidad de rotura frente a la acción de un impacto, a diferencia de los entrenudos donde la cuchilla entra en contacto con un conjunto de fibras continuo que se comporta como refuerzo del tallo, de manera que el proceso de corte sólo avanza en la medida en que estas fibras sean dobladas y/o cortadas.

2.7.1 Geometría

Las cuchillas trozadoras varían mínimamente de acuerdo a la casa fabricante de las máquinas cosechadoras, la Figura 2.9 muestra la geometría de las cuchillas trozadoras

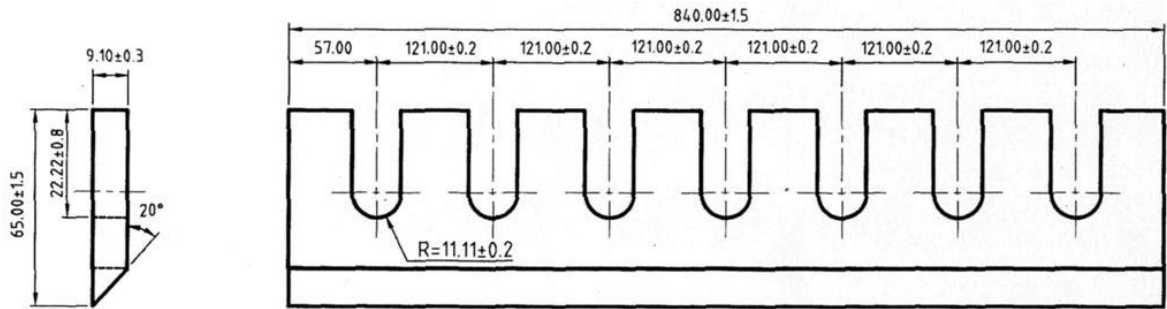


Figura 2. 9 Geometría De Cuchillas

Silveira (1972, 1975) hizo una investigación sobre cuchillas trozadoras donde consideró dos grandes aspectos: la influencia de los parámetros geométricos de la cuchilla en el proceso de corte de los tallos de caña de azúcar, y la influencia de los parámetros cinemáticos en el proceso de corte de los tallos de caña. Estos factores a su vez involucran una serie de variables, a saber:

- Espesor del filo de corte de las cuchillas (δ).
- Ángulo de afilado de las cuchillas (β).
- Doble ángulo de afilado de las cuchillas.
- Angulo de posición de las cuchillas (γ).
- Angulo de inclinación del filo de la cuchilla (τ).
- Separación entre cuchillas (Δ).
- Velocidad de corte (v).
- Espesor de la capa de caña a cortar (e).

En las figuras 2.10 y 2.11 se pueden observar todos estos parámetros referenciados respecto a la geometría de una cuchilla.

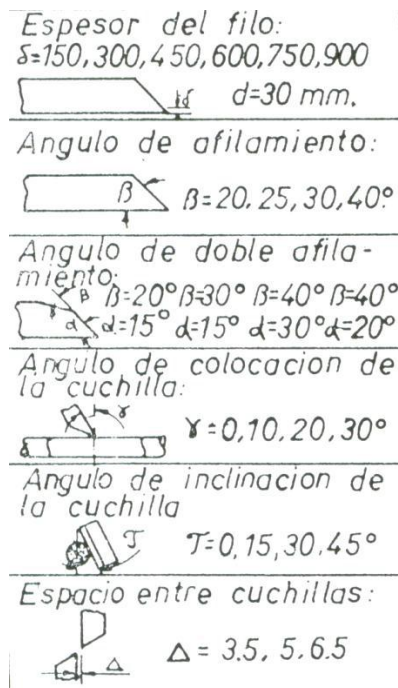


Figura 2. 10 Parámetros Geométricos De Cuchillas Trozadoras (Silveira, 1972).

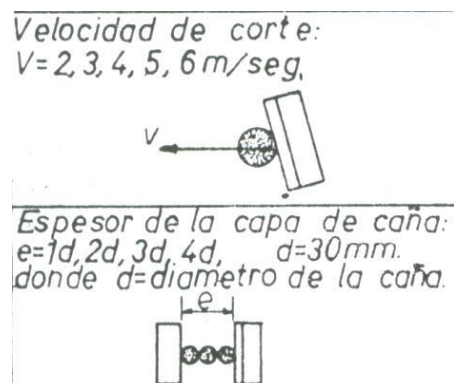


Figura 2. 11 Parámetros Cinemáticos En El Trozado (Silveira, 1972).

- El aumento del espesor del filo de la cuchilla (δ) de corte no incrementa el consumo de trabajo específico (Ae) y total (A), pero sí disminuye la calidad de corte al aumentar δ . El trabajo específico fue definido por los autores como la

cantidad de energía absorbida por el péndulo por unidad de área transversal del tallo de caña.

- Se encontró que el intervalo de velocidades óptimo para las condiciones del experimento fue de 4 – 5 m/s; que es donde se obtuvo el mínimo trabajo total (A) y específico (Ae).
- Ángulos de filo (β) mayores a 25° conllevan a mayores niveles de trabajo total y trabajo específico.
- De las cuchillas de doble ángulo de filo ensayadas, la que tiene ángulos $\beta = 20^\circ$ y $\alpha=15^\circ$ presentó el menor consumo de energía.
- De acuerdo con las condiciones de corte experimental, a medida que se aumenta el valor de espacio entre las cuchillas (Δ) el consumo de trabajo aumenta correspondientemente.
- Para ángulos de inclinación de la cuchilla $\tau=15^\circ$ y ángulo de colocación de la cuchilla $\gamma= 30^\circ$ se obtuvo un gasto mínimo de trabajo total y específico.

También se realizaron pruebas a la influencia del ángulo de corte en la eficiencia del corte de las cuchillas, donde se evaluaron cuchillas de dos ángulos de corte, 20° y 25°, a escala de laboratorio, usando un péndulo Charpy modificado, donde la herramienta de impacto convencional se sustituyó por cuchillas de acero con diferentes ángulos de corte .

En general el consumo específico de energía al corte al utilizarse la cuchilla con ángulo de 25° fue más alto que al emplear la cuchilla con ángulo de corte de 20°.

Los tipos de geometría del filo utilizado en cuchillería no son ampliamente publicados por las empresas fabricantes de cuchillas, sin embargo Specialty Blades, Inc hace una pequeña descripción de tres geometrías ampliamente usadas en cuchillería las cuales se muestran en la figura 2.12.

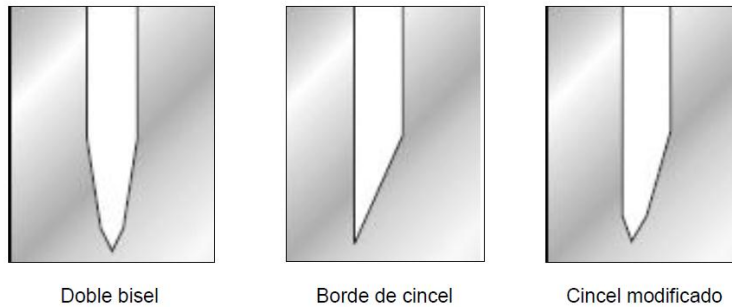


Figura 2. 12 Geometrías Ampliamente Usadas En Cuchillería (Specialty Blades, Inc)

El perfil más común es de doble bisel que se afila hasta el extremo; después que las fuerzas de corte sean simétricas, este borde minimiza la tendencia a redondearse o deformarse. El borde de cincel se usa cuando el corte debe coincidir con un lado de la cuchilla o cuando se requiere una acción de cizallamiento. El perfil de cincel modificado es similar al borde de cincel pero con un ángulo secundario en la punta; esta geometría proporciona el afilado del doble bisel, pero con un corte descentrado.

La Corporación para el Desarrollo y la Investigación del Azúcar de Australia realizó un estudio liderado por B.W. Lamb (2009) estudiando varios factores que influyen en el proceso de corte con cuchillas trozadoras y su influencia en la pérdida de jugo de los tallos de caña durante la operación de corte. Entre los aspectos estudiados, analizaron dos cuchillas con igual ángulo de bisel pero con puntas diferentes, cuchillas afiladas y despuntadas. El resultado final no muestra mucha diferencia entre estas dos geometrías, en la figura 2.13 se muestran los resultados generales de este estudio.

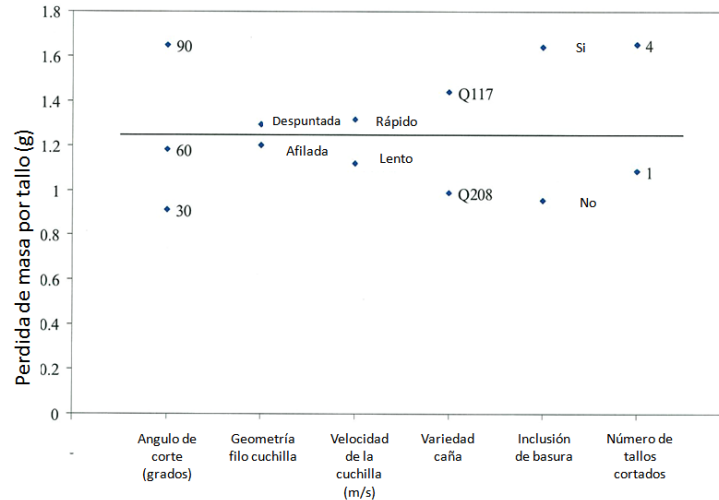


Figura 2. 13 Influencia De Las Variables Involucradas En El Proceso De Corte Respecto A La Perdida De Jugo De Los Tallos De Caña (Lamb, 2009).

Además este estudio indica que, aunque con un ángulo de corte de 90° se presentó mayor pérdida de jugo, no es un criterio definitivo para tomar decisiones, puesto que si se observan los modos en que los tallos reaccionan respecto al corte, figura 2.14 se observa que a 90° se genera un corte más limpio favoreciendo la conservación de los jugos posterior al corte. Con ángulos de corte a 30° y 60° se producen aplastamientos o aperturas de los tallos lo cual va en deterioro de la conservación del jugo posterior al corte.

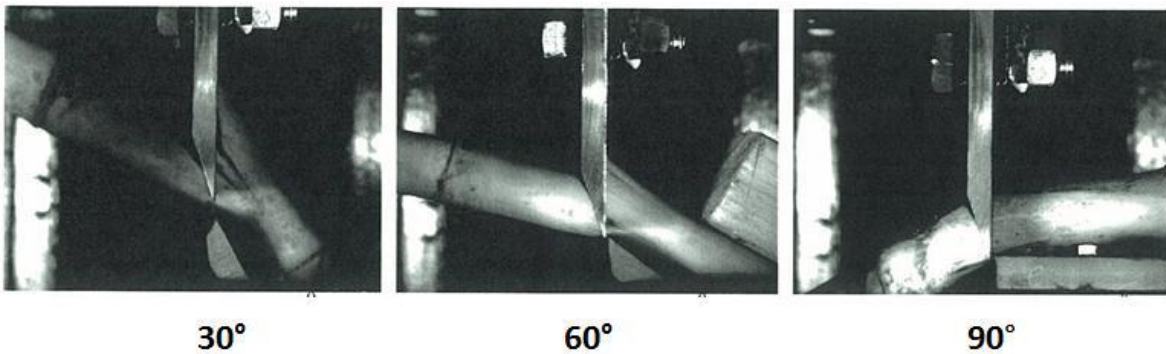


Figura 2. 14 Daño causado por el corte en los tallos de caña Lamb, 2009).

El desgaste de los filos por abrasión es función del tiempo de trabajo efectivo y describe una curva sigmoideal como se ilustra en la figura 2.15 Al comienzo el desgaste es rápido porque el filo es sumamente delgado, luego la tasa de desgaste se

estabiliza cierto tiempo, hasta que se dificultan excesivamente el corte, en este punto se procedería a reafilar la herramienta (Junta del acuerdo de Cartagena, 1988).

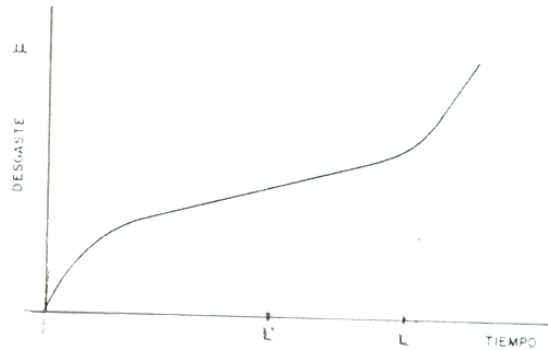


Figura 2. 15 Gráfico Desgaste De Un Filo En Función Del Tiempo (Junta Del Acuerdo De Cartagena, 1988).

2.7.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN INDUSTRIAL

En la producción de las cuchillas se desarrollan una serie de operaciones clasificadas entre troquelados, mecanizados por desprendimiento de viruta, tratamientos térmicos y eliminación de deformaciones como pandeos y curvaturas. La selección de cada uno de estos procesos se hace teniendo en cuenta la geometría y propiedades que se desean lograr en la pieza a fabricar, la optimización del tiempo y costos de producción.

El proceso de troquelado es utilizado ampliamente para hacer cortes en láminas o placas metálicas; el corte del material se genera a partir de una deformación plástica seguida de una fractura entre dos bordes cortantes, el punzón y el dado o matriz. Este proceso tiene muchas ventajas en el corte de láminas metálicas puesto que no genera cambios microestructurales en la zona aledaña al perímetro de corte debido a que no involucra calentamientos durante el corte. Además, el proceso de troquelado permite optimizar el aprovechamiento de la materia prima puesto que genera pocos desechos al permitir hacer cortes limpios sin alterar el material circundante.

Adicionalmente, facilita agrupar varias operaciones en un solo paso, esto es, en una sola operación se pueden lograr perímetros asimétricos así como perforaciones internas de diversas geometrías. Las máquinas para troquelar metal están dimensionadas por los

niveles de presión que puedan alcanzar y su selección depende del espesor y dureza del material a troquelar. En la figura 2.16 se observa un esquema general del proceso de troquelado.

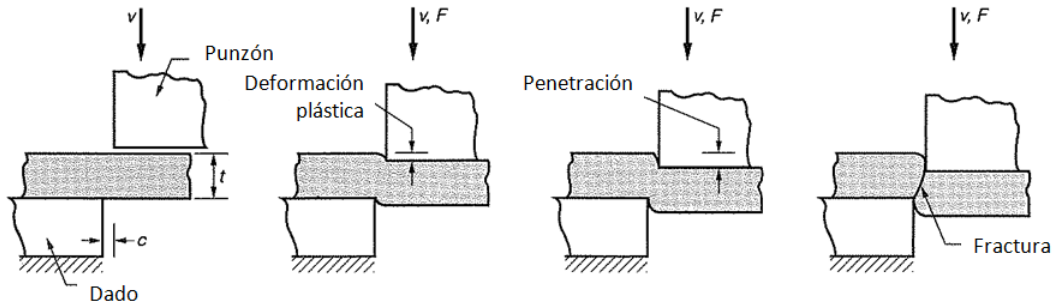


Figura 2. 16 Cizallamiento Entre Dos Bordes Cortantes, Donde C =Luz Libre; T = Espesor Del Material; V =Movimiento; F = Fuerza Aplicada (Groover, 2007).

