



Universidad de San Carlos de Guatemala  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica

## **DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN**

**Gerardo José Lobos Guerra**

Asesorado por el Ing. Guillermo Rodolfo Rivera Guirola

Guatemala, febrero de 2010

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN**

TRABAJO DE GRADUACIÓN  
PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR:

**GERARDO JOSÉ LOBOS GUERRA**

ASESORADO POR EL ING. GUILLERMO RODOLFO RIVERA GUIROLA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECÁNICO**

GUATEMALA, FEBRERO DE 2010

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA**



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

<b>DECANO</b>	<b>Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos</b>
<b>VOCAL I</b>	<b>Inga. Glenda Patricia García Soria</b>
<b>VOCAL II</b>	<b>Inga. Alba Maritza Guerrero de Lopez</b>
<b>VOCAL III</b>	<b>Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón</b>
<b>VOCAL IV</b>	<b>Br. José Milton De León Bran</b>
<b>VOCALV</b>	<b>Br. Isaac Sultán Mejía</b>
<b>SECRETARIA</b>	<b>Inga. Marcia Ivónne Véliz Vargas</b>

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

<b>DECANO</b>	<b>Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos</b>
<b>EXAMINADOR</b>	<b>Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza</b>
<b>EXAMINADOR</b>	<b>Ing. Carlos Enrique Chicol Cabrera</b>
<b>EXAMINADOR</b>	<b>Ing. Irvin William Jones Aguilar</b>
<b>SECRETARIA</b>	<b>Inga. Marcia Ivónne Véliz Vargas</b>

## HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN,**

tema que fuera asignado por la Dirección de Escuela Mecánica, con fecha 7 de septiembre de 2009.



Gerardo José Lobos Guerra

Guatemala, 20 de Noviembre de 2009

Ingeniero Álvaro Antonio Ávila Pinzón  
Coordinador del Área de Diseño  
Escuela de Ingeniería Mecánica

Señor Coordinador:

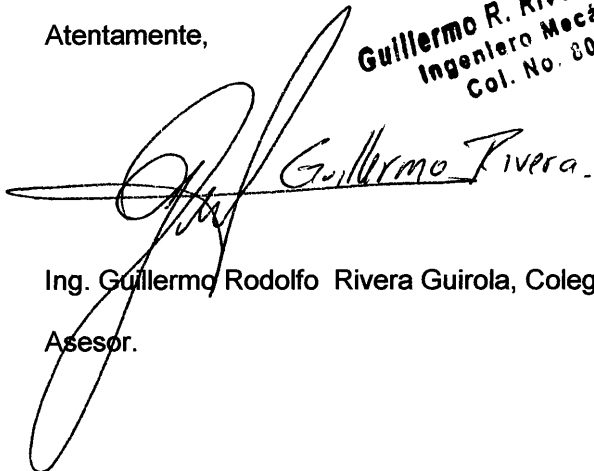
Atentamente me dirijo a usted para presentarle el trabajo de graduación titulado DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN, realizado por el estudiante Gerardo José Lobos Guerra, quien se identifica carné universitario número 2004-13211.

A mi juicio, cumple con los objetivos planteados, siendo un trabajo de interés, utilidad y actualidad. Por tanto el autor, y mi persona, como su asesor, nos hacemos responsables por el contenido del mismo.

Luego de concluir mi asesoría en la realización de este trabajo, me es grato informarle que resulta completamente satisfactorio, por lo que me permito someterlo a su consideración y aprobación.

Sin otro particular me suscribo de usted.

Atentamente,

  
Guillermo R. Rivera Guirola  
Ingeniero Mecánico  
Col. No. 8074

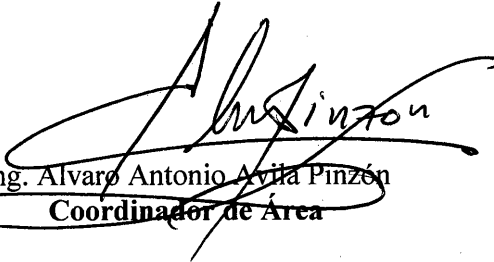
Ing. Guillermo Rodolfo Rivera Guirola, Colegiado # 8074

Asesor.



El Coordinador del Área de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN**, del estudiante **Gerardo José Lobos Guerra**, recomienda su aprobación.

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

  
Ing. Alvaro Antonio Avila Pinzón  
Coordinador de Área

Guatemala, enero de 2010.

/behdei



**FACULTAD DE INGENIERIA**

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con la aprobación del Coordinador del Área Diseño, al Trabajo de Graduación titulado, **DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN** del estudiante **Gerardo José Lobos Guerra**, procede a la autorización del mismo.

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

Ing. Julio César Campos Paiz  
**DIRECTOR**



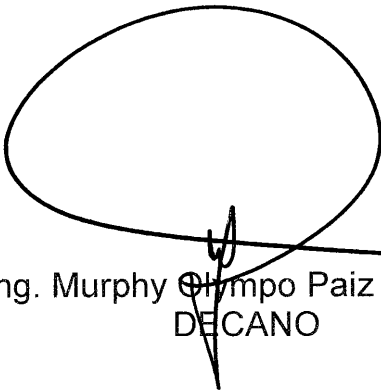
Guatemala, enero de 2009

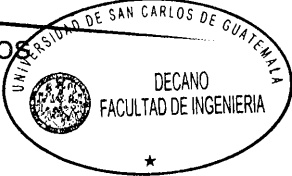
JCCP/behdei



El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN**, presentado por el estudiante universitario **Gerardo José Lobos Guerra**, procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

  
Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos  
DECANO



Guatemala, febrero de 2010

/gdech



## **ACTO QUE DEDICO A:**

- DIOS:** Por mi hogar, las oportunidades y cada persona que situó en mi vida y en mi camino.
- Mi padre** Luis Armando Lobos Yong, por hacer de mí el hombre que soy, y dejarme claro el hombre que pretendo ser. No soy más que una extensión de tus manos y tus logros.
- Mi madre:** María Eugenia Guerra de Lobos, por ser una fuente interminable de amor y comprensión. Por cada cuidado y cada segundo que has pasado a mi lado.
- Mis hermanos:** Roberto y su esposa Karla, Francisco y Diego, gracias por cuidar siempre de mí y nunca haberme faltado.
- Mis abuelos:** Por una infancia llena de recuerdos, los llevo conmigo (D.E.P)
- Mis tíos y primos:** Patricia, Julio padre, Julio hijo y su esposa Rosita, Roberto y Rolando, por su cariño y apoyo.
- Familia de la Vega:** Por haberme dado tanto. Eternamente agradecido.

**Mis amigos:** Los de siempre, (Mauricio, Marlon, Willy, Hermanos de la Vega, Sergio, Oswaldo, Chejo, Bosbeli, Sofia, Mariel, Sugey, Rafa, Mario, Vinicio, Peter, Victor, Sipaque, Rudy, y la lista interminable de personas que considero amigos) por su lealtad e incondicionalismo, gracias a cada uno de Uds.

**Silvia:** Por ser motivación y apoyo en los requisitos finales de mi carrera.

## **AGRADECIMIENTOS A:**

La Universidad de San Carlos de Guatemala.

La Facultad de Ingeniería.

A los catedráticos con efectiva vocación por enseñar y autentico interés en formar profesionales de éxito.

El Ingeniero Guillermo Rodolfo Rivera Guirola, por brindarme su amistad, su experiencia, pero sobre todo, su buena voluntad y dedicación en el asesoramiento de este trabajo.

El señor Juan Gonzales, por compartir con entusiasmo y sin egoísmo su experiencia y conocimientos.

## ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....</b>	<b>V</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>	<b>XI</b>
<b>GLOSARIO.....</b>	<b>XIII</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>XV</b>
<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>XVII</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>XIX</b>
<b>1. ANTECEDENTES</b>	<b>1</b>
1.1 Industria maderera en Guatemala.....	1
1.1.1 Proceso productivo.....	2
1.1.1.1 Secado de la madera.....	7
1.2 Tipos de aserraderos y reaserradoras en el mercado.....	10
1.3 Sierras de cinta.....	14
<b>2. DISEÑO CONCEPTUAL</b>	<b>23</b>
2.1 Concepto de la máquina.....	23
2.2 Parámetros de diseño.....	26
2.2.1 Maderas a cortar y velocidad de avance.....	26
2.2.2 Velocidad de corte.....	26
2.2.3 Tamaño de las trozas a procesar.....	26
2.2.4 Sierras a utilizar.....	27
2.2.5 Materiales para los distintos componentes.....	28
2.2.5.1 Estructura.....	28
2.2.5.2 Volantes.....	29
2.2.5.3 Ejes.....	29

2.2.5.4 poleas y banda para transmitir potencia del motor a los volantes.....	30
2.3 Funciones que deberá realizar la máquina.....	30
2.4 Funcionamiento de la máquina.....	30
2.5 Croquis diseño conceptual.....	31
<b>3. DISEÑO DETALLADO</b>	<b>35</b>
3.1 Volantes.....	35
3.1.1 Cálculo de diámetros y momento polar de inercia de los volantes.....	35
3.2 Poleas y motores.....	46
3.2.1 Motores.....	46
3.2.2 Poleas.....	54
3.2.2.1 Análisis de la transmisión.....	59
3.3 Ejes.....	75
3.3.1 Cálculo de fuerzas y momentos sobre los ejes.....	75
3.3.2 Determinación del límite de resistencia a la fatiga.....	88
3.3.2.1 Coeficientes de corrección.....	90
3.3.3 Cálculo del diámetro del eje.....	95
3.3.4 Cálculo de esfuerzos y elección de cojinetes.....	110
3.3.4.1 Teoría de vida 10.....	112
3.4 Torres.....	118
3.4.1 Torre para volante fijo.....	119
3.4.2 Torre para volante con corredera para tensión de sierra	125
3.4.2.1 Mecanismo para tensión de sierra.....	126
3.4.3 Guías para la sierra.....	128
3.5 Alimentador.....	130
3.6 Sistema de Hidráulico de medidas.....	136
<b>4. ENSAMBLE</b>	<b>147</b>
4.1 Estructura que cargará el motor.....	147

4.2 Ejes, volantes y torres.....	150
4.3 Cabezales montados.....	158
4.4 Motores, gatos hidráulicos y ruedas para presionar la madera.	159
<b>5. ANÁLISIS FINANCIERO</b>	<b>169</b>
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>173</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>175</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>177</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>179</b>



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

### FIGURAS

1.	Explotación de los bosques.....	3
2.	Diagrama de procesos de un aserradero.....	5
3.	Proceso de secado al vacío.....	9
4.	Aserradero permanente.....	11
5.	Aserradero móvil horizontal.....	11
6.	Carro para sujetar la troza guiado por rieles (derecha), con la instalación de la sierra de cinta del lado izquierdo.....	12
7.	Reaserradora Vertical.....	13
8.	Reaserradora Horizontal.....	13
9.	Esquema de la sierra de cinta.....	14
10.	Esquema velocidades de corte y alimentación.....	16
11.	Geometría del diente.....	17
12.	Ángulos de corte y velocidades de alimentación recomendados acorde a la dureza de la madera.....	18
13.	Guía para el paso Vs. profundidad de la garganta.....	19
14.	Fondo de garganta.....	20
15.	Área de la garganta y capacidad de la garganta.....	21
16.	Velocidad de alimentación.....	22
17.	Reaserradora de una cabeza o cabezal.....	23
18.	Concepto simplificado de una máquina reaserradora de múltiples cabeza.....	24
19.	Rollo de sierra de cinta.....	27
20.	Croquis vista frontal.....	32
21.	Croquis vista lateral.....	33