Mecanizado por desprendimiento de viruta los procesos de mecanizado que involucran desprendimiento de viruta incluyen herramientas que físicamente desprenden material de la pieza de trabajo, mediante movimiento circular de la herramienta o de la pieza, como es el caso del torneado, fresado, taladrado, rectificado, entre otros. La selección de uno u otro depende de la geometría que se quiera general en la pieza a trabajar.

2.7.2.1 FRESADO

El fresado perimetral se puede hacer en dos direcciones, en subida o en bajada. En subida la dirección de la herramienta de corte es opuesta a la dirección de alimentación y el fresado en bajada, la dirección de la herramienta de corte es la misma a la dirección de alimentación. La diferencia entre el fresado en subida y en bajada radica básicamente en la longitud de la viruta, como se observa en la figura 3.16, la longitud de la viruta cuando se hace fresado en bajada es más corta, esto significa que la herramienta tiene que trabajar menos tiempo por volumen de material cortado, esto tendería a aumentar la vida útil de la herramienta.

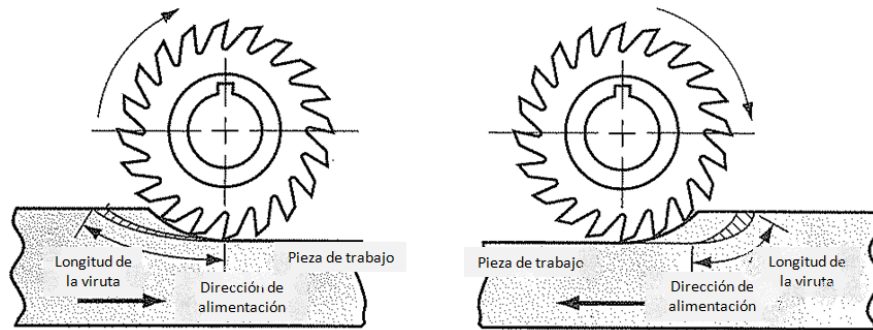


Figura 2. 17 Fresado

2.7.2.2 TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Los tratamientos térmicos son el complemento de los procesos de mecanizado y su importancia radica en la capacidad de lograr con ellos las durezas finales requeridas en las piezas fabricadas, en este caso, de las cuchillas trozadoras. Cabe anotar que los procesos empleados para darle forma a la pieza final se realizan con el material en estado de normalizado, puesto que de esta manera el material tiene una baja dureza requiriendo así menos potencia de las maquinas herramientas.

Existen varias posibilidades de tratamientos térmicos que permiten el endurecimiento de las piezas fabricadas en acero, entre ellas están, el temple y revenido en horno convencional, temple localizado o temple por inducción, austemperado, carburización y posteriormente temple para aceros de bajo carbono, temple por medio de laser, entre otros. La selección de uno de ellos depende de las dimensiones de las piezas, la facilidad de acceder al horno que permita hacer el tratamiento seleccionado y el tipo de acero a tratar.

En 2003 se realizaron trabajos sobre tratamientos térmicos con láser de potencia en cuchillas de acero de medio y alto contenido de carbono para uso agrícola, con lo cual se pueden lograr tratamientos térmicos localizados, obteniéndose superficies duras y resistentes al desgaste. Se lograron buenos resultados en el incremento de la dureza superficial y la resistencia al desgaste. Observaron además que aparecen zonas microestructuralmente heterogéneas producto del solape entre las pasadas del láser, por lo que los autores sugieren para posteriores estudios la utilización de láseres de diodos que permitirán obtener cordones con anchos similares al filo de la cuchilla.

2.7.3 MATERIALES Y TRATAMIENTOS TÉRMICOS

2.7.3.1 MATERIALES

Los materiales utilizados para la fabricación de las cuchillas trozadoras de caña de azúcar deben presentar en general alta resistencia al desgaste abrasivo para resistir la abrasividad de la caña, así como una buena resistencia al impacto que les permita resistir el impacto con rocas que frecuentemente llegan hasta los tambores de corte donde se ubican las cuchillas. Las cuchillas para caña son típicamente fabricadas en aleaciones ferrosas que van desde aceros de bajo carbono hasta fundiciones blancas altamente aleadas, pasando por aceros de alto Mn (Hadfield) y recubrimientos duros aplicados por soldadura sobre matriz de bajo carbono.

Los aceros al Boro Manganese son frecuentemente usados en herramientas agrícolas y partes de maquinaria pesada por su buena templabilidad y maquinabilidad. Adicionalmente, por medio de tratamientos térmicos se puede lograr en ellos alta dureza y muy buena tenacidad, esto hace que se pueden comparar sus propiedades con la de aceros muy aleados, pero con la ventaja de ostentar un menor costo (Source Book on Heat Treating, 1977). En la figura 2.18 se observa el efecto del boro en la templabilidad.

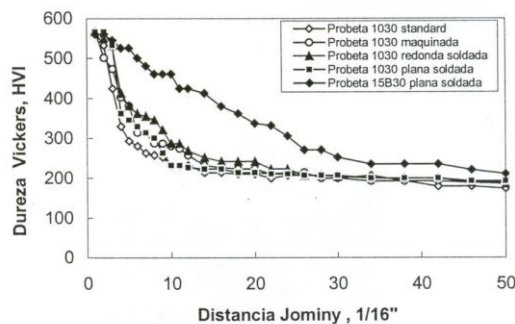


Figura 2. 18 Templabilidad de acero AISI 15B30 Vs AISI 1030 (Tobón, 2002)

El acero AISI 5160 también ha sido usado en la fabricación de cuchillas trozadoras, se caracteriza por su buena templabilidad, tenacidad, resistencia a la fatiga y a la tracción. Es usado en la fabricación de piezas de alta exigencia mecánica que requieren dureza y buena tenacidad (Catálogo Aceros Industriales).

2.7.3.2 DETERIORO DE CUCHILLAS PARA CORTE DE CANA DE AZÚCAR

Las cuchillas trozadoras sufren dos tipos de deterioro, uno a nivel macroscópico y otro a nivel microscópico. A nivel macroscópico el deterioro de las cuchillas se da por deformación plástica o fractura producto del contacto con rocas que llegan hasta los tambores de corte; a nivel microscópico, el deterioro se concentra en el filo cortante y se caracteriza por deformación plástica que redondea el filo y por desprendimiento de material producto de la microabrasión.

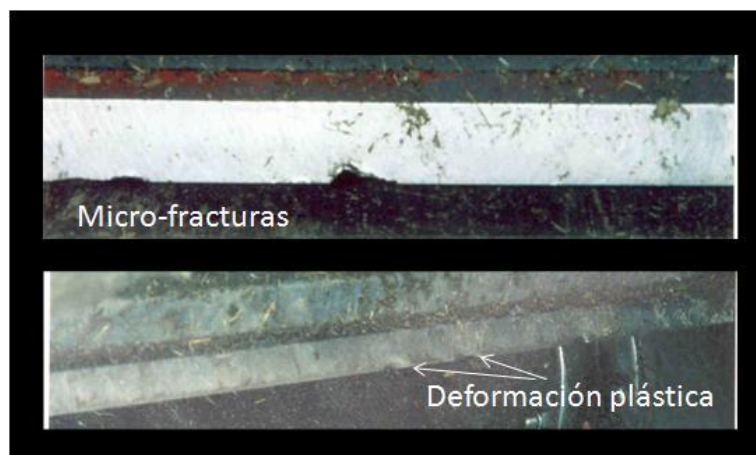


Figura 2. 19 Daños Frecuentes En Las Cuchillas Trozadoras.

En campo no se ha estandarizado ningún método para definir cuando el filo de las cuchillas trozadoras es demasiado romo para seguir trabajando. Sin embargo, se usan criterios prácticos para tomar decisiones sobre la reposición de cuchillas, los cuales están asociados a labores de mantenimiento y/o a indicadores de productividad:

- a) Fractura total de la cuchilla por impacto con rocas
- b) Apariencia del corte de los tallos de caña después de pasar por el tambor de corte (tallos aplastados y trozos de cortes irregulares),
- c) Altas deformaciones plásticas que limitan o incluso impiden el correcto efecto cizallante entre las cuchillas en el tambor trozador.

La figura 2.20 muestra la apariencia de los tallos cortados en función de las condiciones del filo de la cuchilla, la figura 2.20 (a) corresponde a cortes limpios de la

caña producidos por una cuchilla donde el filo no se ha degradado; la figura 2.20 (b) corresponde a la apariencia de tallos cortados por cuchillas de filos degradados.

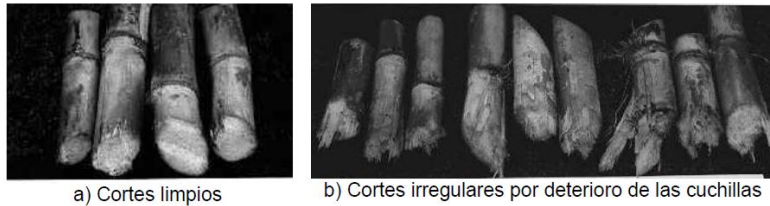


Figura 2. 20 Apariencia De Los Tallos Trozados En Función De Las Condiciones Del Filo De Las Cuchillas.

Cuchillas degradadas permiten mayores pérdidas de jugo durante la acción de corte, así como cortes irregulares en los tallos, esto deja expuesta la fibra de la caña favoreciendo la degradación del jugo contenido en esta. Existe evidencia que las pérdidas de jugo en el proceso de corte son de 3 a 8% (B.W. Lamb, 2009), cifras de consideración en la industria a gran escala.

2.8 MATERIALES Y PROCEDIMIENTOS

2.8.1 MATERIALES

Los materiales seleccionados para este estudio son 2 aceros utilizados en la fabricación nacional de cuchillas trozadoras para cosecha mecánica de caña de azúcar: AISI 5160 y AISI 15B30. Las tablas 2.20 y 2.21 presentan la composición química de estos materiales determinada mediante la técnica de espectrometría de emisión óptica. La cuantificación del boro se hizo bajo técnica del método de Curcumin (vía húmeda).

ELEMENTO	Porcentaje en peso
Carbono (C)	0.503
Silicio (Si)	0.210
Manganeso (Mn)	0.731
Azufre (S)	0.010
Fosforo (P)	0.016
Níquel (Ni)	0.098
Cromo (Cr)	0.697
Molibdeno (Mo)	0.026
Aluminio (Al)	0.003
Cobre (Cu)	0.151
Plomo (Pb)	0.000
Estaño (Sn)	0.014
Titanio (Ti)	0.002
Vanadio (V)	0.024
Antimonio (Sb)	0.003
Zirconio (Zr)	0.000
Calcio (Ca)	0.001

Figura 2. 21 Composición Química Del Acero Aisi 15b30 Medida Por Espectrometría De Emisión Óptica

ELEMENTO	Porcentaje en peso
Carbono (C)	0.291
Silicio (Si)	0.212
Manganeso (Mn)	1.243
Azufre (S)	0.005
Boro (B)	23 ppm
Fósforo (P)	0.016
Níquel (Ni)	0.024
Cromo (Cr)	0.246
Molibdeno (Mo)	0.012
Aluminio (Al)	0.031
Cobre (Cu)	0.004
Plomo (Pb)	0.000
Estaño (Sn)	0.000
Titanio (Ti)	0.034
Vanadio (V)	0.005
Antimonio (Sb)	0.001
Zirconio (Zr)	0.000
Calcio (Ca)	0.002

Figura 2. 22 Composición Química Del Acero AISI 5160 Medida Por Espectrometría De Emisión Óptica

Capítulo III

Marco Teórico

3.1 DEFINICIÓN DE BANDAS

Las bandas son elementos flexibles utilizados en los sistemas de transporte y en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes.

Existen varios tipos de bandas tales como:

- a) Planas.
- b) Redondas.
- c) Trapeciales o en V.
- d) Reguladoras.

La siguiente tabla muestra los cuatro tipos de bandas antes mencionados:




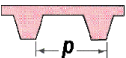
TIPO DE BANDA	FIGURA	INTERVALO DE TAMAÑOS	DISTANCIA ENTRE CENTROS
PLANA		$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pul} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
REDONDA		$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pul}$	No hay límite superior
TRAPEZIAL O EN V		$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pul} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
REGULADORA		$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Tabla 3. 1 Características De Algunos Tipos De Bandas.

Dentro de las características importantes de las bandas se tiene:

1. Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
2. La relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante, ni exactamente igual a la relación entre dos diámetros de las poleas.
3. En algunos casos puede utilizarse una polea guía o tensora para evitar ajuste en la distancia entre centros, los cuales son necesarios para compensar el desgaste, o en la instalación de bandas nuevas.

Está bien sabido y fácilmente intuible, que la solicitud 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, por tanto, la determinación de la tensión que actúa en la zona o sección más solicitada.

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

- Cintas transportadoras inclinadas con fuerte pendiente.
- Cintas transportadoras descendentes.
- 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 las poleas motrices, el tipo de motor y el tipo de tensor. El método para la determinación de la tensión que actúa en las diversas secciones de la cinta, por consiguiente, el valor de la tensión, en correspondencia con la zona más solicitada, que determina el tipo y el número de telas a adoptar. [12]

Vienen sucesivamente expuestos:

- a) Análisis y valoración de la solicitud por tensión producida por los varios factores de trabajo y de instalación.
- b) Determinación gráfico-analítica de las tensiones totales en las diversas secciones de la cinta.

3.1.1 ESFUERZO EN LA PERIFERIA DEL TAMBOR O TAMBORES DE LA CABEZA MOTRIZ

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 para 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 las cintas descendentes, el esfuerzo generado por el descenso del material en sí, puede reflejarse en la potencia del motor.
- d) Esfuerzo necesario para vencer la resistencia debida a eventuales descargadores fijos o móviles.

Analizándolos particularmente:

3.1.2 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER LA CINTA EN VACÍO

Indicamos con:

f' = Coeficiente de rozamiento de los rodillos

l_0 = Un supuesto ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes

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

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

El esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío será:

$$P_1 = f' q_p (l + l_0) \quad (3.1)$$

3.1.3 ESFUERZOS NECESARIOS PARA MOVER EL MATERIAL

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

$$P_2 = f' q_m (l + l_0) \quad (3.2)$$

Siendo:

$$q_m = \frac{Q}{3.6 v} \quad (3.3)$$

Por tanto:

$$p_2 = f' \frac{Q}{3.6 v} (l + l_0) \quad (3.4)$$

3.1.4 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER VERTICALMENTE EL MATERIAL

Viene dado por la relación:

$$P_3 = \frac{QH}{3.6 v} \quad (3.5)$$

3.1.5 ESFUERZO NECESARIO PARA VENCER LA RESISTENCIA OFRECIDA POR EVENTUALES DESCARGADORES

Indicado con:

x, y = Dos constantes que son función exclusiva del ancho de la cinta, se tiene:

Para un descargador: [11]

$$P_4 = x \frac{Q}{v} \quad (3.6)$$

El esfuerzo total en la periferia del tambor o tambores motrices será evidentemente:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \dots P_n \quad (3.7)$$

3.1.6 POTENCIA ABSORBIDA POR EL TRANSPORTADOR

Conocidos los esfuerzos en la periferia del tambor motriz y la velocidad (v) de la cinta, es inmediato el cálculo de las respectivas potencias absorbidas por el transportador. [11]

$$N_1 = \frac{P_1}{75} v, \quad (3.8)$$

$$N_2 = \frac{P_2}{75} v, \quad (3.9)$$

$$N_3 = \frac{P_3}{75} v \quad (3.10)$$

$$N_n = \frac{P_n}{75} v \quad (3.11)$$

$$N_T = N_1 + N_2 + N_3 = \frac{P_T}{75} v \quad (3.12)$$

$$P = \frac{75N_T}{v} = P_1 + P_2 + P_3 + \dots P_n \quad (3.13)$$

3.2 CADENA DE RODILLOS

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni al arrastre, 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.

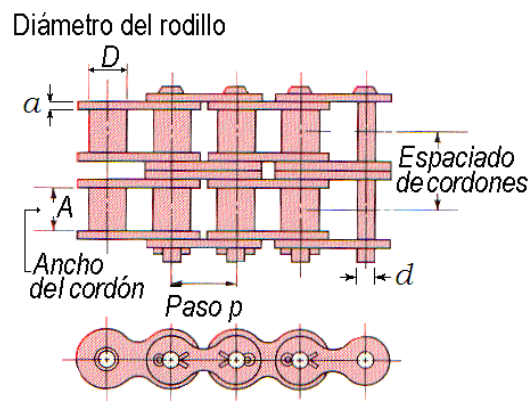


Figura 3. 1 Acoplamiento De Una Cadena Y Catarina

El paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican con torón sencillos, dobles, triples, cuádruples. Las dimensiones de los tamaños estándar se en la siguiente tabla 3.2.

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 9/16	1 1/2	0.781	0.312	78125
240	3	1 7/8	1 7/8	0.937	0.375	112500

Tabla 3. 2 Número De Cadena ANSI

Las cadenas pueden ser útiles para espaciamentos entre ejes que resultan muy grandes para engranes. Las tolerancias para un impulsor de cadena son mayores que para engranes y la instalación es relativamente sencilla. Las cadenas no constituyen riesgo de incendio y no son afectadas por temperaturas relativamente altas ni por la presencia de aceite o grasa. Sin embargo, las cadenas son más ruidosas que las bandas. [12]

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

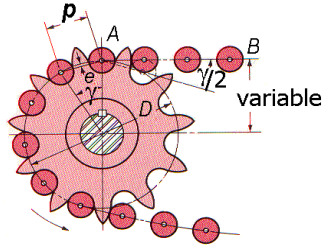


Figura 3. 2 Endentado De Una Cadena Y Su Rueda Catarina.

Designando el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda catarina por D dado en pulgadas o en metros, por trigonometría de la figura (3.2) se observa que:

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (3.14)$$

Puesto que $\gamma = 360^\circ / N_1$, en donde N_1 es el número de dientes de la catarina menor, la ecuación anterior puede escribirse por:

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (3.15)$$

La potencia en una cadena se determina de la misma manera que en una banda con la diferencia que en una cadena $F_2 = 0$. Por lo que para determinar la fuerza transmitida por la cadena F_1 utilizamos la siguiente expresión:

En el sistema inglés:

$$F_1 = \frac{33000H}{V} \quad (3.16)$$

En donde H = Potencia transmitida en hp.

$$V = \frac{\pi D n}{12}$$

v= Velocidad en la línea de paso en pies/min

F_1 = Fuerza transmitida en lb.

En el sistema internacional:

$$F_1 = \frac{1000H}{V} \quad (3.17)$$

En donde H = Potencia transmitida en Kilowatts.

$$V = \frac{\pi Dn}{60}$$

v=Velocidad en la línea de paso *m/seg*

F_1 = Fuerza transmitida en Newtons.

$K_s = 0.0022$ 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 La variación de velocidad en % en una transmisión de cadena "*variación cordal de la velocidad*" se determina mediante la expresión: [12]

$$\frac{\Delta V}{V} = \left[1 - \cos\left(\frac{180^\circ}{N}\right) \right] \times 100 \quad (3.18)$$

3.2.1 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:

- 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 $\left(\frac{HP}{\text{tramo}} = \text{mínimo de } hp_s \text{ o } hp_r\right)$ en donde: [12]

$$hp_s = K_s N_1^{1.08} n^{0.9} p^{(3.00-0.07p)} \quad (3.19) \text{ (basado en la fatiga de la placa del eslabón)}$$

$$hp_r = K_r p^{0.8} \left(\frac{100N_1}{n}\right)^{1.5} \quad (5.20) \text{ (basado en la vida al impacto del rodillo y el casquillo)}$$

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:

Factores de servicio K_a para condiciones de salida			
Fuente de potencia motriz	Suave	Impacto moderado	Impacto fuerte
Motor de C.I. con transmisión hidráulica	1.0	1.0	1.2
Motor eléctrico o turbina	1.2	1.3	1.4
Motor de C.I. con transmisión mecánica.	1.4	1.5	1.7

Tabla 3. 3 Factores De Servicio k_a , Para Cadenas De Rodillos De Un Solo Ramal

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:

$$H_{real} = \frac{K_2 hp_s}{K_a} \quad (3.21)$$

$$H_{real} = \frac{K_2 hp_r}{K_a} \quad (3.22)$$

Si se utilizan tablas de cadenas para determinar la potencia real que se puede transmitir, entonces:

$$H_{real} = \frac{K_1 K_2 H_{nominal}}{K_a} \quad (3.23)$$

Dónde:

K_a = Factor de servicio (tabla 3.3)

K_2 = Factor de ramal múltiple (tabla 3.4)

K_1 = Factor de corrección por número de dientes (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. 4 Factores Para Cadenas De Rodillos De Ramales Múltiples.

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. 5 Factores De Corrección Por Dientes.

Cuando se conoce la potencia real que debe transmitirse con un impulsor de cadena de rodillos, y se quiere seleccionar una cadena que se ajuste a las condiciones dadas, entonces la potencia de diseño que debe utilizarse para la selección adecuada de la cadena considerando cualquier número de cordones es como sigue:

$$H_{diseño} = \frac{K_a H_{real}}{K_1 K_2} \quad (3.24)$$

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 [12]. De ésta manera se tiene que:

$$N^{\circ}_{cordones} = \frac{H_{diseño}}{H_{nominal}} \quad (3.25)$$

3.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO PARA IMPULSORES DE CADENA DE RODILLOS

A continuación se presentan recomendaciones generales para diseñar impulsores de cadena:

1. El número de dientes de una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja (menor de 100 rpm).

2. La razón de velocidad máxima debe ser 7, aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones altas.
3. La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena).
4. El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña debe ser de 120°
5. La disposición más favorecida para un impulsor de cadena es con una línea central de las ruedas dentadas horizontal y con el lado tensado en la parte superior.
6. 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: [12]

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2(C/p)} \quad (3.26)$$

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

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[\frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{2(N_2 - N_1)^2}{\pi^2}} \right\} \quad (3.27)$$

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.

7. El diámetro de paso de una rueda dentada con (N) dientes para una cadena con paso (p) es:

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad (3.28)$$

8. El diámetro mínimo de una rueda dentada y por tanto el número mínimo de dientes está, con frecuencia, limitado por el tamaño de la flecha en la que se monta. Ver los catálogos de los fabricantes.

La potencia de diseño deberá compararse con la potencia nominal de un tipo particular de cadena de rodillos. Las potencias nominales se dan usualmente en forma tabular para cada tipo de cadena de rodillos. La razón para usar tablas es que los valores han cambiado con el tiempo en la medida que los materiales y los diseños de sistemas de cadenas de rodillos han mejorado. Casi todo distribuidor de partes para sistemas de cadenas de rodillos tiene cartas de diseño aplicables a sus productos particulares. [12]

3.3 EJES DE TRANSMISIÓN

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc. [2]

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga.

3.3.1 CRITERIOS DE DISEÑO DE EJES

El diseño de un eje debe estudiarse a partir de los siguientes puntos de vista:

1. Análisis por resistencia.
 - Bajo cargas estáticas.
 - Bajo cargas dinámicas.
 -
2. Análisis por rigidez.
 - Cálculo de deformaciones.
 - Velocidades críticas.

3.3.1.1 ANÁLISIS POR RESISTENCIA BAJO CARGAS ESTÁTICAS

En un eje redondo macizo de diámetro (d), que se somete a cargas de flexión, axiales y de torsión se desarrollan los siguientes esfuerzos: [12]

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{a) Esfuerzo por flexión y carga axial}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{b) Esfuerzo por torsión}$$

El esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.29)$$

El esfuerzo de Von Mises (energía de distorsión máxima) es:

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{\frac{1}{2}} = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.30)$$

Sustituyendo las ecuaciones (a) y (b) en (3.29) y (3.30) se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + (8T)^2} \quad (3.31)$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + 48T^2} \quad (3.32)$$

Si el análisis o diseño ha de ser con base a la teoría del esfuerzo cortante máximo, entonces el valor admisible de (τ_{max}) es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2n_s} \quad (3.33)$$

En donde:

S_y = Resistencia a la fluencia del material

n_s = Factor de seguridad

3.3.2 VELOCIDAD CRÍTICA DE EJES

Todos los ejes, aún 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 partes que se adicionan.
- Del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación.
- Del amortiguamiento presente en el sistema.

La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero solo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene importancia en el diseño. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación. [12] Lo anterior se ilustra en la siguiente figura:

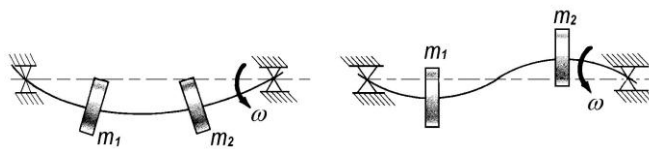


Figura 3. 3 Representación De La Primera Y Segunda Velocidad Crítica En Un Eje.

a).- Primera velocidad crítica. b).- Segunda velocidad crítica.

La frecuencia natural de un eje en flexión es prácticamente igual a la velocidad crítica. Existe una pequeña diferencia debida a la acción giroscópica de las masas.

Para un eje con una sola masa, en donde la masa del eje es pequeña en comparación a la masa que lleva unida, la primera velocidad crítica se puede calcular de manera aproximada por:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \frac{rad}{seg} \quad (3.34)$$

En donde:

ω_c = Primera velocidad crítica

k = Constante de resorte del eje

m = Masa soportada por el eje

La primera velocidad crítica puede calcularse también por:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \frac{rad}{seg} \quad (3.35)$$

En donde:

g = Aceleración de la gravedad

δ = Deflexión del eje en el punto de ubicación de la masa

La siguiente figura muestra un eje flexionado que gira a una velocidad (ω).

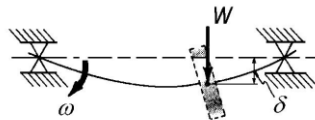


Figura 3. 4 Deflexión En Un Eje De Una Sola Masa Con Peso W.

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

- a) La ecuación de Rayleigh-Ritz.
- b) La ecuación de Dunkerley.

Para el primer caso se tiene lo siguiente:

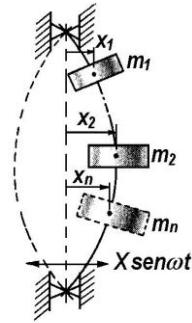


Figura 3. 5 Energía Cinética Máxima

De acuerdo con la figura, la energía cinética máxima es:

$$EC_{max} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n v_n^2 \quad (a)$$

Debido a que el movimiento de las masas es senoidal se tiene que:

$$EC_{max} = \frac{1}{2} m_1 (\omega x_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\omega x_2)^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n (\omega x_n)^2 \quad \therefore$$

$$EC_{max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 \quad (3.36)$$

La energía potencial máxima es:

$$EP_{max} = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_2 x_2^2 + \dots + \frac{1}{2} k_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad (3.37)$$

De acuerdo con Rayleigh:

$$EC_{max} = EP_{max} \quad \therefore \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad (b)$$

Si $x_n = \delta_n$, $m_n = \frac{W_n}{g}$ y $k_n = \frac{W_n}{\delta_n}$ entonces en (b) se obtiene lo siguiente:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k \text{ rad}}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2 \text{ seg}}} \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz}) \quad (3.38)$$

En donde:

W_k = Peso de la masa k-esima

δ_k = Deformacion estatica de la masa k-esima

n = Numero total de masas

3.4 COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO

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. [2]

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

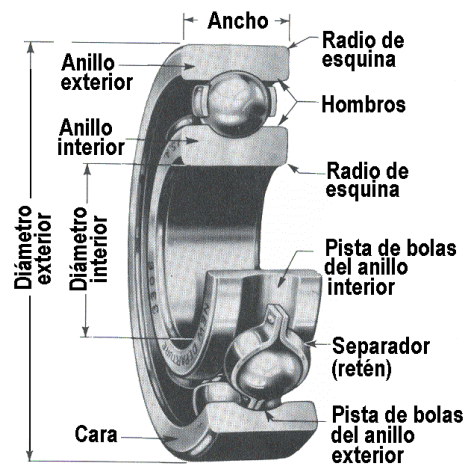


Figura 3. 6 Partes De Rodamientos

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.

3.5 MATERIALES PARA COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO

La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65. [2]

A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620 cementado.

3.5.1 TIPOS DE COJINETES DE ELEMENTOS ROTATORIOS

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

1. Cojinetes de bolas
2. Cojinetes de rodillos

A continuación se muestran algunos rodamientos típicos de bolas y rodillos:

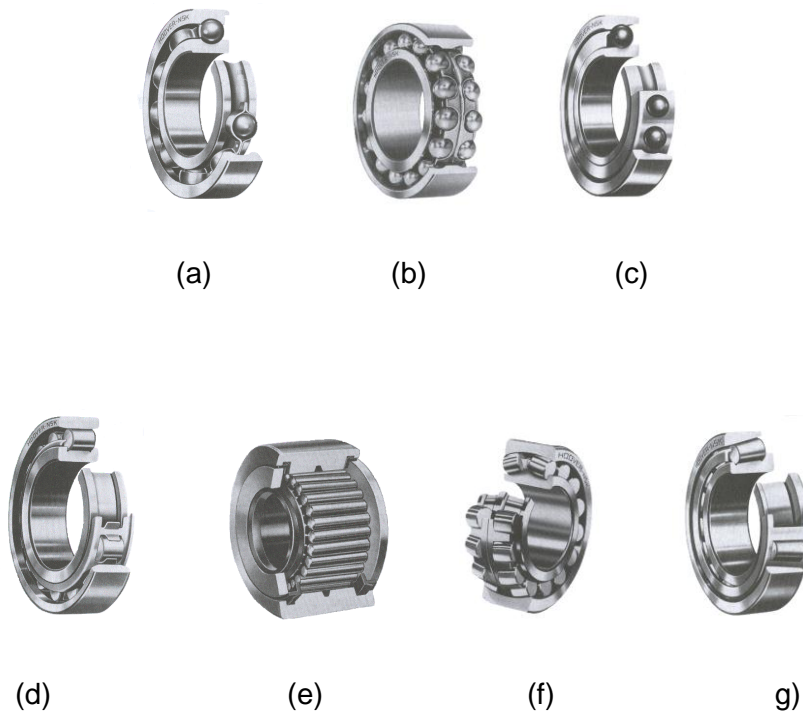


Figura 3. 7 Tipos De Rodamientos

Las figuras anteriores representan lo siguiente:

Figura (a).- Rodamiento de bolas de una sola fila con ranura profunda.