22. Ejemplificación de parámetros previo al cálculo del diámetro de los volantes.....	36
23. Dimensiones volantes a utilizar.....	39
24. Dimensiones de anillo para calcular momento polar de inercia de los volantes.....	43
25. Geometría de una barra cuadrada general.....	44
26. Geometría de los rayos del volante.....	44
27. Esquema de las variables de la fórmula para calcular potencia necesaria para la sierra de cinta.....	46
28. Curva característica para un motor eléctrico.....	53
29. Velocidades angular y lineal de las poleas.....	57
30. Estimación de distancia entre centros de las poleas.....	59
31. Ángulos de contacto de las poleas.....	63
32. Diagrama de ángulos y distancias de las bandas.....	77
33. Diagrama de cuerpo libre de volante y polea.....	81
34. Diagrama de fuerzas sobre el eje, plano X-Y.....	83
35. Diagrama de corte y momento plano X-Y .....	84
36. Diagrama de fuerzas sobre el eje, plano X-Z.....	85
37. Diagrama de corte y momento plano x-z.....	86
38. Factores $K_t$ acorde al cambio de sección.....	100
39. Factores $K_{ts}$ acorde al cambio de sección.....	101
40. Valores de sensibilidad a la muesca $q$ .....	102
41. Valores de sensibilidad a la muesca $q_{cortante}$ .....	103
42. Dimensiones eje acero AISI 1020.....	105
43. Fuerza equivalente.....	106
44. Viga en voladizo.....	107
45. Ejemplificación volante con parte para el acople de la polea.....	110
46. Correlación entre porcentajes de fallos y carga relativa.....	113
47. Dimensiones de los cojinetes y el alojamiento.....	117

48.	Diámetros cojinete y cilindro para acople de polea.....	118
49.	Geometría tubo rectangular.....	119
50.	Vista lateral del empotramiento del eje.....	120
51.	Vista frontal del empotramiento del eje.....	121
52.	Vista trasera del empotramiento del eje.....	121
53.	Diagrama de cuerpo libre idealizado del eje y el tubo rectangular plano X-Z.....	123
54.	Diagrama de cuerpo libre idealizado del eje y el tubo rectangular plano X-Z.....	123
55.	Esfuerzos normales en las paredes del tubo.....	124
56.	Sistema de corredera para tensión de sierra vista frontal.....	126
57.	Sistema de corredera para tensión de sierra vista lateral.....	127
58.	Guías para la sierra.....	129
59.	Tambores banda transportadora.....	130
60.	Rodillos libres de una banda.....	131
61.	Juegos de poleas para variar velocidades.....	132
62.	Esquema de la transmisión de potencia a la banda.....	134
63.	Vista frontal del motor, reductor, poleas y tambor de la banda...	135
64.	Esquema del sistema completo de banda.....	135
65.	Gato hidráulico de pistón 5 Ton.....	136
66.	Distancias de consideración para el sistema de medidas.....	137
67.	Sistemas de elevación.....	139
68.	Vista frontal en el punto superior del cabezal.....	140
69.	Vista lateral en el punto superior del cabezal.....	141
70.	Vista lateral en el punto superior del cabezal.....	142
71.	Columnas con diferentes condiciones de extremo.....	143
72.	Esquema del brazo y rueda de empuje.....	145
73.	Esquema ruedas para presionar madera, vista trasera del cabezal.....	146

74.	Esquema ruedas para presionar madera, vista lateral.....	146
75.	Vista lateral estructura motor.....	148
76.	Vista frontal estructura motor.....	149
77.	Vista frontal y lateral de la estructura, ya con los empotramientos de los ejes.....	149
78.	Vista superior de la estructura ya con los empotramientos de los ejes.....	150
79.	Acople del eje y componentes.....	152
80.	Acople cojinetes.....	152
81.	Torre sin barras ni tubos.....	153
82.	Torre con barras y tubos.....	154
83.	Esquema frontal torre completa.....	155
84.	Esquema trasero torre completa.....	155
85.	Vista frontal estructura.....	156
86.	Vista superior estructura.....	157
87.	Vista lateral estructura.....	157
88.	Cabezales montados sobre estructura.....	158
89.	Plataformas donde irá anclado el motor, con corredera.....	159
90.	Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista frontal, altura mínima.....	160
91.	Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista trasera, altura mínima.....	161
92.	Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista frontal, altura máxima.....	162
93.	Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista trasera, altura máxima.....	163
94.	Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista lateral.....	164
95.	Cabezal con guías.....	164

96.	Esquema final vista trasera.....	165
97.	Esquema final vista delantera.....	166
98.	Esquema final vista delantera.....	167

## TABLAS

I.	Perfiles de los dientes de sierras.....	47
II.	Tipos de hojas Professional.....	48
III.	Tipos de las hojas DoubleHard.....	48
IV.	Tipos de hojas SilverTip.....	49
V.	Secciones de bandas en “V” estándar.....	55
VI.	Circunferencias interiores de bandas en V estándar.....	60
VII.	Dimensiones de conversión de longitud.....	61
VIII.	Potencias nominales de bandas V estándar.....	65
IX.	Corrección ángulo de contacto.....	67
X.	Factores de corrección de longitud.....	67
XI.	Factores de servicio.....	69
XII.	Parámetros bandas en V.....	70
XIII.	Parámetros de durabilidad.....	74
XIV.	Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales ferrosos (aceros).....	89
XV.	Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales ferrosos (Hierros).....	89

XVI.	Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales no ferrosos.....	90
XVII.	Factores de acabado superficial.....	92
XVIII.	Factores de tamaño.....	92
XIX.	Valores de coeficiente de carga.....	93
XX.	Factores de temperatura.....	94
XXI.	Factores de confiabilidad.....	94
XXII.	Estimación de primera iteración de los factores de concentración.....	96
XXIII.	Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de bolas de ranura profunda y de contacto angular de una fila serie 02.....	115
XXIV.	Ejemplificación de medidas de tubos rectangulares.....	119
XXV.	Diámetros de tubos redondos.....	138
XXVI.	Costo total de máquina.....	169
XXVII.	Costo materiales directos.....	170
XXVIII.	Costo materiales indirectos.....	170
XXIX.	Costos indirectos de fabricación.....	171
XXX.	Mano de obra directa.....	171

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>A</b>	Área
<b>C = D.C</b>	Distancia entre centros
<b>E</b>	Módulo de elasticidad
<b>F</b>	Fuerza
<b>H<sub>a</sub></b>	Potencia permitida
<b>H<sub>d</sub></b>	Potencia de diseño
<b>H<sub>nom</sub></b>	Potencia nominal
<b>I</b>	Momento de inercia
<b>Jo</b>	Momento polar de inercia
<b>K</b>	Distintos factores de corrección
<b>L</b>	Longitud
<b>M</b>	Momento flector
<b>Np</b>	Número de pasadas de banda
<b>r</b>	Radio

<b>Se</b>	Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso
<b>Se'</b>	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (laboratorio)
<b>Sut</b>	Resistencia última
<b>T</b>	Momento torsor
<b>V</b>	Velocidad lineal
<b><math>\alpha</math></b>	Aceleración angular
<b><math>\gamma</math></b>	Peso específico
<b><math>\theta_d</math></b>	Ángulo de contacto
<b><math>\rho</math></b>	Densidad
<b><math>\sigma</math></b>	Esfuerzo normal
<b><math>\omega</math></b>	Velocidad angular

## GLOSARIO

<b>Ángulo del lomo</b>	Ángulo de la espalda del diente de una sierra, con respecto a la horizontal.
<b>Aserrío</b>	Proceso de aserrar madera.
<b>Empotramiento</b>	Conexión entre dos miembros estructurales que impide la rotación y el desplazamiento en cualquier dirección de un miembro con respecto al otro. También llamado nudo rígido, junta rígida, unión rígida.
<b>Factor de diseño</b>	Característica o consideración que influye en el diseño de algún elemento.
<b>Factor de servicio</b>	Factor de seguridad que se le aplica generalmente a los motores o a mecanismos de acuerdo a algunas variables, como cantidad de horas de funcionamiento, tipo de máquina y pérdidas de potencia.
<b>Garganta</b>	Fondo del diente.
<b>La longitud de paso</b>	Longitud utilizada para cálculos en bandas.



<b>Potencia de diseño</b>	Potencia con un factor de seguridad para realizar cálculos.
<b>Potencia nominal</b>	Potencia real.
<b>Reaserradoras</b>	Máquinas para aserrar trozas pequeñas o madera previamente escuadrada.
<b>Retenedores de grasa</b>	Tapaderas que evitan que la grasa o el aceite se desborde y abandone su lugar de trabajo.
<b>Triscado</b>	Leve torcedura hacia los lados que se le da a los dientes de una sierra, normalmente es uno a la izquierda, uno recto y uno a la derecha.
<b>Celulosa</b>	La celulosa es un hidrato de carbono polimérico que se encuentra en las paredes de las células de las plantas.
<b>Hemicelulosa</b>	Forma parte de las paredes de las diferentes células de los tejidos del vegetal, recubriendo la superficie de las fibras de celulosa.
<b>Lignina</b>	Es el constituyente intercelular incrustante o cementante de las células fibrosas de los vegetales.

## RESUMEN

Una máquina reaserradora como su nombre lo indica, es aquella que está diseñada para realizar cortes después del aserrado principal de la madera, es decir trozas previamente escuadradas, o troncos pequeños. La importancia de estas máquinas radica en que se puede mejorar el aprovechamiento de la madera al procesar maderos más pequeños, así como generar menor desperdicio de materia al procesar esta con sierras más delgadas, además de la posible utilización de los restos obtenidos en el aserrado principal.

Básicamente hay dos tipos de máquinas reaserradoras, siendo estas verticales y horizontales, estas últimas también llamadas tableadoras, este proyecto específicamente, propone un diseño simple y funcional de una máquina reaserradora con cuatro cabezales, es decir cuatro sierras dispuestas horizontalmente una tras de otra, con diferencias de alturas entre ellas, de manera que puede realizar cuatro cortes al mismo tiempo, reduciendo considerablemente el tiempo de procesamiento.

El diseño guarda la mayor simplicidad posible, de tal manera que puede llevarse a cabo en un taller industrial sin mayores recursos tecnológicos, de la misma forma, los parámetros calculados pueden ser usados para otros diseños similares, pudiéndose adaptar a las necesidades del proyectista.



## **OBJETIVOS**

### **General**

Diseñar una máquina reaserradora de alta producción, viable y con respaldo teórico que brinde una alternativa en este tipo de dispositivos a la industria guatemalteca.

### **Específicos:**

1. Desarrollar un diseño funcional y simple, que se pueda desarrollar en un taller sin mayores recursos tecnológicos.
2. Diseñar la máquina con la potencia necesaria para procesar cualquier tipo de madera.
3. Fijar parámetros de resistencia para la adaptación de este diseño a máquinas similares.
4. Crear un diseño seguro y con una accesibilidad mucho mayor que las máquinas del mercado.