Figura (b).- Rodamiento de bolas con dos filas.

Figura (c).- Rodamiento de bolas con contacto angular.

Figura (d).- Rodamiento de rodillos cilíndricos.

Figura (e).- Rodamiento de agujas.

Figura (f).- Rodamiento de rodillos esféricos.

Figura (g).- Rodamientos de rodillos cónicos.

Aunque existe una gran variedad de rodamientos, solo consideraremos los que se indican en la tabla (3.6) que se da a continuación:

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Tabla 3. 6 Comparación De Tipo De Cojinetes.

Cargas radiales(F_r).- Son aquellas que actúan hacia el centro del cojinete a lo largo de un radio.

Cargas axiales o de empuje(F_a).- Son aquellas que actúan paralelas al eje de la flecha.

Desalineación.- Es la desviación angular del eje de la flecha en el cojinete a partir del eje verdadero del propio cojinete. Un cojinete con una especificación satisfactoria es susceptible de soportar hasta 0.15° , en tanto que una especificación pobre indica que se necesitan flechas rígidas con menos de 0.05° de desalineación.

3.5.2 SELECCIÓN DE COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS.

En la siguiente figura podemos observar algunos aspectos importantes en el montaje de un par de cojinetes de rodillos cónicos, así como su respectiva nomenclatura. [2]

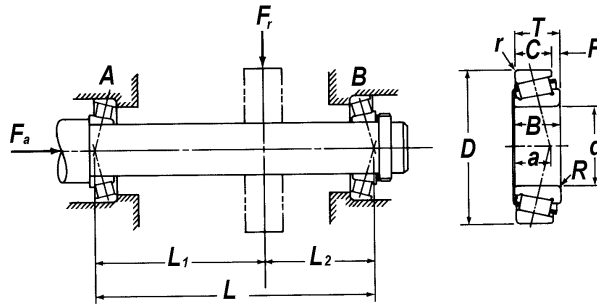


Figura 3. 8 Montaje De Un Par De Cojinetes De Rodillos Cónicos

F_a = Carga axial o de empuje.

F_{rA} = Carga radial en el cojinete A.

F_{rB} = Carga radial en el cojinete B.

T = Ancho del cojinete.

D = Diametro exterior.

d = Diametro interior.

C = Ancho de la copa.

F = Resalto

B = Ancho del cono.

r = Radio de borde en la contracara de la copa.

R = Radio de borde en la contracara del cono.

La Anti-Friction Bearing Manufacturers (AFBMA) sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en cojinetes de rodillos:

$$P_A = 0.4F_{rA} + 0.5 \left(\frac{Y_A}{Y_B} \right) F_{rB} + Y_A T_A \quad (3.39)$$

$$P_B = F_{rB} \quad (3.40)$$

Dónde:

P_A = Carga radial equivalente en el cojinete A.

P_B = Carga radial equivalente en el cojinete B.

$T_A = F_a$ = Carga de empuje en el cojinete A.

Y_A = Factor de empuje para el cojinete A.

Y_B = Factor de empuje para el cojinete B.

Al utilizar las ecuaciones anteriores para cargas equivalentes debemos observar la siguiente recomendación:

$$\text{Si } P_A < F_{rA} \text{ entonces } P_A = P_{rA}$$

$$\text{Y } P_B = 0.4F_{rB} + 0.5 \left(\frac{Y_B}{Y_A} \right) F_{rA} - Y_B T_A$$

Se determina la especificación en cuanto a carga dinámica mediante las ecuaciones:

$$C_A = P_A \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.43)$$

$$C_B = P_B \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.44)$$

En la siguiente tabla se muestra un conjunto abreviado de datos provenientes de un catálogo de rodamientos cónicos para ilustrar el método para determinar las cargas equivalentes. [2]

Diámetro o interno, d (pul)	Diámetro o externo, D (pul)	Espes o o T (pul)	a	Factor de empuje, Y	Especificación básica de carga dinámica, C (lb)
1.000	2.500	0.8125	0.583	1.71	8,370
1.500	3.000	0.9375	0.690	1.98	12,800
1.750	4.000	1.2500	0.970	1.50	21,400
2.000	4.375	1.5000	0.975	2.02	26,200
2.500	5.000	1.4375	1.100	1.65	29,300
3.000	6.000	1.6250	1.320	1.47	39,700
3.500	6.375	1.8750	1.430	1.76	47,700

Tabla 3. 7 Catálogo De Rodamientos Cónicos

3.6 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. [13]

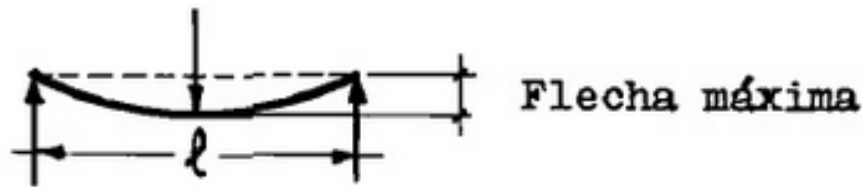


Figura 3. 9 Flecha Máxima

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 comprobara si la flecha que da este perfil es admisible, y si no lo es se tomara otro mayor.

Las flechas máximas admisibles 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. 8 Flechas Máximas Admisibles

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 $L/500$

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).

$$f_{max} = \frac{C \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I} \quad (3.45)$$

Dónde:

l = Longitud de la viga

$$C = q \cdot l$$

E = Modulo elástico del material de la viga

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

- Viga simple mente apoyada con carga distribuida en el centro:

$$f_{max} = \frac{5C \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I} \quad (3.46)$$

- Viga empotrada en voladizo con carga puntual P en el voladizo:

$$f_{max} = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.47)$$

- Viga empotrada en voladizo con carga distribuida q en el voladizo:

$$f_{max} = \frac{C.l^3}{8.E.I} \quad (3.48)$$

3.6.1 CÁLCULO ANALÍTICA DEL ESFUERZO CORTANTE EN VIGAS SIMPLEMENTE APOYADAS Y CARGA DISTRIBUIDA

Se designa con el nombre de viga a todo elemento que forma parte de una estructura y cuya longitud es considerablemente mayor que sus dimensiones transversales. Las vigas se consideran como estructuras planas, las cuales son sometidas a cargas que actúan en dirección perpendicular a su eje mayor.

Estas cargas actúan en ángulo recto con respecto aleje longitudinal de la viga. Las cargas aplicadas sobre una viga tienden a flexionarla y se dice que el elemento se encuentra a flexión. Por lo común, los apoyos de las vigas se encuentran en los extremos o cerca de ellos y las fuerzas de apoyo hacia arriba se denominan reacciones. El momento flexionante es una medida de la tendencia de las fuerzas externas que actúan sobre una viga, para deformarla.

La fuerza de cortante o esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de una viga. Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión cortante.

Supongamos una viga de sección rectangular de longitud L, simplemente apoyada y cargada uniformemente con una carga q, según indica la figura 3.10. [13]



Figura 3. 10 Viga Simplemente Apoyada Y Con Carga Uniforme

Las reacciones en A y B, mediante la aplicación de la estática quedan de la siguiente manera:

$$R_A = R_B = \frac{q \cdot L}{2} \quad (3.49)$$

Para el esfuerzo de corte, es la fuerza que tiene que soportar la sección, pero en forma paralela al plano de su superficie, para el cálculo entonces simplemente se suman todas las fuerzas que intervienen.

Para una viga simplemente apoyada con carga distribuida, se debe seccionar la viga en diferentes longitudes, y realizar la sumatoria de fuerzas a cada una de las distancias x .

La figura 3.11 que aparece a continuación, nos muestra las distancias a las cuales se calcularán las fuerzas cortantes (Q) de la viga con carga distribuida.

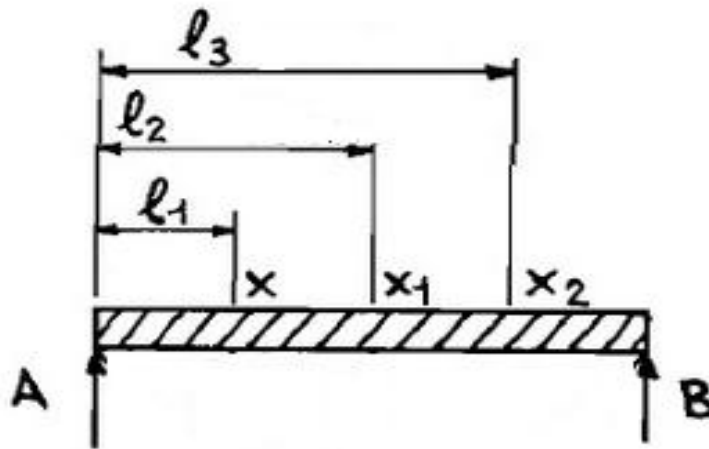


Figura 3. 11 Distancias De Las Fuerzas Cortantes

Para la viga con carga distribuida, las fuerzas cortantes quedan de la siguiente manera:

$$Q_A = R_A \quad (3.50)$$

$$Q_x = R_A - q \cdot L_1 \quad (3.51)$$

$$Q_{x1} = R_A - q \cdot L_2 \quad (3.52)$$

$$Q_{x2} = R_A - q \cdot L_3 \quad (3.53)$$

$$Q_B = R_A - q \cdot L \quad (3.54)$$

Y por último, la tensión cortante se calcula de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{Q}{S} \quad (3.55)$$

Dónde:

Q: Es la máxima carga del valor del esfuerzo cortante

S: Área de la sección transversal de la viga o perfil.

Capítulo IV

Memoria de cálculo

En el presente capítulo se determinara los cálculos del diseño del transportador de tablillas, los parámetros iniciales son: la cantidad de caña de azúcar en verde a transportar; el ancho, largo y altura de la tablilla y la longitud total del transportador. Al igual saber la densidad de la tablilla que será de madera de roble y la densidad de la caña misma.

Se efectuará con base en cálculos y diseño la selección de los componentes tales como: las catarinas, los ejes de transmisión, la cadena y los cojinetes, para establecer y garantizar un diseño optimo del transportador de tablillas.

Parámetros iniciales de diseño:

- Cantidad de caña a transportar = $16 \frac{ton}{hr}$
- Densidad de la madera $\rho = 720 \text{ kg/m}^3$
- Tablilla $\left\{ \begin{array}{l} \text{ancho} = 0.8 \text{ m} \\ \text{largo} = 0.1523\text{m} \\ \text{altura} = 0.254\text{m} \end{array} \right.$
- Longitud_{Total} = 4.32385 m
- $\rho_{madera} = 720 \frac{kg}{m^3}$
- $\rho_{caña} = 2000 \text{ kg/m}^3$

4.1 CALCULO DEL ESFUERZO EN LA PERIFERIA DEL TAMBOR DE LA CABEZA MOTRIZ

El esfuerzo en la periferia del tambor debe vencer todas las resistencias que se opongan al movimiento y está constituido por la suma de los siguientes esfuerzos.

4.1.1 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER LA CINTA EN VACÍO

Indicamos con:

f' = Coeficiente de rozamiento de los rodillos

l_0 = Un supuesto ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes

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

q_p = Peso de la cinta y de las partes rodantes a 1m de distancia real entre ejes $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}}\right)$

El peso de la cinta y las partes rodantes (Q_p) está conformado por el peso de las tablillas de la madera (Q_{p1}) y el peso de la cadena que moverán la caña (Q_{p2}).

- Para calcular (Q_{p1}) utilizamos la densidad de la madera y el volumen total del transportador:

$$Q_{p1} = \left(720 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (4.32385 \text{ m})(0.8 \text{ m})(0.0254 \text{ m}) = 63.2596 \text{ kg}$$

Para calcular (Q_{p2}) necesitamos el peso de la cadena (W) que es:

$$\text{ANSI 60} = 14.60 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1.48 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Debido a que el peso de las cadenas varía de acuerdo al número que se utilice, con ello se calcula:

$$Q_{p2} = \left(1.48 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right) (4.32385 \text{ m}) = 6.399298 \text{ kg}$$

Ya teniendo Q_{p1} y Q_{p2} se suman para obtener Q_p :

$$Q_p = 63.2596 \text{ kg} + 6.399298 \text{ kg} = \mathbf{69.658898 \text{ kg}}$$

Teniendo (Q_p) 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:

$$q_p = \frac{Q_p}{I} \quad (4.1)$$

Dónde: I = Distancia entre ejes de las poleas extremas del transportador

Sustituyendo los valores en la ecu. 4.1 se obtiene:

$$q_p = \frac{69.658898 \text{ kg}}{2 \text{ m}} = 34.829449 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Por último se calcula (l_0) con la ec. 4.2:

$$I_0 = 60 - 0.2 L \quad (4.2)$$

Antes de calcular (l_0) se debe obtener las distancias tanto horizontal como vertical del transportador debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación de 36° :

$$\frac{2 \text{ m}}{\text{sen } 90^\circ} = \frac{x}{\text{sen } 36^\circ} \quad x = 1.1755 \text{ m}$$

$$\frac{2 \text{ m}}{\text{sen } 90^\circ} = \frac{y}{\text{sen } 54^\circ} \quad y = 1.6180 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.2 obtenemos:

$$I_0 = 60 - 0.2 (1.6180 \text{ m}) = 59.6754 \text{ m}$$

Con los resultados obtenidos anteriormente se calcula el esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío utilizando la siguiente ecuación:

$$P_1 = f' q_p (I + I_0) \quad (3.1)$$

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 4. 1 Elementos De Rozamientos

Utilizando $f' = 0.03$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$P_1 = (0.03) \left(32.2208 \frac{kg}{m} \right) (2 m + 59.6754 m) = 59.6169 kg$$

4.1.2 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER EL MATERIAL P_2

Se tiene la ecuación 3.2 para el esfuerzo necesario para mover el material:

$$P_2 = f' q_m (I + I_o) \quad (3.2)$$

Dónde (q_m) es el peso del material transportado por metro lineal del transportador (kg/m)

$$q_m = \frac{Q}{3.6 v} \quad (3.3)$$

Dónde:

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

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

Sustituyendo los valores en la ecu. 3.3 se obtiene:

$$q_m = \frac{16 \frac{T}{h}}{3.6 \left(2 \frac{m}{s}\right)} = 2.2222 \frac{kg}{m}$$

Con los resultados obtenidos, los sustituimos en la ecu. 3.2 para obtener (P_2):

$$P_2 = (0.03) \left(2.2222 \frac{kg}{m}\right) (2m + 59.6754 m) = 4.1117 \text{ kg}$$

4.1.3 ESFUERZO NECESARIO PARA MOVER VERTICALMENTE EL MATERIAL P_3

Debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación no solo transportara el material de forma horizontal sino también vertical por eso se calcula (P_3) con la ecuación 3.5 siguiente:

$$P_3 = \frac{QH}{3.6v} \quad (3.5)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.5 se obtiene:

$$P_3 = \frac{(16T/h)(1.1755m)}{(3.6)(2m/s)} = 2.6122 \text{ kg}$$

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

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad (3.7)$$

Sustituyendo:

$$P_T = 64.4446 \text{ kg} + 4.1117 \text{ kg} + 2.6122 \text{ kg}$$

$$P_T = 71.1685 \text{ Kg}$$

4.1.4 CALCULO DE POTENCIA ABSORBIDA POR EL TRANSPORTADOR

Conocidos los esfuerzos en la periferia del tambor motriz y la velocidad de la cinta, es inmediato el cálculo de las respectivas potencias absorbidas por el transportador definidas por las siguientes ecuaciones:

$$N_1 = \frac{P_1}{75} v, \quad (3.8)$$

$$N_2 = \frac{P_2}{75} v, \quad (3.9)$$

$$N_3 = \frac{P_3}{75} v \quad (3.10)$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 3.8 para calcular la potencia absorbida del esfuerzo para mover la cinta en vacío:

$$N_1 = \frac{64.4446 \frac{\text{kg}}{\text{m}}}{75} \left(2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 1.7185 \text{ CV}$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 3.9 para calcular la potencia absorbida del esfuerzo para mover el material:

$$N_2 = \frac{4.1117 \frac{\text{kg}}{\text{m}}}{75} \left(2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0.1096 \text{ CV}$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 3.10 para calcular la potencia absorbida del esfuerzo para mover verticalmente el material:

$$N_3 = \frac{2.6122 \frac{\text{kg}}{\text{m}}}{75} \left(2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0.0696 \text{ CV}$$

Por último se suman las potencias N_1 , N_2 , N_3 para obtener la potencia total absorbida por el transportador N_T con la ecuación siguiente:

$$N_T = N_1 + N_2 + N_3 \quad (3.12)$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 3.12 se obtiene:

$$N_T = 1.8978 \text{ CV}$$

Convirtiendo a Hp:

$$1.8978 \text{ CV} \left(\frac{0.986 \text{ Hp}}{1 \text{ CV}} \right) = 1.8712 \text{ Hp}$$

Convirtiendo a kW:

$$1.7612 \quad \text{Hp} \left(\frac{1 \text{ kW}}{0.7457 \text{ Hp}} \right) = 2.51 \text{ kW}$$

4.2 Selección de la cadena

Para la selección del número de cadena que puede soportar la potencia que necesitamos y determinar el número de pasos y torones que tendrá. Para esta selección de la cadena la cual será de rodillos partiremos de los siguientes datos:

$$\frac{n_1}{n_2} = 1$$

$$Hp = 1.8712$$

$$k_s = 1.3$$

$$\eta = 3$$

$$N = 17 \text{ (número de catarinas)}$$

Utilizando la ecu. 4.3 para la potencia transferida obtenemos:

$$Hd = H_{nom} K_s \eta_d \quad (4.3)$$

$$Hd = (1.8712 Hp)(1.3)(3)$$

$$Hd = 7.29768 Hp$$

Numero de dientes en Catarina impulsora	Potencia pre-extremo, K_1	Potencia pos-extremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tabla 4. 2 Número De Dientes De Catarina.

Numero de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Tabla 4. 3 Número De Torones.

Calculando la cadena para diferentes números de torones según la ecuación 4.4, utilizando catarinas de 17 dientes, y comparando los valores con las siguientes tablas 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7 obtenemos:

$$H_{TAB} = \frac{\eta_d k_s H_{nom}}{k_1 k_2} \quad (4.4)$$

$$H_{TAB} = \frac{(3)(1.3)(1.8712 \text{ Hp})}{(1)(k_2)} = \frac{7.29768}{k_2}$$

Numero de torones	7.29768/K ₂	H _{TABLA}	N° Cadena	Tipos de lubricación
1	7.29768/1	7.29768	80 (14.5)	B
2	7.29768/1.7	4.2927	60 (6.20)	B
3	7.29768/2.5	2.9190	50 (3.61)	B
4	7.29768/3.3	2.2114	50 (3.61)	B

Tabla 4. 4 Tabla Relación De Velocidades 300 Rpm

Numero de torones	7.29768/K ₂	H _{TABLA}	N° Cadena	Tipos de lubricación
1	7.29768/1	7.29768	60 (8.03)	B
2	7.29768/1.7	4.2927	50 (4.67)	B
3	7.29768/2.5	2.9190	50 (4.67)	B
4	7.29768/3.3	2.2114	40 (2.40)	B

Tabla 4. 5 Tabla Relación De Velocidades 400 Rpm

Numero de torones	7.29768/K ₂	H _{TABLA}	N° Cadena	Tipos de lubricación
1	7.29768/1	7.29768	60 (11.6)	B
2	7.29768/1.7	4.2927	50 (6.72)	B
3	7.29768/2.5	2.9190	40 (3.45)	B
4	7.29768/3.3	2.2114	40 (3.45)	B

Tabla 4. 6 Tabla Relación De Velocidades 600 Rpm

Numero de torones	7.29768/K ₂	H _{TABLA}	Nº Cadena	Tipos de lubricación
1	7.29768/1	7.29768	50 (7.73)	B
2	7.29768/1.7	4.2927	50 (7.73)	B
3	7.29768/2.5	2.9190	40 (3.97)	B
4	7.29768/3.3	2.2114	40 (3.97)	B

Tabla 4. 7 Tabla Relación De Velocidades 700 Rpm

Ya que es preferible una cadena de un solo torón que sirva de transmisor de movimiento para el transportador y la diferencia con la potencia obtenida de la tabla no es significativa, se decide seleccionar:

Una cadena ANSI 60 de un 1 torón.

Para el cálculo del número de pasos que tendrá la cadena teniendo los siguientes datos:

$$D_{\text{CATARINA}} = 10.3 \text{ cm}$$

$$rpm = 400$$

$$\text{Distancia entre centros} = 2m$$

$$\text{No. dientes catarina: } N_1 = 17, \quad N_2 = 17 \quad (Rv = 1)$$

$$\text{ANSI 60 } P = 19.05 \text{ mm} \therefore 0.01905 \text{ m}$$

Haciendo uso de la ecuación 3.26:

$$\frac{L}{P} = \frac{2c}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} = \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 c/P} \quad (3.26)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.26 Obtenemos la longitud de la cadena:

$$\frac{L}{0.01905} = \frac{2(2)}{0.01905} + \frac{17 + 17}{2} = \frac{(17 - 17)^2}{(4\pi^2)^2 / 0.1905}$$

$$L = 4.32385 \text{ m}$$

Con la longitud obtenida calcularemos el No. de pasos de la cadena:

$$\frac{L}{P} = \frac{4.32385}{0.01905} = 226.9737 \approx 227$$

El tipo de cadena más adecuada a utilizar para el diseño del transportador es la Cadena ANSI 60 de un solo torón con 227 pasos.

4.3 VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR

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 el transportador.

Con una velocidad de entrada de 400 rpm y con la catarina de 10.3 cm seleccionado, y sabiendo que la velocidad tangencial de una rueda es:

$$v = \frac{\pi D \eta}{60} \quad (4.5)$$

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

Tenemos que la velocidad a la que irá el transportador utilizando la ecu. 4.5 es la siguiente:

$$v = 2.1572 \text{ m/s}$$

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

4.4 DISEÑO DE EJES

En esta sección determinaremos el diámetro correcto que tendrá el eje para asegurar la 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.

4.4.1 CÁLCULO LAS TENSIONES DE LAS CADENAS

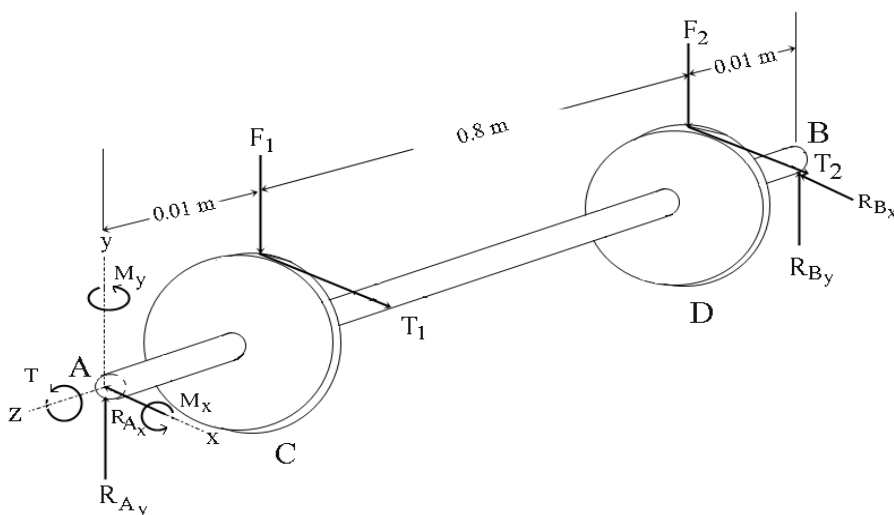


Figura 4. 1 Diagrama De Cuerpo Libre

Utilizando la ecuación 4.6:

$$T_1 = \frac{1000H}{v} \quad (4.6)$$

$$T_1 = \frac{1000(2.51 \text{ kW})}{2.1572 \text{ m/s}} = 1163.5453 \text{ N}$$

$$\text{Peso de catarina} = 14.3226 \text{ N}$$

4.4.2 CÁLCULO DE CARGA DE LA CATARINA Y DEL PRODUCTO

$$L = 2m.$$

$$\text{Producto} = 16 \text{ Ton.}$$

$$v = 2 \frac{m}{s}$$

$$\frac{1600kg}{\left(2 \frac{m}{s}\right) (3600s)} = 2.2222 \frac{kg}{m}$$

$$\left(2.2222 \frac{kg}{m}\right) (2 m) = 4.4444 kg$$

$$\text{carga de catarinas} = 43.6 N$$

$$\text{Peso} + \text{carga} = 43.6 N + 14.3226 N = 57.9226 N$$

Se lleva a cabo la sumatoria de fuerzas y de esa forma determinar las reacciones sobre los cojinetes.

$$\Sigma F_x = 0 \quad (4.7)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.8)$$

$$R_a - 28.9613N (2) - 2(1163.5433 N \text{ sen } 36^\circ) + R_b = 0$$

$$R_a + R_b = 1425.7521 N$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} & -28.9613 N(0.01m) - 28.9613N(0.81m) - (1163.5453N \text{ sen } 36^\circ(0.01m)) \\ & - (1163.5453N \text{ sen } 36^\circ(0.81m)) + 0.82 R_b = 0 \end{aligned}$$

$$R_b = 712.8760 N$$

$$R_a = 712.8760 N$$

Sabiendo que está en el sistema inglés:

$$\tau = \frac{63000 H}{\eta} \quad (4.10)$$

A continuación se procede a calcular el momento torsor generado por el movimiento rotatorio del eje haciendo uso de la ecuación 4.10:

$$\tau = \frac{63000 (1.8712)}{400} = 294.714 \text{ Lb. pulg}$$

Convirtiendo este valor al sistema internacional:

$$294.714 \text{ Lb. pulg} \left(\frac{4.44822 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \right) \left(\frac{0.3048}{12 \text{ in}} \right) = 33.2981 \text{ N.m}$$

Ahora, se debe calcular el momento flexionante máximo actuante a lo largo del eje. Para esto se deben calcular las reacciones en los ejes y y z . Mediante sumatoria de fuerzas se tiene:

Diagrama de cuerpo libre.



Figura 4. 2 Diagrama De Cuerpo Libre

Diagrama de momento en Y.

$$28.9613\text{N} + 1163.5453\text{N} \text{ sen}(36^\circ) = 712.8760\text{N}$$

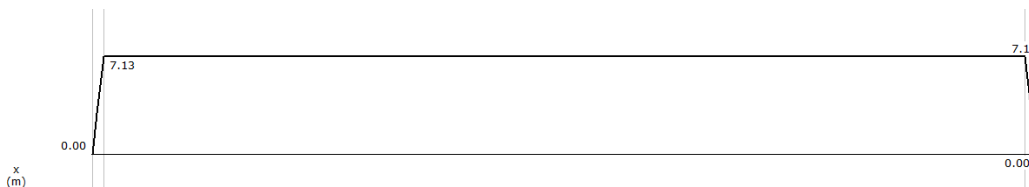


Figura 4. 3 Diagrama De Momento En Y

Diagrama de cortante.

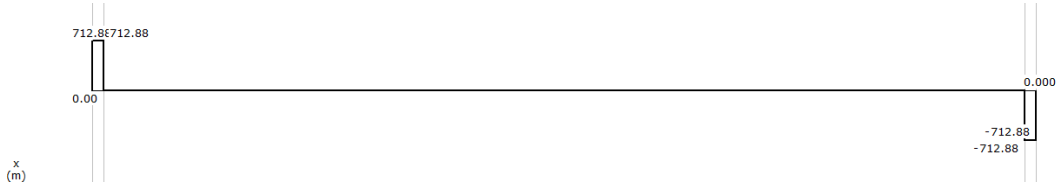


Figura 4. 4 Diagrama De Cortante

Diagrama de momento en Z.

$$\Sigma F_z = 0 \quad (4.11)$$

$$R_c - (1163.5453N \cos 36^\circ)(2) + R_d = 0$$

$$R_c + R_d = 1882.6558 \text{ N}$$

$$\Sigma M_a = 0 \quad (4.12)$$

$$0.01(1163.5453N \cos 36^\circ) + 0.81(1163.5453N \cos 36^\circ) - 0.82 R_d = 0$$

$$R_d = 941.3279 \text{ N}$$

$$R_c = 941.3279 \text{ N}$$

Diagrama de cuerpo libre.



Figura 4. 5 Diagrama De Cuerpo Libre

Diagrama de momento.