## INTRODUCCIÓN

En Guatemala es necesario un desarrollo consciente y sustentable de la industria y la explotación forestal, se debe contar con políticas viables de explotación de bosques y el debido control del acatamiento de las mismas, aunado a esto y siendo este el ámbito de interés y enfoque de este proyecto, también se debe incentivar el desarrollo mecánico concerniente a esta industria, ya que se cuenta con una amplia gama de opciones extranjeras en maquinaria para el procesado de la madera, y aunque ciertamente estas poseen algunas ventajas tecnológicas, producto de la inversión en investigación que pueden costear estas empresas, estas se reflejan en un precio elevado de la maquinaria.

Por otro lado, Guatemala cuenta con infinidad de personas altamente capaces en la construcción de dispositivos mecánicos, pero normalmente estas fabricaciones no cuentan con una proyección ingenieril puntual detrás del diseño de estos dispositivos, y se llevan a cabo de una manera empírica, que se podría mejorar al conjugar la práctica y experiencia de personas envueltas en el diseño experimental con parámetros de diseño con un respaldo matemático teórico, basados en fuentes bibliográficas actualizadas.

Esto hace surgir la necesidad de inversión en investigación dirigida tanto hacia el diseño total de maquinaria, como al mejoramiento de tecnología existente, de una manera profesional y con respaldo de entidades educativas y de formación técnica, respetando los niveles de simplicidad que pudieran ser necesarios para llevar a cabo los proyectos acorde a la disponibilidad económica de los posibles proyectistas.

En otras palabras, se debe promover el desarrollo de tecnología en todos los sectores y a todos los niveles, ya que es imposible competir con los mercados extranjeros y las altas tecnologías si no se tienen propuestas de diseño propias, por básicas que sean, que puedan cimentar el desarrollo y la experimentación y así perfeccionar a través del tiempo tecnología desarrollada en nuestro país.

De esta manera, este proyecto de tesis plantea el diseño de una máquina reaserradora de alta producción, que bien puede adaptarse para producciones más conservadoras, tratando de guardar la mayor simplicidad posible, además de la viabilidad de este proyecto para la mayoría de talleres mecánicos sin acceso a tecnología de punta.

Los cálculos necesarios están basados en varias fuentes confiables de diseño de máquinas, así también se propone usar ciertos dispositivos mecánicos comunes, y de fácil obtención en el mercado.

# ANTECEDENTES

## 1.1 Industria maderera en Guatemala

Tradicionalmente el desarrollo forestal de nuestro país ha sido y sigue siendo bastante bajo, tomando en cuenta que este posee en casi su totalidad tierras aptas para la siembra de árboles y la explotación forestal, pese a esto, la actividad tradicional ha sido la agricultura. El 51.1% de la superficie del país es de vocación forestal y un 26.3% adicional de esa extensión nacional, tiene vocación para áreas protegidas. A esto se añade, que del total del consumo de madera del país, únicamente el 3% ha sido destinado a la industria. Cerca de la mitad de la madera (46.2%) se pierde por tumba y quema y un 46.3% es consumida en forma de leña. Adicionalmente, un 4.2% de la madera es consumido en la producción de carbón y un 0.3% es utilizado en otros productos como postes, tutores, vivienda rural, entre otros.

Los principales productos forestales de Guatemala son madera aserrada, plywood, chapa, producto elaborado, ocote y troza. La madera aserrada es el producto que consume mayor volumen de madera y el que tiene más plantas de producción registradas. No obstante eso, son los productos elaborados (muebles principalmente) los que ingresan mayores divisas al país.

La industria forestal que procesa especies coníferas, se caracteriza por poseer bajo nivel tecnológico en un 50.9% de los casos; aceptable nivel tecnológico un 47.2% y óptimo nivel tecnológico 1.9%.



La mayoría de la maquinaria y equipo con que la industria cuenta, tiene más de 15 años de uso sin el adecuado mantenimiento; y la presencia de equipo nuevo para desarrollar tareas especializadas y nuevos productos es reducida.

La actual producción (con flujos temporales y sin mayores normas de calidad), es un mercado para el producto principal, es decir, madera aserrada que generalmente no tiene como objetivo la transformación secundaria, sino un uso estructural y para construcción.

La principal fuente de madera la constituye el bosque natural, por lo que la materia prima es de baja calidad y el abastecimiento estacional e irregular; las plantaciones aprovechadas constituyen una pequeña fracción del volumen demandado.

Con muy pocas excepciones, existe un bajo nivel empresarial, no habiéndose desarrollado las diferentes etapas del proceso administrativo. A excepción de la región de las verapaces y la capital, donde existen asociaciones gremiales que trabajan para mejorar el status del gremio, en el resto de sitios no existen gremios u organizaciones activas, lo cual constituye un vacío que ninguna empresa en lo particular pretende llenar y se refleja ello en una fuerte competencia inter-empresas que no beneficia a la industria como conjunto ni al sistema de precios manejado.

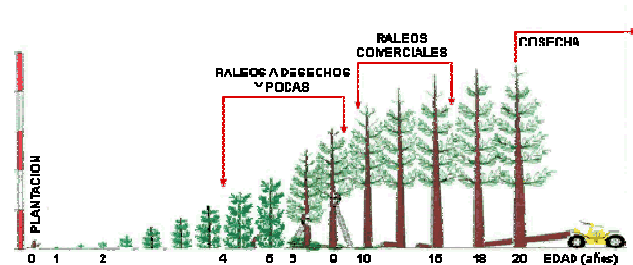
### **1.1.1 Proceso productivo**

La madera es una sustancia dura y resistente que constituye el tronco de los árboles; se ha utilizado durante miles de años como combustible, materia prima para la fabricación de papel, mobiliario, construcción de viviendas y una gran variedad de utensilios para diversos usos.

Este noble material, debe sus atributos a la complejidad de su estructura; está atravesado por una red de células longitudinales (desde las raíces a la copa) y transversales (desde la médula a la corteza) de distintas características, que dan forma a sus tres componentes químicos básicos: celulosa, hemicelulosa y lignina, más otros compuestos secundarios como taninos, gomas, aceites, colorantes y resinas.

**Figura 1. Explotación de los bosques**

En este proceso intervienen los leñadores o la cuadrilla de operarios con hachas o motosierras eléctricas o de gasolina cortan el árbol y le quitan las ramas, raíces y empiezan a quitarle la corteza para que empiece a secarse.



Fuente: [www.fao.org](http://www.fao.org)

Generalmente la cadena productiva de la madera en Guatemala comprende a grandes rasgos las actividades siguientes: 1) explotación de los bosques (Figura 1.). En este paso se puede incluir el transporte de la madera desde su lugar de corte al aserradero, 2) aserrado de la madera, 3) uso final de la madera aserrada, ya sea la fabricación de muebles, accesorios o los usos estructurales que se le pudieran dar. Es importante notar que en la mayoría de procesos productivos no se incluye la reforestación comercial necesaria para la obtención de la materia prima básica y la continua explotación de los bosques de manera responsable y visionaria.

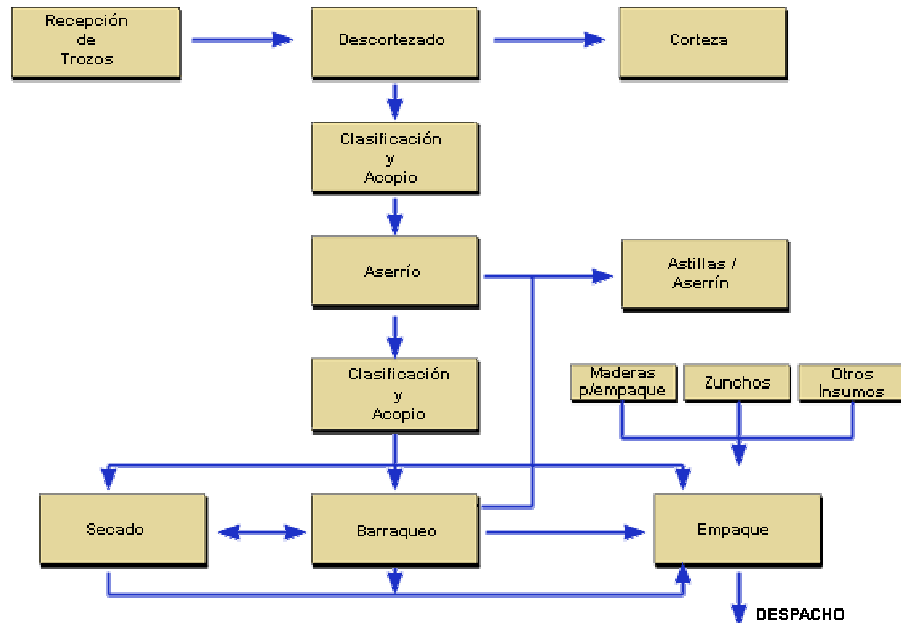
Se derivan de esta cadena, artículos diversos: chapas, colchonería, estructuras y accesorios para la construcción, madera aserrada, madera inmunizada, manufacturas de corcho, muebles en mimbre, muebles para el hogar, para oficina y de uso industrial, residuos, tableros aglomerados y contrachapados. El proceso de producción se origina en las plantaciones forestales y en los bosques naturales explotados en su mayoría sin ningún control. Las dos fuentes de materia prima son los bosques nativos y las plantaciones forestales.

De estos se obtienen las trozas o también denominadas maderas en bruto procesadas por los aserraderos y convertidas en maderas aserradas o chapas.

En cuanto a la fabricación de muebles, esta rama del proceso está sujeta a continuos cambios e innovaciones en aspectos relacionados con calidad y diseños y con la funcionalidad y la aplicación a cada tipo de necesidad. El proceso de producción difiere según las características y usos que se le van a dar al producto final. Los tableros aglomerados y contrachapados son la materia prima fundamental para muebles de oficina y bibliotecas.

El proceso de aserrado comienza con la clasificación automática de los trozos según su diámetro, a fin de asegurar un mayor rendimiento en las líneas de aserrío. En los aserraderos, aunque es recomendable que la operación de elaboración se complemente con la de secado en cámaras de los productos obtenidos, no tienen por qué incluir necesariamente esta última. Generalmente, los productos finales de aserrado, tablones, tablas, vigas y viguetas se venden con una humedad del 15 al 20 %. Un diagrama de procesos común se muestra en la figura 2.

**Figura 2. Diagrama de procesos de un aserradero**



La eficiencia de los aserraderos depende de una serie de factores de los cuales el más importante es el diámetro de la troza; en la medida que el diámetro aumenta, también se incrementa el rendimiento de las trozas en el aserrío; por lo tanto el procesado de trozas de pequeñas dimensiones implica bajos niveles de rendimiento y menor ganancia en los aserraderos. El efecto del diámetro sobre el rendimiento nos obliga a pensar en la necesidad del perfeccionamiento del aserrado de trozas de pequeñas dimensiones y trazar, además, una política que garantice en lo posible un mayor desarrollo de las existencias maderables con el objetivo de obtener trozas de grandes dimensiones y calidad destinadas a los aserraderos.

Se puede afirmar que el rendimiento de las trozas en el proceso de aserrío es afectado por la longitud y por la conicidad de las trozas.

En la medida que aumenten ambos parámetros se incrementa la diferencia entre los diámetros en ambos extremos de la troza. Por lo tanto, una de las formas de incrementar el rendimiento volumétrico es mediante la optimización del troceado, produciendo lógicamente madera aserrada de dimensiones requeridas.