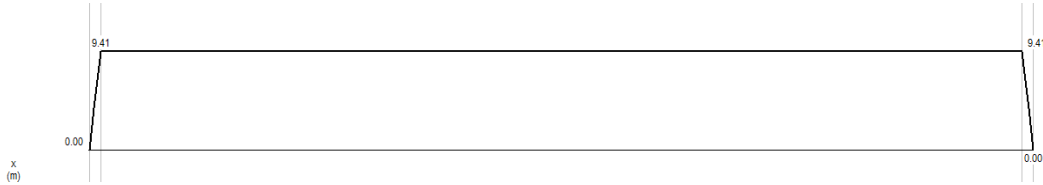


Figura 4. 6 Diagrama De Momento

Diagrama de cortante.

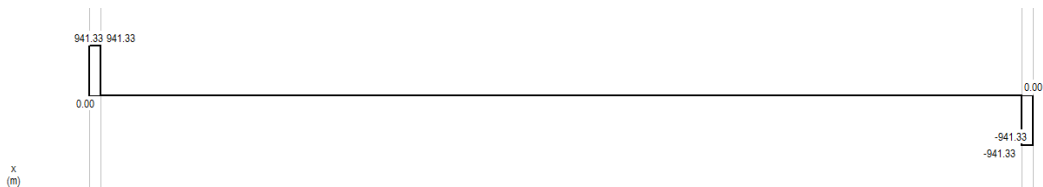


Figura 4. 7 diagrama de cortante

Como se puede observar en los diagramas, los momentos máximos en y y z son $7.12876^2 N.m$ y $9.413279^2 N.m$, respectivamente.

El momento resultante máximo es:

$$M = \sqrt{7.12876^2 N.m + 9.413279^2 N.m}$$

$$M_{max} = 11.8080 N.m$$

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 $S_y = 170 Mpa$, se procede a utilizar la teoría de cortante máximo indicada en la ecuación 3.23 para calcular el diámetro mínimo del eje.

Teoría de cortante máximo:

$$d = \left\{ \frac{32\eta_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right\}^{1/3} \quad (4.13)$$

Material del eje: acero ANSI 1006 HR, Normalizado $S_y = 170 \text{ MPa}$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi(170 \times 10^6)} \sqrt{11.8080^2 + 33.2981^2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.01851 \text{ m} \therefore 1.85 \text{ cm}$$

4.5 VELOCIDAD CRÍTICA

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.

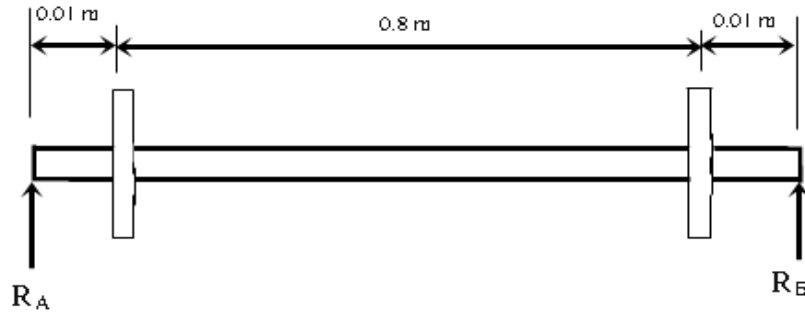


Figura 4. 8 Diagrama De Cuerpo Libre (Rayleigh-Ritz)

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 :

$$R_a + R_b - 14.3226(2) = 0$$

$$R_a + R_b = 28.6452$$

$$\Sigma M_a = 0$$

$$-0.01(14.3226) - 0.81(14.3226) + R_b(0.82) = 0$$

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

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

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

Momento de inercia.

$$d = 2 \text{ cm} \therefore 0.02 = 0.787 \text{ pulg}$$

$$I = \frac{\pi(0.787)^4}{64} = 0.01883 \text{ pulg}^4$$

Utilizando como material del eje acero AISI 1006 HR se encuentra $\frac{M}{EI}$, que nos servirá para poder representar el diagrama de área de momentos.

Acero AISI 1006 HR

$$E = 200 \text{ MPa} = 29 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{1.26765 \text{ Lb. pulg}}{(29 \times 10^6)(0.01883 \text{ pulg}^4)} = 2.3214 \times 10^{-6}$$

Las reacciones en los cojinetes y los diagramas de áreas de momentos están representadas en las siguientes gráficas:

Diagrama cuerpo libre.



Figura 4. 9 Diagrama De Cuerpo Libre

Diagrama de momento.

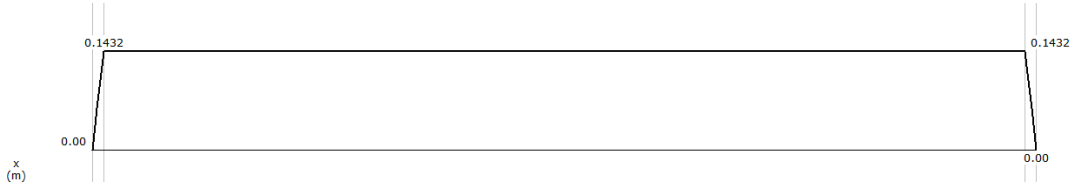


Figura 4. 10 Diagrama De Momento

De acuerdo a los diagramas, se calculan las áreas A_1, A_2 y A_3 :

$$A_1 = \frac{(0.3937)(2.3214 \times 10^{-6})}{2} = 4.5696 \times 10^{-7} \text{ in}^2$$

$$A_2 = (2.3214 \times 10^6)(31.496) = 7.3114 \times 10^{-5} \text{ in}^2$$

$$A_1 = A_3$$

Ahora se calculan los centros de gravedad de las áreas obteniendo así:

$$x_1 = 32.0204 \text{ in}$$

$$x_2 = 16.1417 \text{ in}$$

$$x_3 = 0.26246 \text{ in}$$

Las variables mostradas Δ' y Δ'' corresponden a distancia 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:

$$\Delta = \Sigma A_K X_K \quad 4.14$$

Se calcula el valor de Δ :

$$\Delta = (4.5696 \times 10^{-7})(32.0204) + (7.3114 \times 10^{-5})(16.1417) + (4.5696 \times 10^{-7})(0.26246)$$

$$\Delta = 1.1949 \times 10^{-3} \text{ in}$$

Por razón geométrica tenemos que:

$$\frac{\Delta'}{31.8897} = \frac{\Delta}{32.2834} = \frac{1.1949 \times 10^{-3}}{32.2834} = \Delta' = 1.18032 \times 10^{-3} \text{ in}$$

$$\frac{\Delta''}{0.3937} = \frac{1.1949 \times 10^{-3}}{32.2834} = 1.4571 \times 10^{-5} \text{ in}$$

Para el cálculo de y_1 y y_2 que corresponden a las distancias horizontales entre los centros de gravedad y las masas. Por lo que se tiene que:

$$y_1 = (4.5696 \times 10^{-7})(0.131233) = 5.9968 \times 10^{-8} \text{ in}$$

$$y_2 = (4.5696 \times 10^{-7})(0.931233) + (7.3114 \times 10^{-5})(15.748) = 1.1518 \times 10^{-3} \text{ in}$$

Por último, calcularemos δ_1 y δ_2 sabiendo que $\delta_1 = \Delta' - y_2$ y $\delta_2 = \Delta'' - y_1$, obtenemos:

$$\delta_1 = (1.18032 \times 10^{-3}) - (1.1518 \times 10^{-3}) = 2.852 \times 10^{-5} \text{ in}$$

$$\delta_2 = (1.457 \times 10^{-5}) - (5.9968 \times 10^{-8}) = 1.4510 \times 10^{-5} \text{ in}$$

Utilizando la ecuación de Rayleigh- Ritz y sustituyendo los valores de δ_1 y δ_2 y tomando en cuenta que los pesos de las catarinas son 14.3226 N.

4.5.1 ECUACIÓN RAYLEIGH-RITZ

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k \text{ rad}}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2 \text{ seg}}} \text{ (Ecuacion de Rayleigh - Ritz)} \quad (3.38)$$

Sustituyendo:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{386[(3.21984)(2.852 \times 10^{-5}) + (3.21984)(1.4510 \times 10^{-5})]}{3.21984(2.852 \times 10^{-5})^2 + 3.21984(1.4510 \times 10^{-5})^2}}$$

$$\omega_c = 3281.5629 \text{ rad/seg}$$

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

Obtenemos que:

$$ecu. 4.15 \quad \eta_{cr} = \frac{\pi\omega_c}{30} = \frac{(3281.5629)\pi}{30} = 418.82 \text{ rpm}$$

La máxima velocidad que debe alcanzar el eje es de 418.82 rpm para no exceder la deformación de este. Por lo tanto, la velocidad de 400 rpm manejada en los cálculos es la adecuada para el funcionamiento del sistema.

4.6 SELECCIÓN DE COJINETES CÓNICOS

Primeramente se calculan las cargas radiales de F_{ra} y de F_{rb} .

$$F_{ra} = 712.8760 \text{ N} \left(\frac{0.4m}{0.8m} \right) = 356.438 \text{ N}$$

$$F_{rb} = 712.8760 \text{ N} \left(\frac{0.4m}{0.8m} \right) = 356.438 \text{ N}$$

$$T_A = 941.3279 \text{ N}$$

Prueba No. 1 suponer $Y_A = Y_B = 1.8$

La Anti-Friction Bearing Manufacturers (AFBMA) sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en cojinetes de rodillos.

Calculamos la carga radial equivalente en el cojinete A con la ecuación 3.39:

$$P_A = 0.4F_{rA} + 0.5 \left(\frac{Y_A}{Y_B} \right) F_{rB} + Y_A T_A$$

Sustituyendo obtenemos:

$$P_A = 0.4(356.438) + 0.5 \left(\frac{1.8}{1.8} \right) (356.438) + 1.8(941.3279) = 2015.18442 \text{ N}$$

$$P_B = F_{rB} = 356.438 \text{ N}$$

$$L_d = (15000 h)(400 rpm) \left(60 \frac{\text{min}}{h}\right) = 360 \times 10^6 \text{ rev}$$

Se determina la especificación en cuanto a carga dinámica mediante las ecuaciones 3.43 y 3.44:

$$C_A = P_A \left(\frac{Ld}{10^6}\right)^{1/k} = 2015.18442 \left(\frac{360 \cdot 10^6}{10^6}\right)^{1/3} = 14,335.5955 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \left(\frac{Ld}{10^6}\right)^{1/k} = 356.438 \left(\frac{360 \cdot 10^6}{10^6}\right)^{1/3} = 2535.6238 \text{ N}$$

Prueba No. 2 suponer $Y_A = Y_B = 1.3$

Cojinete A.

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

$$C = 11$$

$$Y_A = 1.31$$

Cojinete B.

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

$$C = 11$$

$$Y_B = 1.31$$

Calculando nuevamente las cargas equivalentes se tiene:

$$P_A = 0.4 (356.438) + 0.5 \left(\frac{1.31}{1.31}\right) (356.438) + 1.31(941.3279)$$

$$P_A = 1553.9337 \text{ N}$$

$$P_B = FrB$$

$$Ld = (15,000h)(400rpm) \left(\frac{60 \text{ min}}{h}\right) = 360 \times 10^6 \text{ rev.}$$

$$C_A = P_A \left(\frac{Ld}{10^6}\right)^{1/k} = 1553.9337 \left(\frac{360 \times 10^6}{10^6}\right)^{1/3} = 11054.35275 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{1/k} = 356.438 \text{ N} \left(\frac{360 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3} = 2535.6238 \text{ N}$$

El rodamiento a seleccionar es: HR30204J

4.6 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS TABLILLAS

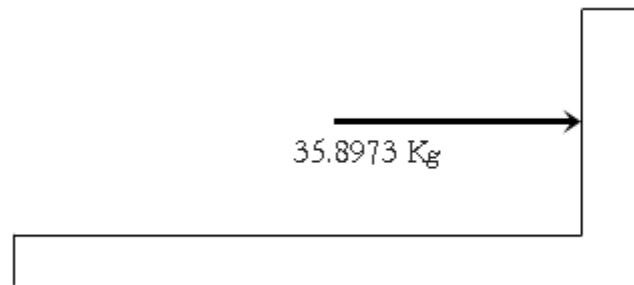


Figura 4. 11 Relación Tabla-Peso

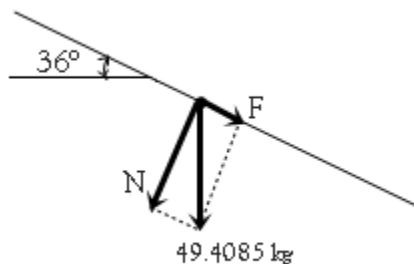


Figura 4. 12 Distribuciones Dinámicas

$$F = W \text{ sen } 36^\circ$$

$$W_{\text{caña}} = \left(\frac{\pi(0.06\text{m})^2}{4} \right) (1.8\text{m}) \left(2,000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 10.1787 \text{ kg}$$

$$F = 10.1787 \text{ sen } 36^\circ = (5.9828 \cdot 6) = 35.8973 \text{ kg}$$

$$Q_A = C$$

$$Q_A = 35.8973 \text{ kg}$$

$$Q_o = 0$$

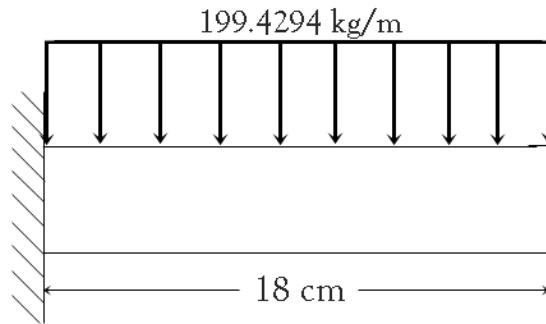


Figura 4. 13 Distribución De Carga

$$V = 35.8972 \text{ kg} = 352.1524 \text{ N}$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{fluenc}}{3}$$

$$A = \frac{V}{\tau_{perm}}$$

$$A = (0.8m) e$$

$$\tau_{perm} = \frac{1.8}{3} = 0.6 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{352.1524}{0.6 \text{ MPa}} = 5.869 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$A = 5.86 \text{ cm}^2$$

* 3.26 cm de espesor.

4.7 CALCULO DE FRICCIÓN

Debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación es necesario calcular la fricción para tomar en cuenta el diseño de los cangilones el cual nos ayudará a que la caña en verde no se resbale y se pueda mantener en la posición deseada.

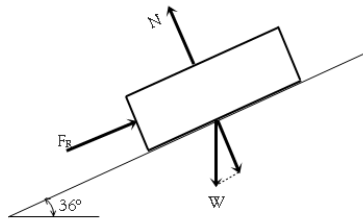


Figura 4. 14 Diagrama De Cuerpo Libre

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N - m \cdot g \cos 36 = 0$$

$$N - 500(9.81) \cos 36 = 0$$

$$N = 3968.228357 \text{ N}$$

$$F_R = \mu \cdot N$$

El coeficiente de fricción entre la caña y la madera = 2.5

$$F_R = (2.5)(3968.228357)$$

$$F_R = 9920.570893 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = m \cdot a \quad \text{ecu. 4.17}$$

$$F_R - m \cdot g \sen 36 = m \cdot a$$

$$F_R - 500(9.81) \sen 36 = (500)(a)$$

$$a = 14.0749 \text{ m/s}^2$$

La aceleración es positiva de 14.0749 m/s^2 significa que la placa no resbala, vale recalcar que no existirá problema de resbalamiento ya que mientras menos es el ángulo menor es la posibilidad de desplazamiento de la carga.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Hemos concluido que en base a investigación y cálculos hemos elegido un diseño correcto del transportador, como se puede apreciar los materiales y elementos seleccionados han sido con base a la memoria de cálculo, apegándonos a un diseño original tomado en cuenta el tipo de material sus propiedades mecánicas apegándonos a las normas y estándares que rigen a ellos.