La aplicación de diagramas adecuados de troceo (esto es como se van a realizar los cortes), permite la obtención de trozas de la más alta calidad posible, con una longitud adecuada, requisito indispensable para aumentar el rendimiento.

Uno de los factores a tener en cuenta, particularmente en la sierra principal, para maximizar el volumen, es la calidad de la troza. Las dimensiones y el volumen de la madera aserrada bajo las prácticas corrientes del procesamiento tienen una relación directa con la calidad de las trozas; especialmente la trozas torcidas afectan de sobremanera la calidad y volumen de la madera aserrada.

El ancho de corte influye sobre el rendimiento de madera aserrada ya que una vía de corte ancha se traduce en más pérdida de fibras de madera en forma de aserrín y la disminución de la eficiencia de la maquinaria.

La influencia del tipo de sierra sobre el rendimiento, suscita la necesidad de adquirir aserraderos de sierra principal de banda, en lugar de sierra alternativa múltiple o circular, para un mejor aprovechamiento de la materia prima; aspecto que se logra a partir de la regulación del ancho de corte.

Las causas fundamentales que influyen en la calidad del corte de la madera son las siguientes:

- ❖ Incorrecta tensión del elemento de corte.
- ❖ Recalcado demasiado pequeño
- ❖ Inadecuada velocidad de avance en relación a la forma y capacidad del diente
- ❖ Guías deterioradas de la sierra o alineamiento incorrecto de ellas.
- ❖ Aserrín y resina en los volantes de la máquina, falta de limpieza.
- ❖ Balanceo incorrecto de los volantes o rodamientos en mal estado
- ❖ Mal alineamiento de los volantes
- ❖ Inestabilidad de las ruedas del carro de alimentación
- ❖ Falta de alineamiento del carro y los rieles o cadena de alimentación
- ❖ Inadecuado alineamiento de los rodillos de alimentación de la reaserradora
- ❖ Diámetros desiguales de los rodillos de alimentación
- ❖ Falla del carro o la cadena; la troza no es sujeta lo suficientemente firme

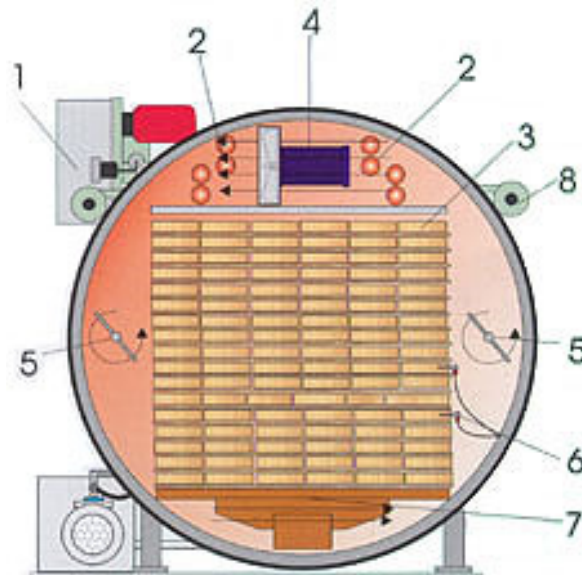
#### **1.1.1.1 Secado de la madera**

EL secado de la madera aumenta significativamente la calidad final del producto final. Este se puede dividir en:

- ❖ **SECADO NATURAL:** Se colocan los maderos en pilas separadas del suelo y con huecos para que corra el aire entre ellos y protegidos del agua y el sol, para que así, se vayan secando. El inconveniente de este sistema es que tarda mucho tiempo y eso no es rentable al aserradero.

- ❖ **SECADO POR INMERSIÓN:** En este proceso se sumerge al tronco o madero en una piscina, y por el empuje del agua por uno de los lados del madero, la savia sale empujada por el lado opuesto, así se consigue que al eliminar la savia la madera no se pudra, y aunque le prive algo de dureza y consistencia, ganará duración. Este proceso dura varios meses, tras los cuales la madera secará más deprisa porque no hay savia.
  
- ❖ **SECADO AL VACÍO:** En este proceso, la madera es introducida en una cámara de vacío (figura 3). Es el más seguro y permite conciliar tiempos extremadamente breves de secado con:
  - Bajas temperaturas de la madera en secado.
  - Limitados gradientes de humedad entre el exterior y la superficie.
  - La eliminación del riesgo de fisuras, hundimiento o alteración del color.

**Figura 3. Proceso de secado al vacío**



- 1-Panel de control computarizado.
- 2-Batería de agua caliente.
- 3-Madera en secado.
- 4-Ventilador de flujo alterno.
- 5-Turbulencia.
- 6-Sonda.
- 7-Carro motorizado de carga.
- 8-Condensador.

- ❖ **SECADO POR VAPORIZACIÓN:** Se introducen los maderos en una nave cerrada a cierta altura del suelo por la que corre una nube de vapor de 80 a 100°C. Con este proceso se consigue que la madera pierda un 25% de su peso en agua y más tarde, para completar el proceso, se le hace circular una corriente de vapor de aceite de alquitrán que la impermeabilizará y favorecerá su conservación.



- ❖ SECADO MIXTO: Se empieza con un secado natural que elimina la humedad en un 20-25% para proseguir con el secado artificial, hasta llegar al punto de secado deseado.

## **1.2 Tipos de aserraderos y reaserradoras en el mercado**

A grandes rasgos, se pueden dar dos tipos de aserraderos en cuanto a características generales, estos son:

- ❖ Instalaciones fijas
- ❖ Instalaciones móviles

Las instalaciones fijas (Figura.4), son aquellas que tienen una ubicación permanente y por tanto todos sus elementos responden a esta idea. Sus ciclos de producción suelen ser completos, es decir, productos finales.

Las instalaciones móviles (Figura. 5), montadas sobre chasis pueden desplazarse hasta las mismas fuentes de abastecimiento de materias primas. Sus productos elaborados suelen ser generalmente tablones, tablas, viguetas y vigas en bruto. Generalmente, necesitan de la industria reaserradora.

La principal ventaja y el origen de las instalaciones móviles es que los residuos y desperdicios quedan en el mismo lugar de elaboración, y lo que se transporta, en lugar de ser madera en rollo, es producto elaborado o semielaborado, con la consiguiente economía de transporte. La integración de la industria aserradora con la de tableros de partículas, anula en un cierto porcentaje, esta ventaja.

**Figura 4. Aserradero permanente**

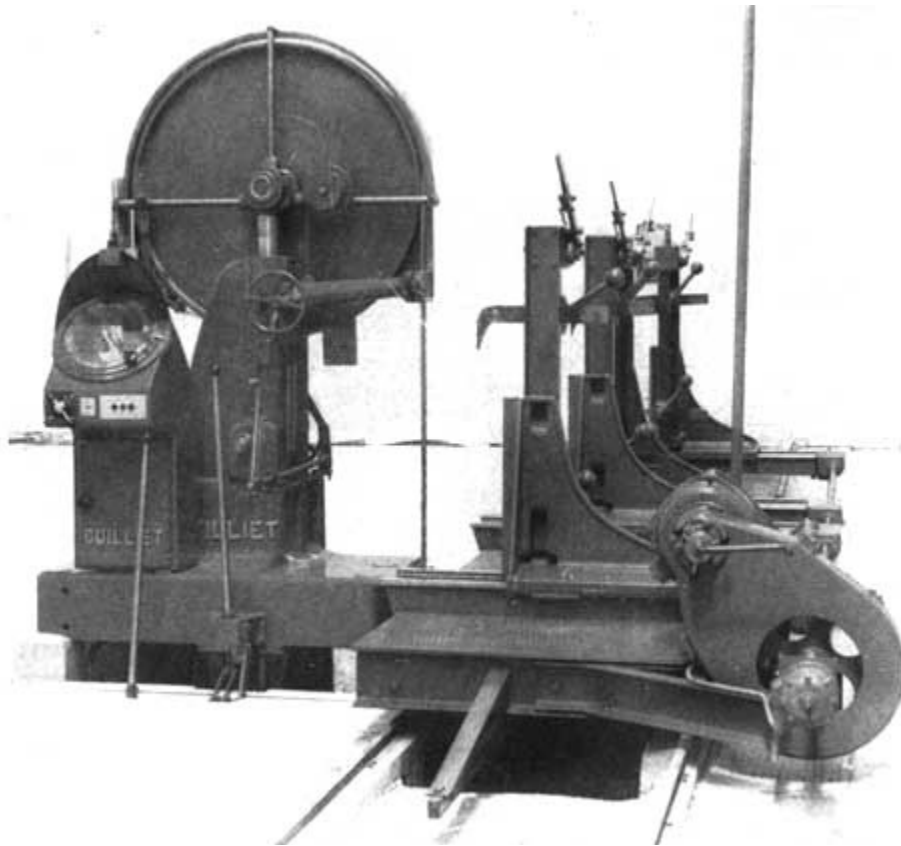


**Figura 5. Aserradero móvil horizontal**



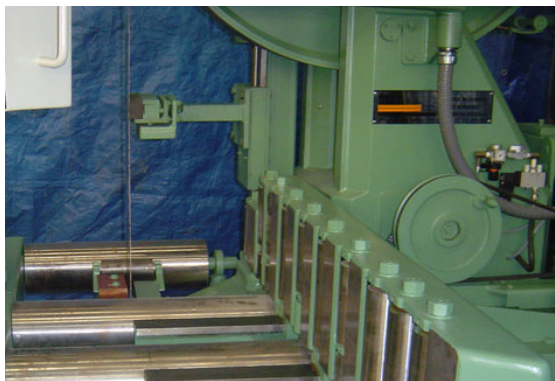
En Guatemala los aserraderos, generalmente cuentan con una sierra principal de instalación fija que se compone de dos volantes de diámetro variable de instalación a instalación, balanceados y tensados por varios métodos, propulsados por un motor diesel en su mayoría, en el cual las medidas de los cortes, las da un carro guiado por rieles perpendiculares a la sierra, el cual cuenta con algún sistema de empuje, casi siempre 3 ó 4 escuadras, para ir acercando la troza hacia el borde con el objeto de hacer caminar el carro hacia la sierra y así producir los cortes. Esto se ilustra en la figura 6.

**Figura 6. Carro para sujetar la troza guiado por rieles (derecha), con la instalación de la sierra de cinta del lado izquierdo**



Una reaserradora se distingue de un aserradero en que esta, está pensada para troncos más pequeños o madera previamente escuadrada, se dividen básicamente en horizontales y verticales, las verticales como su nombre lo indica, tienen la sierra de cinta orientada verticalmente, y las horizontales tienen la sierra dispuesta horizontalmente. Esto se ilustra en las figuras 7 y 8 respectivamente.

**Figura 7. Reaserradora vertical**



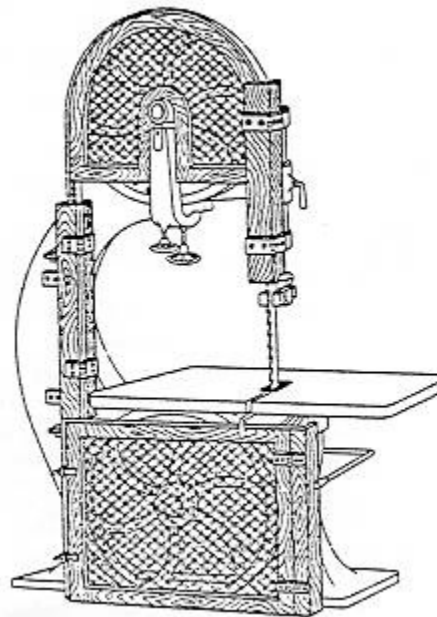
**Figura 8. Reaserradora horizontal**



### 1.3 Sierras de cinta

Reducida a sus órganos principales, una sierra de cinta se compone de un bastidor, generalmente en forma de cuello de cisne, soportando dos volantes equilibrados, superpuestos en un mismo plano vertical y sobre los cuales se enrolla una hoja de sierra sin fin llamada cinta (figura 9).

**Figura 9. Esquema de la sierra de cinta**



El volante inferior recibe el impulso motor, mientras que el volante superior es arrastrado por la cinta. Las llantas de los volantes deben estar provistas de un bandaje (corcho, goma) que facilita el apoyo elástico de la hoja, conserva la vía en las hojas estrechas, disminuye el ruido y absorbe las variaciones instantáneas del esfuerzo de corte.

La zona de operación de la hoja es el recorrido descendente; este recorrido está sometido dinámicamente a una tensión superior a la del recorrido ascendente llamado también flotante, por el hecho que el volante motor es el inferior. La hoja está guiada por encima y debajo de la mesa por guías en madera o metálicas. El guiado tiene por finalidad dar a la hoja un aseguramiento contra la presión de avance ejercida de delante hacia atrás y eliminar los desplazamientos laterales.

El triscado tiene como objeto facilitar el corte libre, es decir, que las puntas de los dientes deben abrir un camino más ancho que el espesor de la hoja para que no se establezca rozamiento entre la superficie de la hoja y las paredes del corte, evitando de este modo el posible riesgo de lanzamiento de la pieza por atascamiento de la hoja. El triscado debe alcanzar  $1/3$  de la profundidad del diente y no sobresalir lateralmente más del doble del espesor de la hoja de sierra.

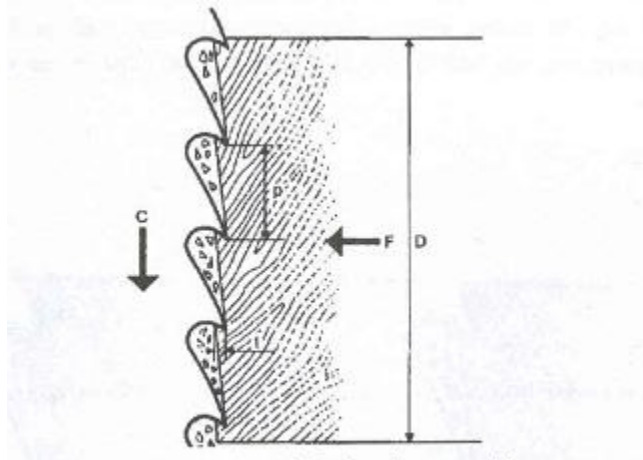
En la práctica cada aserradero trata de encontrar un balance entre las condiciones de producción de su país y el mercado para productos terminados. Sin embargo, generalmente, el problema de aumentar la producción por medio de mayor velocidad de alimentado produce una madera aserrada de menor calidad y de poco valor de recupero. Muchas condiciones en el aserradero afectan esta situación y aquí la influencia del elemento de corte, la Sierra Cinta, debe ser considerada.

La tolerancia dimensional de las tablas aserradas, la rectitud en el corte, entre otros, dependen en gran parte de la estabilidad de la sierra de cinta. Si todo se mantiene constante y se aumenta la velocidad de alimentado, la tolerancia del grosor de la madera aserrada será más grande.

Aunque se encuentran a la venta sierras estandarizadas y prediseñadas en relación a su aplicación, a continuación se presentan ciertas generalidades de las mismas.

En términos generales la hoja se mueve a una determinada velocidad de corte "C" y el tronco se alimenta a una velocidad "F" (figura 10). La punta del diente remueve madera del tronco en su camino de arriba abajo. La madera sólida se transforma en viruta y aserrín. La cantidad de aserrín producido se almacena en la garganta y se libera debajo del tronco. Si se produce mayor cantidad de aserrín de aquél que se puede almacenar en la garganta, éste se desborda entre la superficie aserrada y la hoja. Esto aumentará las fuerzas laterales sobre la hoja y como resultado deteriora la precisión del aserrado. La garganta y la geometría del diente deben estar relacionadas con la velocidad de alimentación, el tamaño del tronco y el tipo de madera que se quiera aserrar.

**Figura 10. Esquema velocidades de corte y alimentación**

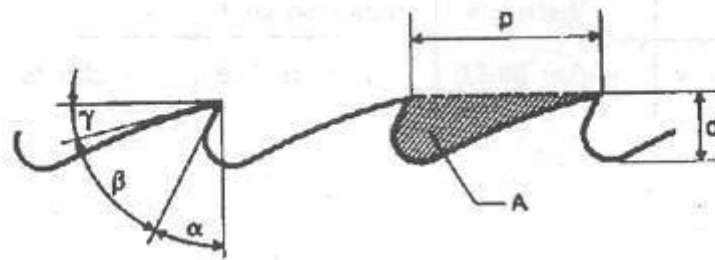


C = Velocidad de corte  
F = Velocidad de alimentación

Fuente: Manual Técnico Precor

La figura 11 muestra detalles de la geometría del diente que deben considerarse. Los ángulos del diente se denominan ángulo de corte, ángulo del diente y ángulo del lomo. La geometría del diente también está formada por el paso, el espacio entre punta y punta del diente, y por la profundidad de la garganta.

**Figura 11. Geometría del diente**



$\alpha$ = ángulo del corte.	$P$ = paso del diente.
$\beta$ = ángulo del diente.	$D$ = profundidad de la garganta.
$\gamma$ = ángulo del lomo.	$A$ = área de la garganta.

Fuente: Manual Técnico Precor

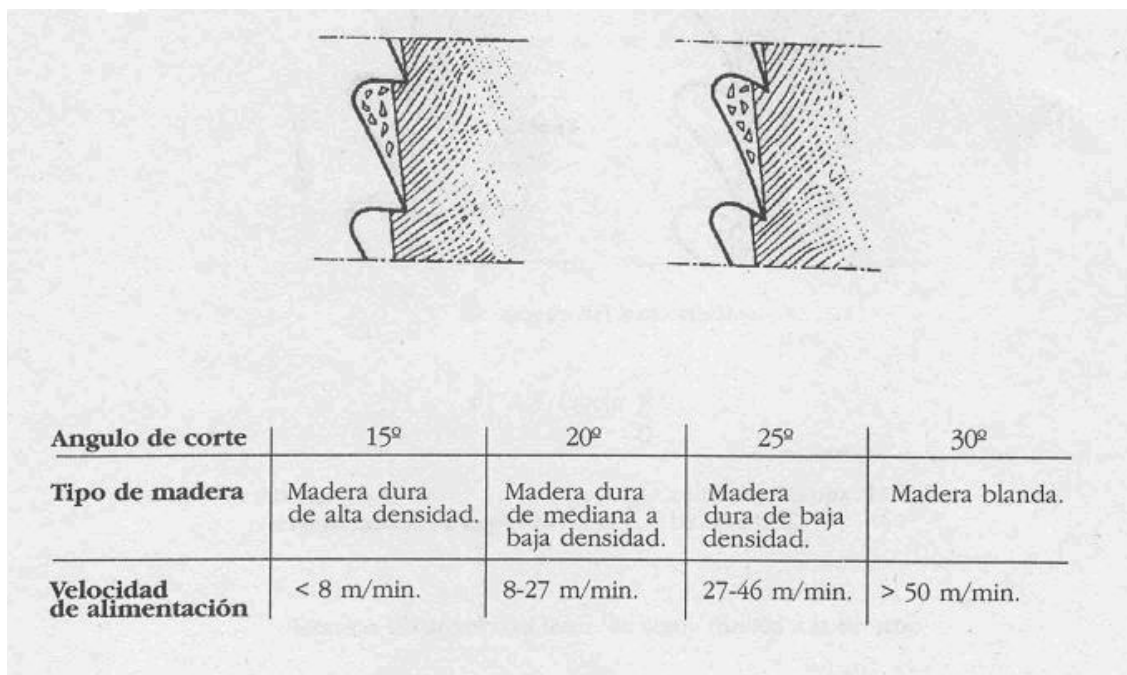
El tamaño del ángulo de corte está determinado por el tipo de madera y la velocidad de alimentación. La regla generalmente aceptada es que para maderas blandas se requiere un mayor ángulo de corte que para maderas duras. Por otro lado a menor ángulo de corte más lenta es la capacidad de corte de la máquina. En la práctica es imposible usar muchos diferentes ángulos de corte en un aserradero, por lo tanto es necesaria una elección promedio correcta.

El objeto del ángulo de corte es que los dientes se enganchen a sí mismos a la madera y que remuevan una determinada cantidad de material para que el tronco alimente a la sierra. Si el ángulo de corte es muy chico el tronco deberá ser forzado a través de la sierra para que ésta pueda cortar el material.



Esto puede causar mucha fricción lo que desgastará los dientes más rápidamente y los desfilará. Desviaciones laterales pueden ser otro efecto indeseado. La figura 12 muestra ángulos y velocidades de corte recomendados acorde a la dureza de la madera.

**Figura 12. Ángulos de corte y velocidades de alimentación recomendados acorde a la dureza de la madera**

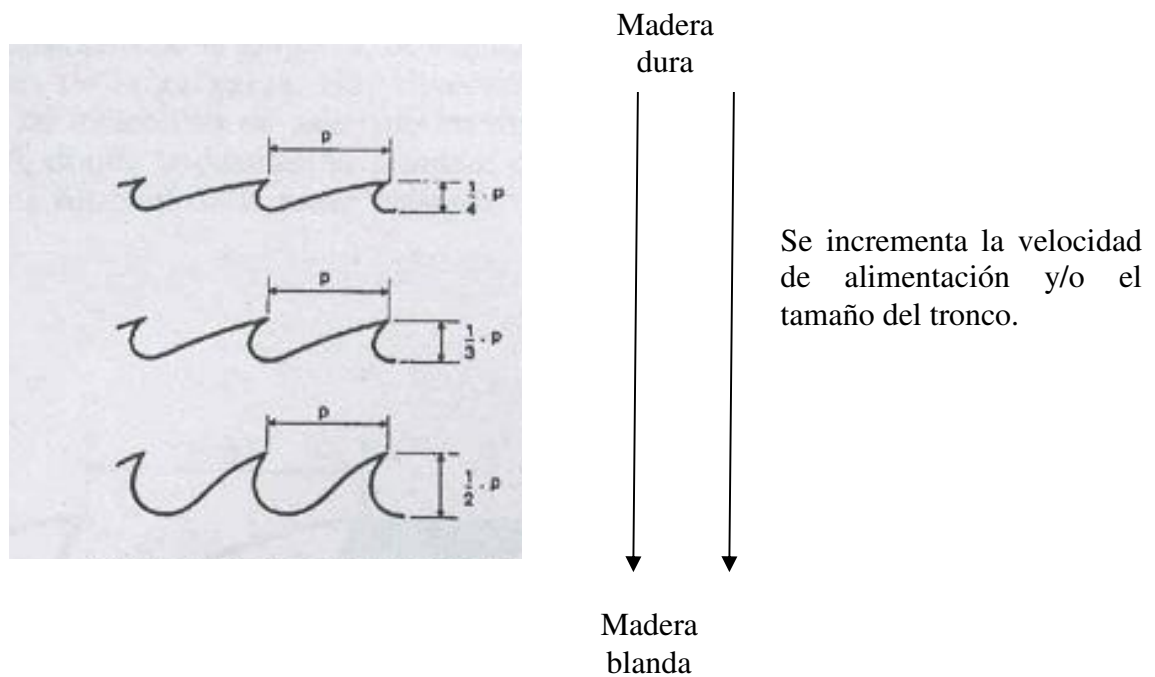


Fuente: Manual Técnico Precor

Para evitar que la parte posterior del diente friccioné la madera durante el corte debe haber un determinado ángulo del lomo. Este ángulo está dado por la velocidad de corte de la hoja y por la velocidad de alimentación. Desde este punto de vista este ángulo no debe ser menor a los 10°.