Los elementos y materiales seleccionados son de suma importancia para la construcción del transportador para poder obtener un buen desempeño y una buena vida útil de los elementos debido a que cada uno esta previamente calculada y diseñada para resistir los esfuerzos o cargas que actúan sobre ellas. Pero cabe mencionar que su utilización no está restringida, así que podría optar por materiales para su fabricación, pero con mayor o igual esfuerzo de fluencia al corte que los materiales ya utilizados.

Los cangilones también es un tema importante de mencionar debido a que en este proyecto se diseñaron con madera de roble pero queda abierto a mejoras o a selección de otro material, si esto lo llegara a requerir.

También pensando en el corte se diseñó una leva el cual nos garantizara que las cañas de azúcar a la hora del corte no tiendan a moverse o salirse de su lugar y si hubiera un exceso de cañas en uno de sus cangilones poder mandar ese exceso al siguiente para no sufrir atascamiento o esfuerzos mayores sobre el equipo de corte y el transportador. Así manteniendo el volumen de caña iguales en todos los cangilones para que el corte del cogollo de la caña sea el adecuado y mantener una larga vida útil de trabajo de la cuchilla.

Por último hay que 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.

Cabe mencionar que este diseño del transportador puede tener mejoras o rediseños de algunas piezas o elementos debido a que en este momento nos apegamos a un diseño base; tal es el caso de la doble cadena de transmisión que puede remplazarse por solo una cadena de transmisión, en vez de ir a los costados puede ir centrada en los ejes

obteniendo así los mismos resultados y con un bajo costo en la adquisición de este elemento. Sobre la marcha del proyecto se fueron haciendo unas observaciones y con ello unas mejoras en el diseño del transportador tal es el caso de los cojinetes que en vez de ser de bola como en un principio se había calculado y seleccionado, se cambiaron por unos cónicos debido a que llevaría un ángulo de inclinación el transportador de manera lateral el cual nos ayudará a la mejora del corte ya que con esto podemos garantizar un corte más exacto.

Anexos

Tabla No. 1 Propiedades mecánicas del acero

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla No. 2 Dimensiones de cadena

Tsubaki

Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera

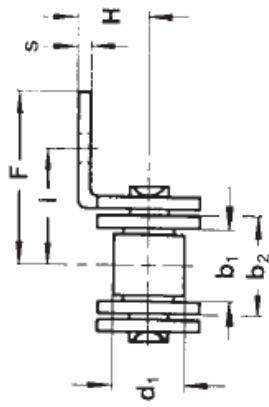
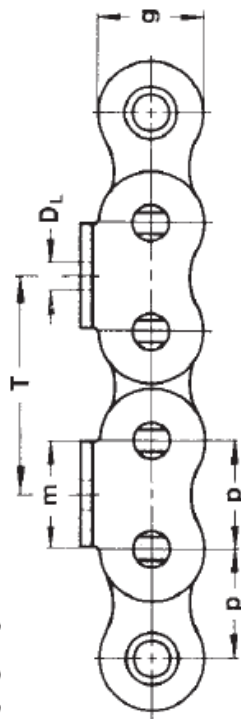
CADENAS DE RODILLOS NORMA ANSI
 Las cadenas TSUBAKI serie 80 simples y múltiples, de acuerdo con las normas ANSI (American National Standards Institute), son intercambiables con cualquier otra cadena conforme a norma ANSI. Con las cadenas de rodillo de las series 80 TSUBAKI celebra su 80 aniversario de constante mejora de su calidad para la satisfacción de su clientela.

Referencia TSUBAKI	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Ancho Interior Mínimo (W)	Placas			Perno		Carga Media de Rotura KN (kgf)	Carga de Trabajo Máxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)	Pasos por Dmt	
					Esesor T	Altura H	h	Altura D	Diámetro D					De Cabeza a centro L1
RS25 * &	25	6.35	3.30	3.18	0.75	5.84	5.06	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (65)	0.14	480
RS35 * &	35	9.525	5.08	4.78	1.25	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33	32
RS41 *	41	12.70	7.77	6.38	1.25	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41	240
RS40 *	40	12.70	7.94	7.95	1.5	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64	240
RS50	50	15.875	10.16	9.53	2.0	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04	192
RS60	60	19.05	11.91	12.70	2.4	18.1	15.6	5.98	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,630 (900)	1.53	160
RS80	80	25.40	15.88	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.66	120
RS100	100	31.75	19.05	19.05	4.0	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,600 (2,300)	3.99	96
RS120	120	38.10	22.23	25.40	4.8	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93	80
RS140	140	44.45	25.40	25.40	5.6	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40,200 (4,100)	7.49	68
RS160	160	50.80	28.58	31.75	6.4	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,000 (5,400)	0.10	60
RS180	180	57.15	35.71	35.72	7.15	54.2	46.8	17.48	35.654	42.45	358.0 (36,500)	80,800 (8,200)	3.45	54
RS200	200	63.50	39.69	38.10	8.0	60.3	52.0	19.85	39.0	44.8	461.0 (47,000)	71,600 (7,300)	6.49	48
RS240	240	76.20	47.63	47.63	8.5	72.4	62.4	23.81	47.9	55.5	677.0 (69,000)	96,000 (10,100)	4.5	40

CADENAS DE RODILLOS SIMPLES CON ALETAS DOBLADAS

ca.023

A-1 Aletas dobladas a 1 lado



ca.024

K-1 Aletas dobladas 2 lados

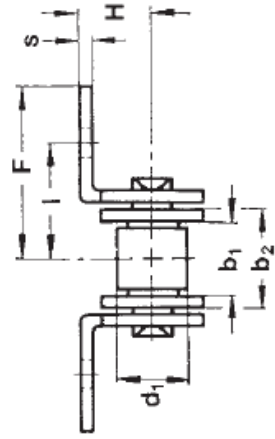
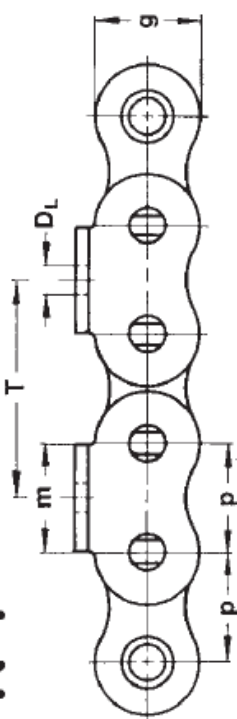


TABLA No. 3 Dimensiones de aletas dobladas de cadena

Tabla No. 4 propiedades mecánicas de la cadena

Cadena	Paso	Ancho interior	Ancho eslabón interior	Rodillo \varnothing	Agregar nota adhesiva (Ctrl+6)		Medidas del elemento de arrastre										
					malla	rotura	b_1 min.	b_2 max.	d_1 max.	g max.	F_B min.	m	D_L	I	F	H	s
Nr.	mm	inch.	mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	mm	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	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	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				
28-B	44,45	1 3/4	30,99	46,58	27,94	37,08	200000	45	14	54,1	77,5	32	6				
32-B	50,8	2	30,99	45,57	29,21	42,29	260000	50	14	53,5	77	35	6				



Rodamientos de Rodillos Cónicos

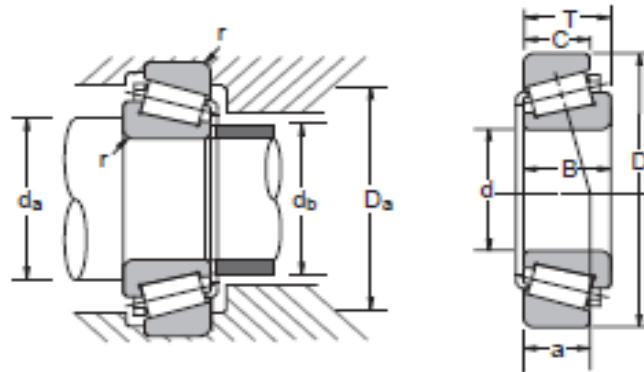
Serie 30200 Métricas
Diámetro Interno 15 – 320 mm
0.5906 – 12.5984 pulgada

Número Rodmto.	Dimensiones Nominales del Rodamiento										Diámetros de Hombro Preferido (pulgada)			
	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>T</i>		<i>B</i>		<i>C</i>		<i>r</i> *	<i>d</i> ₁ (min)	<i>d</i> ₂ (max)	<i>D</i> ₂ (max)
	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada				
HR30202	15	0.5906	35	1.3780	11.75	0.4626	11	0.4331	10	0.3937	0.02	0.906	0.748	1.181
HR30203J	17	0.6693	40	1.5748	13.25	0.5217	12	0.4724	11	0.4331	0.04	1.024	0.906	1.339
HR30204J	20	0.7874	47	1.8504	15.25	0.6004	14	0.5512	12	0.4724	0.04	1.142	1.063	1.614
HR30205J	25	0.9843	52	2.0472	16.25	0.6398	15	0.5906	13	0.5118	0.04	1.339	1.220	1.811
HR30206J	30	1.1811	62	2.4409	17.25	0.6791	16	0.6299	14	0.5512	0.04	1.535	1.457	2.205
HR30207J	35	1.3780	72	2.8346	18.25	0.7185	17	0.6693	15	0.5906	0.06	1.811	1.693	2.480
HR30208J	40	1.5748	80	3.1496	19.75	0.7776	18	0.7087	16	0.6299	0.06	2.008	1.890	2.795
HR30209J	45	1.7717	85	3.3465	20.75	0.8169	19	0.7480	16	0.6299	0.06	2.205	2.087	2.992
HR30210J	50	1.9685	90	3.5433	21.75	0.8563	20	0.7874	17	0.6693	0.06	2.402	2.283	3.189
HR30211J	55	2.1654	100	3.9370	22.75	0.8957	21	0.8268	18	0.7087	0.06	2.638	2.520	3.583
HR30212J	60	2.3622	110	4.3307	23.75	0.9350	22	0.8661	19	0.7480	0.06	2.835	2.717	3.976
HR30213J	65	2.5591	120	4.7244	24.75	0.9744	23	0.9055	20	0.7874	0.06	3.031	3.071	4.370
HR30214J	70	2.7559	125	4.9213	26.25	1.0335	24	0.9449	21	0.8268	0.06	3.228	3.189	4.567
HR30215J	75	2.9528	130	5.1181	27.25	1.0728	25	0.9843	22	0.8661	0.06	3.425	3.346	4.764
HR30216J	80	3.1496	140	5.5118	28.25	1.1122	26	1.0236	22	0.8661	0.08	3.740	3.583	5.118
HR30217J	85	3.3465	150	5.9055	30.5	1.2008	28	1.1024	24	0.9449	0.08	3.937	3.819	5.512
HR30218J	90	3.5433	160	6.2992	32.5	1.2795	30	1.1811	26	1.0236	0.08	4.134	4.055	5.906
HR30219J	95	3.7402	170	6.6929	34.5	1.3583	32	1.2598	27	1.0630	0.08	4.449	4.331	6.220
HR30220J	100	3.9370	180	7.0866	37	1.4567	34	1.3386	29	1.1417	0.08	4.646	4.567	6.614
HR30221J	105	4.1339	190	7.4803	39	1.5354	36	1.4173	30	1.1811	0.08	4.843	4.843	7.008
HR30222J	110	4.3307	200	7.8740	41	1.6142	38	1.4961	32	1.2598	0.08	5.039	5.079	7.402
HR30224J	120	4.7244	215	8.4646	43.5	1.7126	40	1.5748	34	1.3386	0.08	5.433	5.551	7.992
HR30226J	130	5.1181	230	9.0551	43.75	1.7224	40	1.5748	34	1.3386	0.10	5.945	5.945	8.504
HR30228J	140	5.5118	250	9.8425	45.75	1.8012	42	1.6535	36	1.4173	0.10	6.339	6.457	9.291
30230	150	5.9055	270	10.6299	49	1.9291	45	1.7717	38	1.4961	0.10	6.732	6.929	10.079
30232	160	6.2992	290	11.4173	52	2.0472	48	1.8898	40	1.5748	0.10	7.126	7.559	10.866
30234	170	6.6929	310	12.2047	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	7.756	7.992	11.496
30236	180	7.0866	320	12.5984	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	8.150	8.386	11.890
30238	190	7.4803	340	13.3858	60	2.3622	55	2.1654	46	1.8110	0.12	8.543	8.976	12.677
30240	200	7.8740	360	14.1732	64	2.5197	58	2.2835	48	1.8898	0.12	8.937	9.528	13.465
30244	220	8.6614	400	15.7480	72	2.8346	68	2.6772	54	2.1260	0.12	9.724	10.512	15.039
30248	240	9.4488	440	17.3228	79	3.1102	72	2.8346	60	2.3622	0.12	10.512	11.339	16.614
30252	260	10.2362	480	18.8976	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	11.535	12.441	18.031
30256	280	11.0236	500	19.6850	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	12.323	13.346	18.819
30260	300	11.8110	540	21.2598	96	3.7795	85	3.3465	71	2.7953	0.16	13.110	13.976	20.394
30264	320	12.5984	580	22.8346	104	4.0945	92	3.6220	75	2.9528	0.16	13.898	15.000	21.969

*Máximo chafán de eje permitido

Tabla No. 5 Dimensiones de rodamientos cónicos

Tabla No. 6 Especificaciones de rodamientos cónicos



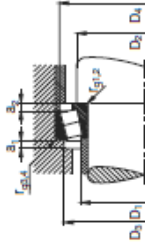
Número Rodmto.	Capacidad Carga Básica (lbs)		Velocidad Limitante (1000 RPM)		Centro Efectivo Carga (pulg)	Peso Rodmto. (Approx.)
	C_r	C_{or}	Grasa	Aceite	a	lbs
HR30202	3530	3210	11.00	15.00	0.32	0.12
HR30203J	4520	4470	9.50	13.00	0.38	0.17
HR30204J	6270	6410	8.00	11.00	0.43	0.28
HR30205J	7190	7870	7.10	10.00	0.50	0.35
HR30206J	9670	10700	6.00	8.00	0.55	0.52
HR30207J	12100	13400	5.30	7.10	0.59	0.75
HR30208J	14300	15700	4.80	6.30	0.65	0.97
HR30209J	15400	17900	4.30	6.00	0.72	1.08
HR30210J	17100	20600	4.00	5.30	0.77	1.23
HR30211J	21200	25400	3.60	5.00	0.82	1.62
HR30212J	23400	27700	3.40	4.50	0.87	2.05
HR30213J	27400	33900	3.00	4.00	0.94	2.60
HR30214J	29700	36600	2.80	4.00	1.01	2.87
HR30215J	32100	40900	2.80	3.80	1.06	3.15
HR30216J	35300	43800	2.60	3.40	1.11	3.73
HR30217J	41400	52400	2.40	3.20	1.19	4.67
HR30218J	45200	57600	2.20	3.00	1.25	5.73
HR30219J	50100	64300	2.20	2.80	1.33	6.90
HR30220J	57300	74200	2.00	2.60	1.42	8.33
HR30221J	62900	82100	1.90	2.60	1.50	9.94
HR30222J	70800	94400	1.80	2.40	1.58	11.64
HR30224J	75300	101000	1.60	2.20	1.75	13.85
HR30226J	84300	114000	1.50	2.00	1.80	15.99
HR30228J	87700	116000	1.40	1.90	1.93	19.27
30230	97800	128000	1.30	1.70	1.98	23.59
30232	106000	137000	1.20	1.60	2.17	28.89
30234	118000	155000	1.10	1.50	2.35	35.50
30236	117000	156000	1.10	1.40	2.44	36.60
30238	130000	178000	1.00	1.30	2.47	44.32
30240	145000	200000	0.90	1.30	2.58	52.48
30244	182000	259000	0.85	1.10	2.94	74.09
30248	223000	315000	0.75	1.00	3.35	99.67
30252	268000	382000	0.67	0.90	3.72	133.84
30256	279000	427000	0.63	0.85	3.88	146.19
30260	324000	472000	0.60	0.80	4.14	177.72
30264	369000	544000	0.53	0.75	4.48	218.96

C_r = Capacidad de Carga Radial Dinámica

C_{or} = Capacidad de Carga Radial Estática

Rodamientos FAG de rodillos cónicos

Los rodamientos pueden tenerse una duración de vida limitada, s. C₉₀ (s. ver Pág. 41).