Con una alta velocidad de alimentación o con troncos de gran tamaño, la garganta debe cargar mayor cantidad de aserrín. Esto se puede lograr con una garganta más profunda o un paso más largo. Para mantener un diente bien proporcionado, la profundidad de la garganta se expresa en partes del paso como se ilustra en la figura 13.

**Figura13. Guía para el paso Vs. profundidad de la garganta**

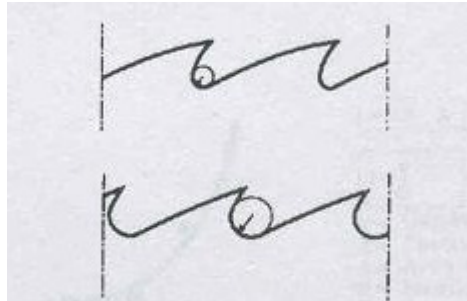


Fuente: Manual Técnico Precor

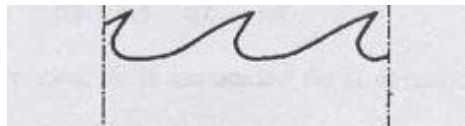
Un punto crítico en el diseño del diente es el fondo de la garganta donde el riesgo de sufrir grietas es mayor. Bajo condiciones normales esta parte es la que más esfuerzo realiza de toda la hoja.

El esfuerzo es mayor a medida que el radio de la garganta es menor. Se recomienda un fondo de la garganta redondeado y amplio para que el esfuerzo se distribuya sobre un área mayor (figura 14)

### Figura 14. Fondo de garganta



Un radio chico puede causar grietas en la garganta.



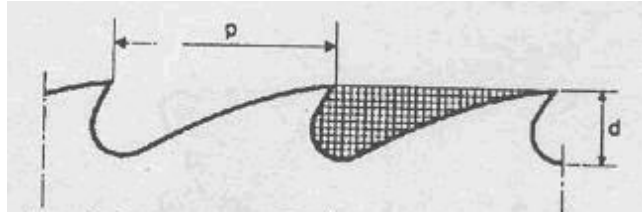
El desgaste se extiende a un área mayor.

Fuente: Manual Técnico Precor

El tamaño de la garganta está dado por el paso. El tamaño de la garganta controlará la altura máxima de corte, el tamaño del tronco y la velocidad de alimentación.

El área de la garganta es, aproximadamente, el paso por la profundidad dividido por el 1.75. De la experiencia se desprende que no se puede utilizar el total de la capacidad de la garganta. Se calcula que carga alrededor de un 50% a un 75% del área de la garganta. Esto se ilustra en la figura 15.

**Figura 15. Área de la garganta y capacidad de la garganta**



Área de la garganta.  $A = p \cdot d / 1.75$  milímetros cuadrados

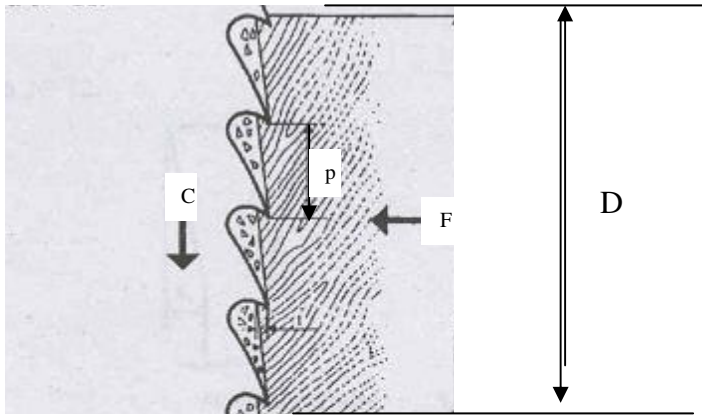
Capacidad de la garganta.  $V =$  de 0.5 a 0.75 veces  $A$

Fuente: Manual Técnico Precor

Para calcular la velocidad de alimentación es necesario usar unas fórmulas simples. La relación entre la mordida del diente, el paso, la velocidad de alimentación y de corte están dados en la figura 16. Cada diente removerá un determinado volumen de madera de acuerdo a la mordida por diente y a la altura de corte o el tamaño del tronco. Este volumen corresponderá a la capacidad de la garganta elegida. Una limitación cuando se determina la velocidad de alimentación, es que un mínimo de 3 dientes deben ser activos simultáneamente en el corte.

Esta limitación afecta directamente el máximo posible del paso del diente especialmente cuando troncos de menor tamaño se mezclan con los troncos que pasan a través de la máquina de aserrar.

**Figura 16. Velocidad de alimentación**



$$t = p * (F/C)$$

Volumen removido por cada diente

$$V = t * D$$

t = Mordida por diente.  
p = Paso.  
F = Velocidad de alimentación  
C = Velocidad de corte

D = Altura de corte (mm).  
(Tamaño del tronco)

Fuente: Manual Técnico Precor

## 2. DISEÑO CONCEPTUAL

### 2.1 Concepto de la máquina

Básicamente el concepto del diseño de una máquina reaserradora de alta producción se basa en la necesidad de disminuir los tiempos de proceso de la madera y por ende aumentar los márgenes de ganancia del aserradero.

Como el nombre lo indica, las máquinas reaserradoras son las encargadas de transformar madera previamente aserrada gruesa a dimensiones más pequeñas, o tablas, normalmente tablas pequeñas.

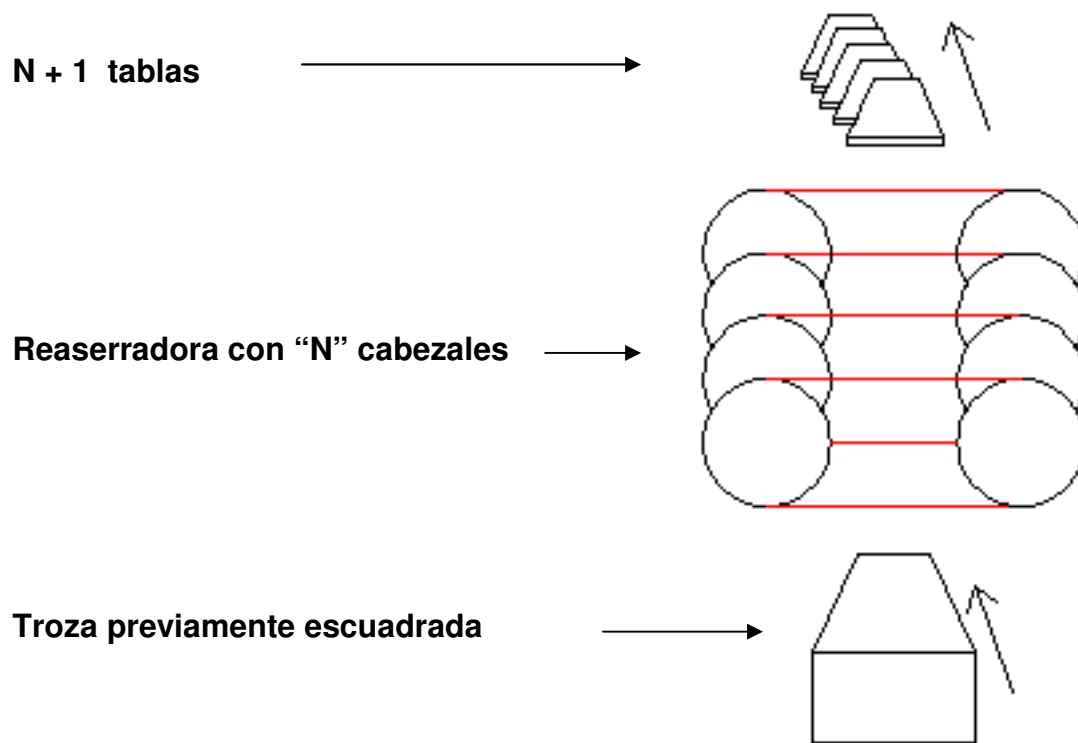
Generalmente en las reaserradoras normales o de una sola sierra (figura 17), la troza o la madera debe pasar por la sierra una vez menos que el número de segmentos o de tablas que deseamos obtener del madero original. Esto se consigue haciendo retroceder la madera y volviéndola a pasar por la sierra tantas veces como sea necesario. Esto genera que buena parte de el tiempo que está en funcionamiento la máquina, ésta no esté procesando madera.

**Figura 17. Reaserradora de una cabeza o cabezal**



Estos tiempos en que no se está procesando madera pueden ser dramáticamente reducidos si aumentamos el número de sierras por las que pasa la madera simultáneamente, ya que esto reduce o idealmente elimina los retrocesos de la madera para hacer los cortes subsecuentes (figura 18).

**Figura 18. Concepto simplificado de una máquina reaserradora de múltiples cabezas**



En el caso específico de este proyecto, la máquina a diseñar es una reaserradora de 4 cabezas o cabezales; cada cabezal es formado básicamente por dos volantes, su respectiva sierra, y, dos torres o columnas que soportan los ejes. Cada eje tiene en uno de los extremos un volante que gira sobre rodamientos, el otro extremo está unido por soldadura a las torres. Uno de los volantes es propulsado por un motor conectado a él por medio de fajas y poleas, el eje del otro volante cuenta con un mecanismo de corredera que le permite a este un leve movimiento en dirección transversal a su eje de giro, para poder darle la tensión necesaria a la sierra.

Cada cabezal cuenta con un sistema hidráulico de medidas para levantar cada una de las sierras a la altura deseada. Las cabezas están dispuestas una tras de otra con una diferencia de alturas entre cada una de ellas; siendo la primera sierra la que está a más altura y la que cortará la primera tabla, la segunda sierra esta a una distancia específica más abajo que la primera, y así sucesivamente.

Al hacer pasar la troza previamente escuadrada, a través de las sierras será cortada simultáneamente en varias partes o tablas. La variación de la altura entre las sierras es acorde al espesor deseado en cada tabla.

El sistema de alimentación es el que da la velocidad de avance de la madera. Debe contar con su propio motor. La velocidad se puede hacer variar, ya sea por un sistema de relaciones de diámetros como el usado en los tornos, o por medio de algún sistema hidráulico. En este caso se usarán relaciones entre poleas para tener un beneficio desde el punto de vista económico. La troza se hace pasar por las sierras por medio de un sistema de faja transportadora en la parte de abajo de la troza y rodillos que ejercen fuerza en la parte superior de la misma.