Eje	Dimensiones		T	f _{1a} f _{1m} min	f _{2a} f _{2m} min	a	J	Peso \bar{m} Kg	Capacidad de carga			Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares													
	d	D							C	dim.	e			Y	C ₀	Y ₀	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min
15	15	35	11	10	11,75	0,6	0,6	10	20	0,057	12,5	0,46	1,31	11,8	0,72	24000	15000	30202	20	19	29	29	32	2	1,5	0,6	0,6
	15	42	13	11	14,25	1	1	10	28,1	0,068	23,2	0,29	2,11	29,8	1,16	20000	15000	30302A	22	21	36	36	38	2	3	1	1
	17	40	12	11	13,25	1	1	10	28,8	0,062	19,3	0,35	1,74	19	0,96	20000	13000	30203A	23	23	34	34	37	2	2	1	1
17	17	40	14	14	17,25	1	1	11	28,7	0,108	29	0,31	1,92	30	1,00	20000	11000	32203A	23	23	34	34	37	3	3	1	1
	17	47	14	12	18,25	1	1	10	31,8	0,133	28	0,29	2,11	25	1,18	18000	11000	30303A	25	25	40	41	42	2	3	1	1
	17	47	18	10	20,25	1	1	12	31,3	0,182	38,5	0,29	2,11	30,9	1,18	18000	11000	32303A	24	23	38	41	43	4	4	1	1
20	20	42	15	12	15	0,6	0,6	10	33	0,108	24	0,37	1,6	29	0,88	18000	9500	32004A	25	25	36	37	39	3	3	0,6	0,6
	20	47	14	12	18,25	1	1	11	34,2	0,119	27,5	0,35	1,74	27,5	0,96	17000	11000	30304A	27	26	40	41	43	2	3	1	1
	20	52	15	13	16,25	1,5	1,5	11	35,1	0,188	34,5	0,3	2	32,5	1,1	15000	10000	30304A	28	27	44	45	47	2	3	1,5	1,5
20	20	52	15	11	16,25	1,5	1,5	10	37,8	0,174	31	0,28	1,82	30,4	0,45	14000	9500	31304	27	27	40	40	46	3	5	1,5	1,5
	20	52	21	18	22,25	1,5	1,5	14	35,3	0,259	40,5	0,3	2	48	1,1	15000	9500	32304A	27	27	43	45	47	3	4	1,5	1,5
	25	47	15	11,5	15	0,6	0,6	12	38	0,12	20,5	0,43	1,39	34	0,77	15000	8000	32005A	30	30	40	42	44	3	3,5	0,6	0,6
25	25	52	18	13	18,25	1	1	13	38,5	0,18	27,5	0,37	1,6	35,5	0,88	12000	8500	30305A	31	31	44	45	48	2	3	1	1
	25	52	18	14	18,25	1	1	13	38,5	0,18	27,5	0,37	1,6	35,5	0,88	12000	8500	30305A	31	31	44	45	48	2	3	1	1
	25	52	22	18	22	1	1	14	39,6	0,223	48	0,35	1,71	58,5	0,84	14000	7000	33305	30	31	43	46	48	4	4	1	1
25	25	62	17	15	18,25	1,5	1,5	13	42,3	0,229	47,5	0,3	2	48,5	1,1	13000	8500	30306A	34	32	54	55	57	2	3	1,5	1,5
	25	62	17	15	18,25	1,5	1,5	13	42,3	0,229	47,5	0,3	2	48,5	1,1	13000	8500	30306A	34	32	54	55	57	2	3	1,5	1,5
	25	62	24	20	25,25	1,5	1,5	19	42,3	0,229	63	0,3	2	65,9	1,1	13000	8000	32306A	34	32	47	50	52	3	3	1,5	1,5
28	28	52	16	12	16	1	1	13	41	0,156	34	0,43	1,39	40,5	0,77	13000	7000	32028K	33	34	45	46	49	3	4	1	1
	30	55	17	13	17	1	1	14	44,1	0,190	38	0,43	1,39	47,5	0,77	13000	7000	32063X	35	36	46	48	52	3	4	1	1
	30	62	16	14	17,25	1	1	14	45,5	0,237	44	0,37	1,6	49	0,88	12000	7000	30306A	37	36	53	55	57	2	3	1	1
30	30	62	20	17	21,25	1	1	18	50,9	0,274	54	0,37	1,6	53	0,88	13000	7000	30306A	37	36	55	56	59	3	4	1	1
	30	62	25	19,5	25	1	1	19	45,1	0,394	65,5	0,34	1,79	78	0,97	11000	6700	33306	36	36	55	56	59	5	5,5	1	1
	30	72	19	16	20,75	1,5	1,5	15	49,3	0,245	60	0,31	1,9	61	1,05	10000	7000	30306A	40	37	60	60	66	3	4,5	1,5	1,5
30	30	72	19	14	20,75	1,5	1,5	24	44,1	0,241	45,5	0,63	0,73	47,4	0,4	10000	7000	30306A	40	37	55	55	68	3	4,5	1,5	1,5
	30	72	27	23	25,75	1,5	1,5	19	49,3	0,287	81,5	0,31	1,9	90	1,05	10000	7000	32306A	40	37	59	61	66	4	5,5	1,5	1,5
	32	58	17	13	17	1	1	14	40,5	0,188	40	0,45	1,32	50	0,73	12000	6300	32028K	38	38	50	52	55	3	4	1	1
35	35	62	18	14	18	1	1	15	50	0,226	46,5	0,45	1,32	58,9	0,73	11000	6000	32067X	40	41	54	56	59	4	4	1	1
	35	72	17	15	18,25	1,5	1,5	15	52,6	0,234	54	0,37	1,6	60	0,88	10000	6700	30307A	44	42	60	60	67	3	3	1,5	1,5
	35	72	23	19	24,25	1,5	1,5	18	53,9	0,282	71	0,37	1,6	85	0,88	10000	6000	32307A	43	42	61	61	67	3	3	1,5	1,5
35	72	28	22	28	1,5	1,5	18	53	0,285	86,5	0,36	1,7	108	0,88	10000	5000	33307	42	42	61	61	68	5	6	1,5	1,5	

Este pedido también son suministrados otras especificaciones no dadas en esta tabla.

Tabla No. 8 Dimensiones de catarina.

PIÑONES DENTADOS 12B Calidad, dimensiones y acabados según normas DIN-ASA-ANSI

Z	d _e	d _p	SIMPLE		DOBLE		TRIPLE				
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A
8	57,6	49,78	31	12	30						
9	62,0	55,70	37	12	30						
10	69,0	61,64	42	12	30	40	16	50			
11	75,0	67,61	46	14	35	47	16	50	47	20	70
12	81,5	73,61	52	14	35	53	16	50	53	20	70
13	87,5	79,59	58	14	35	59	16	50	59	20	70
14	93,6	85,61	64	14	35	65	16	50	65	20	70
15	99,8	91,63	70	14	35	71	16	50	71	20	70
16	105,5	97,65	75	16	35	77	20	50	77	20	70
17	111,5	103,67	80	16	35	83	20	50	83	20	70
18	118,0	109,71	86	16	35	89	20	50	89	20	70
19	124,2	115,75	80	16	35	95	20	50	95	20	70
20	129,7	121,78	80	16	35	100	20	50	100	20	70
21	136,0	127,82	90	20	40	100	20	50	100	20	70
22	141,8	133,86	90	20	40	100	20	50	100	20	70
23	149,0	139,90	90	20	40	110	20	50	110	20	70
24	153,9	145,94	90	20	40	110	20	50	110	20	70
25	160,0	152,00	90	20	40	120	20	50	120	20	70
26	165,9	158,04	95	20	40	120	20	50	120	20	70
27	172,3	164,09	95	20	40	120	20	50	120	20	70
28	178,0	170,13	95	20	40	120	20	50	120	20	70
29	184,1	176,19	95	20	40	120	20	50	120	20	70
30	190,5	182,25	95	20	40	120	20	50	120	20	70
31	196,3	188,31	100	20	40						
32	203,3	194,35	100	20	40	130	20	50			
33	209,3	200,40	100	20	40						
34	214,6	206,46	100	20	40						
35	221,0	212,52	100	20	40	130	20	50	130	25	70
36	226,8	218,58	100	20	40	130	25	50	130	25	70
37	232,9	224,64	100	20	40						
38	239,0	230,69	100	20	56	130	25	50	130	25	70
39	245,1	236,75	100	20	40						
40	251,3	242,81	100	20	40	130	25	50			

Piñón 3/4" x 7/16"
para cadena de rodillos
según DIN 8187-8188
ISO/R 606 - ANSI B.29.1

PIÑON	ISO mm	ASA-40 mm
Radio diente r ₃	19	20
Ancho radio C	2	2,4
Ancho radio piñón B ₁	11,1	11,6
Ancho radio piñón b ₁	10,8	11,3
Ancho radio piñón B ₂	30,3	34,1
Ancho radio piñón B ₃	49,8	56,9
CADENA	mm	mm
Paso	19,05	19,05
Ancho interior	11,68	12,7
Ø Rodillo	12,07	11,91

Tabla No. 9 Datos específicos de materiales

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Cedencia ²		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, ² MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
Acero										
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	
Fundición										
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
Aluminio										
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
Cobre										
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

Designación del ASTM.	Producto	Grado	F _y (min) kg/cm ²	F _u (min/max) kg/cm ²	% elongación en 5.08 cm (min)	F _u /F _y (min)
<p>A36/A36M-94 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>A242-A242M-93^a 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>A283/A283M-93^a 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>A500-93 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 Tubos Cuadrados	A B C D A B C D	2319 2951 3232 2530 2740 3232 3514 2530	3162 4076 4357 4076 3162 4076 4357 4057	25 23 21 23 25 23 21 23	1.36 1.38 1.35 1.61 1.15 1.26 1.24 1.61

Tabla No. 10 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por AISI

Fuentes de información

- [1] Avallone, E. A. (2008). Manual del ingeniero mecanico.9° edicion. Mc Graw Hill.
- [2]Budynas, R. G. (s.f.). Diseño en ingenieria mecanica de Shigley. 8° edicion. McGraw-Hil
- [3]http://www.sagarpa.gob.mx/desarrolloRural/Documents/cambioclimatico/Tecnologias_mitigacion.pdf
- [4]http://www.cenicana.org/pdf/documentos_no_seriados/libro_el_cultivo_cana/libro_p365-369.pdf
- [5] <http://www.cenicana.org/>
- [6] <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/795/3/CAPITULO%20II.pdf>
- [7] <http://www.colpos.mx/agrocien/Bimestral/2011/oct-nov/art-8.pdf>
- [8] Tesis “Adaptación, análisis y puesta en funcionamiento de un sistema de transporte de pacas de papel al pulper 3 en la empresa cartopel”. Juan Pablo Vargas Guerrero, Nelson Estuardo Yamunaqué Parra.
- [9] Tesis “construcción de un equipo alimentador para la línea de molienda de ingenio azucarero”. Jendri Fredy Siguenza Jiménez.
- [10] Tesis “diseño y simulación de un transportador de telescopio de banda para la transportación de productos y subproductos de trigo”. Conlago Sánchez Dany Joselito, Cusi Sacansela juan esteban.
- [11] Manual de cálculo de cintas transportadoras, Pirelli.
- [12] Apuntes del Ing. Marciano Vázquez Lorenzo, Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

- [13] Nonnast, R. (s.f.). El proyectista de estructuras metálicas.
- A la caña de azúcar se le acerca la mecanización. En : El Tiempo, Bogotá : (21, abril, 2009)
- CABRA L, J y JARAMILLO, R. 1997. Análisis de desgaste de cuchillas de picadoras de caña de azúcar y evaluación de materiales y recubrimientos alternativos. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico) Universidad del Valle. Facultad de Ingeniería. 120 p.
- CASE IH. Cosechadoras de Caña Case, Manual del Producto.
- GONZALEZ, H. 2006. Análisis del corte de caña de azúcar con cuchillas metálicas. Tesis de Maestría. Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Minas. 119p.
- SILVEIRA, J. A. 1972. Physic -mechanical properties of sugarcane and the geometric and kinetic parameters that influence sugarcane cutting. En Agricultural Engieneering. p. 1047-1087
- THELNING, K, 1984. Steel and ist heat treatments. 2TH ED. London, Eng. Butterworths. 678 p.
- SILVEIRA, J. A. 1975. Parámetros en el proceso tecnológico del corte de caña. En: ATAC. Año 34, No. 1. No 1 (ene – feb); p. 50 –59.
- VIAFARA, C. 2004. Comportamiento al desgaste de aceros perlíticos y bainíticos con relación al contacto rueda – riel. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional. Facultad de Minas. p. 52
- http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleURL&_udi=B6TGJ-403W3B5-13&_user=10&_coverDate=05%2F15%2F2000&_rdoc=1&_fmt=high&_orig=search&_sort=d&_docanchor=&view=c&_searchStrId=1229195932&_rerunOrigin=google&_acct=C000050221&_version=1&_urlVersion=0&_userid=10&md5=1c404bd8a594ef9d32836cffed8e4d01