## **2.2 Parámetros de diseño**

### **2.2.1 Maderas a cortar y velocidad de avance**

El primero de los parámetros de diseño que afectan a este proyecto, son las propiedades de las maderas a cortar, ya que de estas depende la velocidad de avance de la madera al momento del corte.

La velocidad de avance de alimentación adecuada, más allá de las recomendaciones y/o fórmulas básicas, será aquella que permita obtener un producto con precisión en las medidas y buen acabado superficial sin originar daños a la cinta. Es decir se debe modificar la velocidad de avance en un rango de 10 a 30 metros por minuto; dependiendo del tipo de madera a cortar, esto normalmente es necesario hacerlo de una manera experimental, y/o basados en observaciones previas, lo que no compete al diseño sino a la operación responsable de la maquinaria y experiencia y perspicacia del operador.

### **2.2.2 Velocidad de corte**

La velocidad de corte (velocidad lineal de la sierra) se considera constante en cada equipo y generalmente varía entre 25 a 50 metros por segundo, variando de una máquina a otra. Esta depende de los factores de diseño, como de las sierras a utilizar y las revoluciones por minuto de los motores y sus relaciones de giro con los volantes.

### **2.2.3 Tamaño de las trozas a procesar**

Otro parámetro al que debe obedecer el diseño de la máquina, son las medidas de las trozas previamente escuadradas para las que estará capacitada la máquina.

Este proyecto está considerado para una troza escuadrada de dimensiones máximas de 356 mm de ancho por 356 mm de alto (14"X14"), y largo indefinido, pudiendo variar dentro de todos los tamaños menores a estas dimensiones, teniendo como frontera el corte mínimo para la que estará capacitada la máquina que será de 6 mm (1/4") de espesor.

#### **2.2.4 Sierras a utilizar**

Las sierras de cinta a utilizar pueden ser de cualquier marca en el mercado, que sea compatible con el ancho de los volantes, en ciertas marcas el largo de las sierras no es un inconveniente ya que son comercializados en rollos (figura 19), que deben ser soldadas para unir los dos extremos y así tener la sierra con forma de anillo al momento de la compra o al ponerla en uso, adecuándose de esta manera a cualquier largo necesario. Siendo los procesos de soldadura utilizados los siguientes:

- Soldadura de plata.
- Soldadura oxiacetilénica usando como material de aporte acero.
- Soldadura eléctrica, con al menos tres variaciones: TIG- (Tungsteno en gas inerte.) MIG- (Alambre de soldar en gas inerte.) MMA- (con electrodos comunes).

**Figura 19. Rollo de sierra de cinta**



Particularmente se tiene previsto el desarrollo de la máquina para utilizar sierras marca Wood-Maizer, por su alta calidad y respaldo. Esta marca de sierras, comercializa las mismas en largos establecidos, ya soldadas, lo que asegura una calidad notablemente superior. Específicamente se diseñara la máquina para utilizar sierras de 5207 mm. (205”).

Sierras de Wood-Mizer combinan dos técnicas metalúrgicas diferentes que resultan en una dureza y fuerza superior que no aparecen en otras sierras. Las Sierras de Wood-Mizer usan acero de alta calidad, y los dientes son templados por inducción.

El proceso de Wood-Mizer de soldadura de sierras no usa metales secundarios lo cual resulta en soldadura de alto rendimiento.

## **2.2.5 Materiales para los distintos componentes**

Dentro de los parámetros también es de suma importancia considerar los materiales a utilizar en la construcción de los elementos de la máquina.

### **2.2.5.1 Estructura**

Estructuralmente la máquina es sencilla y los pesos que debe soportar la estructura no son excesivos y no representan puntos críticos del diseño, por lo que ésta estará compuesta de elementos de uso común en la elaboración de estructuras metálicas, en este caso tubos cuadrados debido a la facilidad de obtención en el mercado. En la sección de diseño detallado de este documento, se fijarán los parámetros de resistencia mínimos con los que debe contar la estructura y se especificara el tipo y calibre de tubo a utilizar.

### **2.2.5.2 Volantes**

Específicamente para las dimensiones de troza que está pensada esta máquina; este rango de diámetros es más o menos de 760mm (30”) a 890 mm (35”), con un ancho de 51mm (2”); estos diámetros son necesarios para que la troza pase libremente mientras es cortada, y no tenga riesgo de topar con alguna parte estructural de la máquina. En el caso de este proyecto también es una limitante la marca de la sierra a utilizar, ya que son vendidas en tamaños establecidos, para asegurar la más alta calidad en la soldadura de la misma.

Una vez se conozca el diámetro de los volantes a utilizar se ajustan las otras dimensiones de la máquina a el tamaño de los volantes. Normalmente los volantes son de hierro fundido o acero, con rayos para reducir la resistencia al movimiento.

### **2.2.5.3 Ejes**

Los ejes son comercializados en una amplia gama de aceros, con distintos porcentajes de carbono y aleaciones. Eligiendo la aleación y tipo de acero adecuado acorde a los requerimientos y los diámetros que convenga utilizar.

Los cálculos de los esfuerzos y diámetros a utilizar, así como el acero del que estarán hechos los ejes se puntualizaran más adelante en la sección de diseño detallado.

#### **2.2.5.4 Poleas y banda para transmitir potencia del motor a los volantes**

La banda que transmitirá la potencia de cada uno de los motores a los volantes, será una banda en v, esto debido a su costo accesible y a su fácil adquisición en el mercado. Las poleas empleadas para este tipo de bandas son acanaladas.

### **2.3 Funciones que deberá realizar la máquina**

Como ya se mencionó una máquina reaserradora es la encargada de transformar madera aserrada o escuadrada a piezas más pequeñas o tablas, de ahí que las reaserradoras horizontales como es el caso de este proyecto también son conocidas como tableadoras.

La máquina a diseñar será capaz de hacer cuatro cortes al mismo tiempo con lo que se podrán conseguir 5 tablas de una troza escuadrada sin necesidad de retrocesos si las dimensiones lo permiten; o bien reduciendo al mínimo los retrocesos, si las tablas son delgadas y la troza es alta.

La máquina será capaz de alimentarse con la mínima intervención del personal, hacer cortes limpios, rápidos, y seguros para los operadores.

También se podrán aserrar trozas que necesiten menos cantidad de cortes, incluso solamente uno.

### **2.4 Funcionamiento de la máquina**

El funcionamiento de la máquina empieza con la marcha del alimentador, este es un mecanismo de banda, con rodos, de velocidad variable; sobre este se coloca la troza y es el responsable de introducirla en los cabezales para producir los cortes.

Encima de la troza se tienen 4 rodillos que presionan la troza hacia abajo con el objeto de que no se separen las partes cortadas al ir pasando por las sierras y de ayudar la troza a pasar por las mismas.

Un motor eléctrico de 1750 rpm instalado sobre cada uno de los cabezales hace girar el volante conectado a él por medio de fajas, el otro volante es arrastrado por la sierra. Esto hace que las sierras tengan un movimiento continuo y produzcan el corte cuando la troza pasa a través de cada una de ellas.

Se ajustan las medidas deseadas de las tablas a cortar, y se coloca la troza sobre el alimentador con la velocidad de avance adecuada acorde al tipo de madera que se va a cortar, la troza empezará a avanzar a través del primer cabezal, este cortará la primera tabla, siendo esta la de arriba.

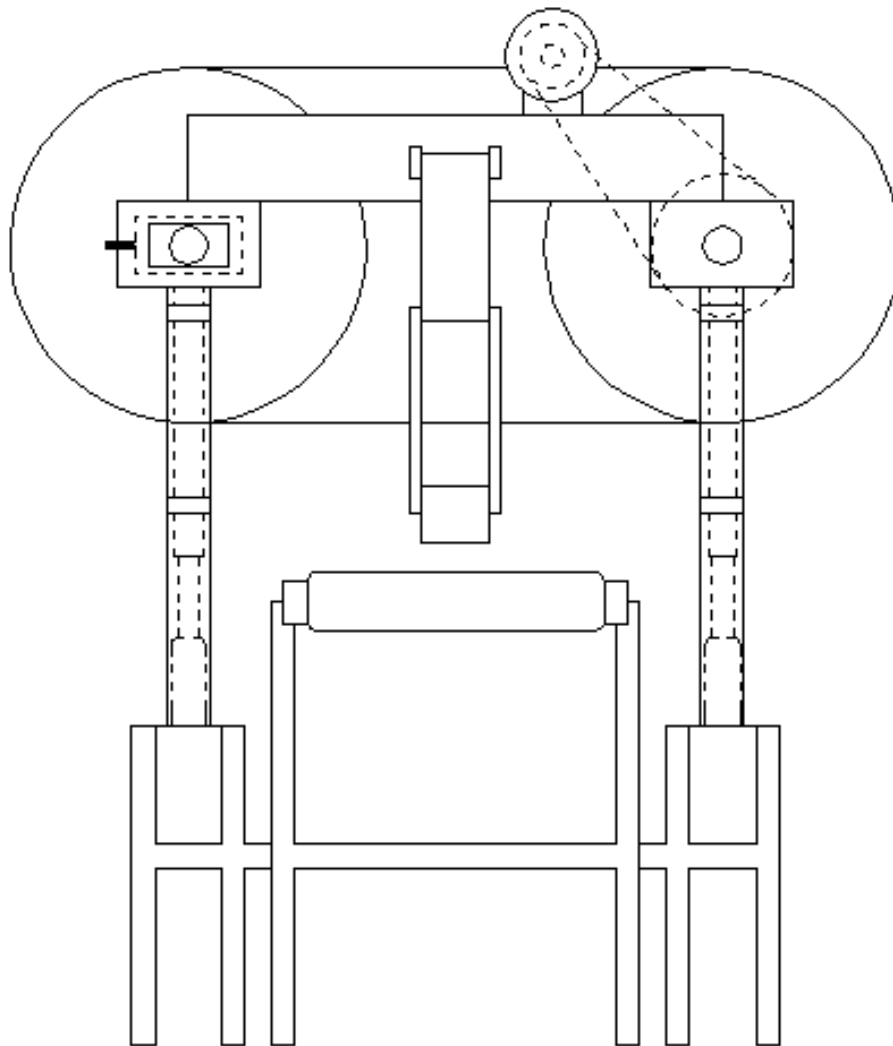
La segunda sierra empezará a atacar la madera después de un metro más o menos, esta producirá la segunda tabla contando desde arriba hacia abajo, así sucesivamente atacarán la tercera y la cuarta sierra.

Al final del proceso saldrán cinco tablas y un restante si las medidas deseadas no concuerdan con el tamaño de la troza escuadrada original, si hay restante se volverá a introducir, a los cabezales, para volver a ser cortado, con la variante que no será la primera sierra la que corte la primera tabla, sino la que este a la altura de el restante de madera.

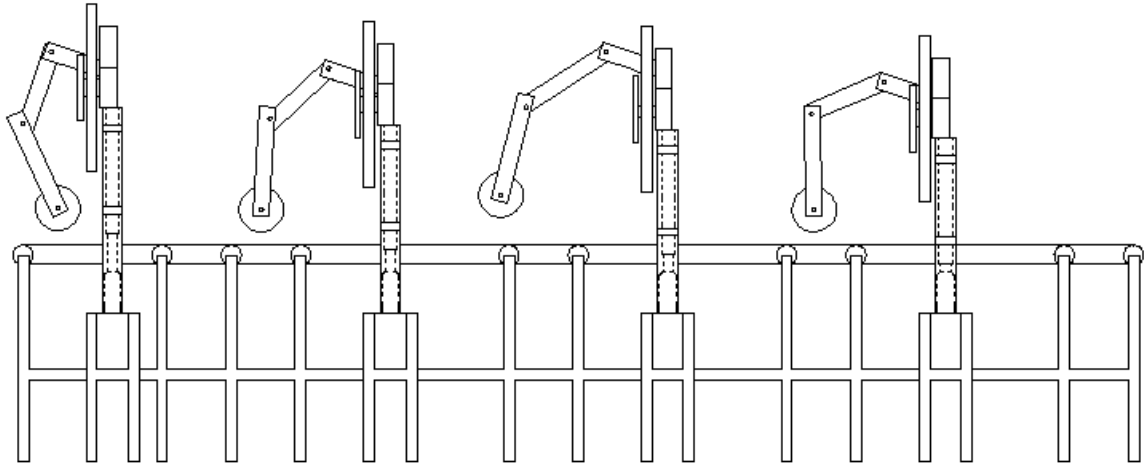
## **2.5 Croquis diseño conceptual**

A continuación en la figura 20 y 21 se presenta a groso modo, un esquema previo sin medidas de la máquina.

Figura 20. Croquis vista frontal



**Figura 21. Croquis vista lateral**







## **3. DISEÑO DETALLADO**

### **3.1 Volantes**

#### **3.1.1 Cálculo de diámetros y momento polar de inercia de los volantes**

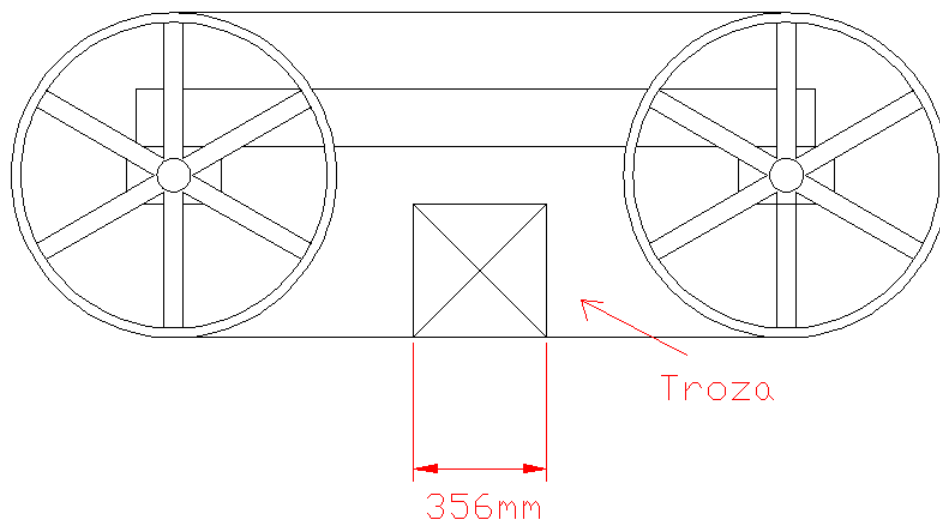
Los esfuerzos a los que estarán sometidos los volantes de la máquina prácticamente se deben a la fuerza centrífuga provocada al hacer girar los mismos, la revoluciones a las que estarán sometidos están muy por debajo de las necesarias para que pudiesen presentar algún tipo de esfuerzo de importancia, la fuerza que hará la sierra sobre ellos es prácticamente despreciable, por lo que no se profundizará en este aspecto, y se utilizara una configuración común, basada en la experiencia, siendo esta que el volante cuente con 6 rayos para reducir la resistencia al movimiento, las dimensiones de los volantes se especifican más adelante en esta misma sección.

Los diámetros de los volantes son una variable dependiente de las dimensiones máximas de la troza que se quiere aserrar, en este caso la máquina está proyectada para procesar un tamaño máximo de troza de 356 mm. X356 mm. (14"X14"), además la marca de las sierras a utilizar, comercializa sus sierras en largos predeterminados, siendo la sierra que se acomoda a nuestras necesidades, la de 5207mm (205") de longitud.

Se calcula el diámetro de los volantes en función del espacio adecuado entre volantes y debajo de ellos.

Como primer punto debe existir una distancia mayor a la altura máxima de troza, desde el centro de los volantes a la banda de alimentación, con la holgura necesaria para prever cualquier imprevisto o error en la medida de la troza, ya que por encima de los ejes, estarán unidas las dos torres mediante una viga, con objeto de unificar el sistema y formar cada cabezal, y también de contar con un lugar para la instalación de los motores. La figura 22 ejemplifica los parámetros a tomar en cuenta.

**Figura 22. Ejemplificación de parámetros previo al cálculo del diámetro de los volantes**



Sabemos que los volantes deben ser mayores a 356mm (14") de radio, además debe haber un espacio de seguridad adecuado. La viga que atravesará la torre estará un poco por encima del eje de los volantes, (depende del grueso de viga que se tendrá que utilizar para fijar los ejes, esto se definirá más adelante.). Esto resulta conveniente ya que se puede considerar como espacio de seguridad; tomando esto en cuenta, tomaremos como margen inferior 381mm (15") de radio en cada volante; (2.5 cm más que el tamaño máximo de troza). Los volantes no pueden ser mucho más grandes que esta medida, esto debido a que teniendo una sierra de medidas dadas, entre más grande sea cada volante la distancia entre centros desciende, lo que podría acercar demasiado los volantes entre si y dejar un espacio insuficiente para un funcionamiento adecuado. Además que un tamaño de volantes muy grande repercutiría directamente en la cantidad de potencia necesaria para propulsar la máquina. La longitud de sierra queda definida en función de los volantes y sus distancias como:

DC = distancia entre centros de los volantes

$$\textit{Longitud de la sierra} = \frac{1}{2}(\textit{circunferencia}) + \frac{1}{2}(\textit{circunferencia}) + 2DC$$

$$\textit{Longitud de la sierra} = 2\pi r + 2DC$$

La longitud de la sierra viene dada por el fabricante y es 5207mm (205"), sabiendo esto, la distancia entre centros en milímetros está definida como:

$$DC = \frac{5207 - 2\pi r}{2}$$

Ahora lo que nos interesa es la distancia entre los extremos de los volantes, esta se puede definir como la distancia entre centros menos el radio de cada volante; esto es:

$$\frac{5207-2\pi r}{2} - 2r = D. \text{ extremos volantes}$$

Necesitamos una distancia entre los volantes que nos permita operar de una forma segura, pero sin hacer la máquina excesivamente grande. Basados en esto estimamos la distancia entre centros, utilizando varios radios de volantes, partiendo del margen inferior 381mm (15"); hasta encontrar la combinación que satisfaga una distancia prudente entre los volantes pero sin tener volantes excesivamente grandes. Se procede de la siguiente manera:

- Radio 381mm (15"):

Distancia entre bordes de los volantes:

$$\frac{5207-2\pi(381)}{2} - 2(381) = 644.55 \text{ (Aprox. 25")}$$

- Radio 406mm (16"):

Distancia entre bordes de los volantes:

$$\frac{5207-2\pi(406)}{2} - 2(406) = 516.01 \text{ (Aprox. 20")}$$

- Radio 432mm (17"):

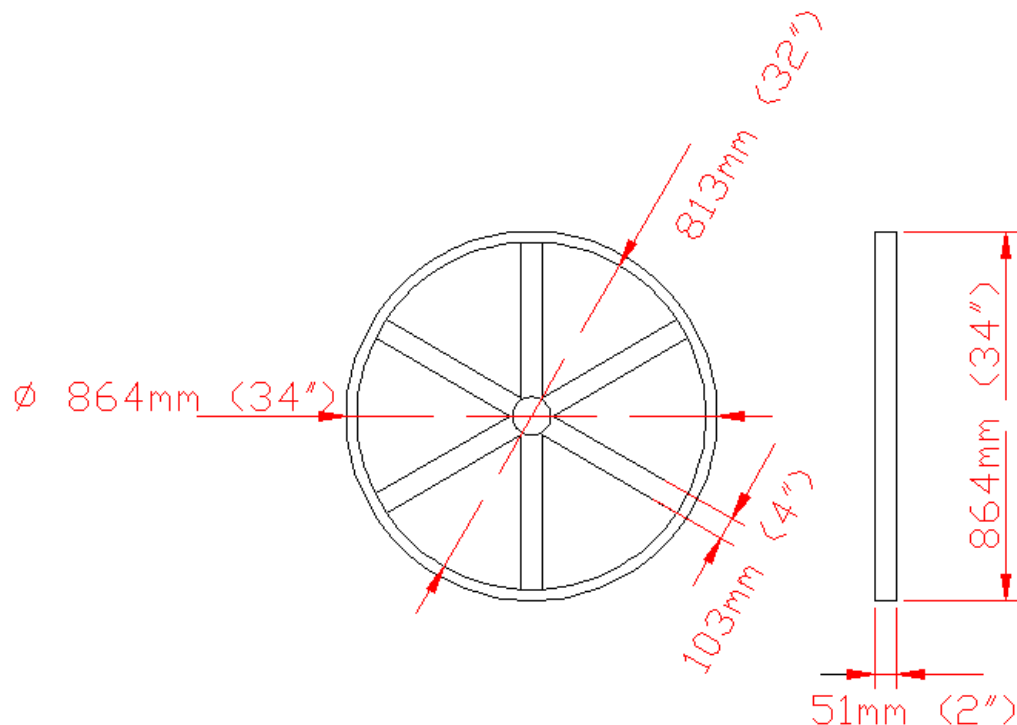
Distancia entre bordes de los volantes:

$$\frac{5207-2\pi(432)}{2} - 2(432) = 382.33 \text{ (Aprox. 15")}$$

La combinación de diámetro y distancia entre los volantes que resulta más satisfactoria es la de los volante des 432 mm (17") de radio y una distancia entre los volantes de 382mm (15").

Una vez definidos los diámetros de los volantes se debe calcular el momento polar de inercia de estos, ya que este tiene un efecto directo en la potencia requerida, sobre todo al iniciar el funcionamiento de la máquina, los rayos de los volantes, tienen 38mm (1.5") de espesor, 102mm (4") de ancho y 406mm de largo; el exterior del volante tiene un espesor de 51mm (2"), y un ancho de 51mm (2"), la geometría del mismo se ilustra en la figura 23. La única variante a la idealización usada, será el centro del volante ya que debe ser 4 pulgadas más ancho para albergar a los cojinetes, y en los volantes motores, debe tener un exceso en forma cilíndrica de más o menos 7 pulgadas en la parte posterior para acoplar la polea al volante, ya que los ejes serán fijos.

**Figura 23. Dimensiones volantes a utilizar**



Para calcular el momento polar de inercia de los volantes, podemos hacer ciertas simplificaciones o aproximaciones, dividiendo el volante en un anillo y 6 barras cuadradas, que son los rayos del volante, estos medidos desde el centro del volante hacia el borde interior del anillo mencionado; para así, poder usar las formulas de momento de inercia de elementos básicos, y después sumar los resultados. Esta aproximación es válida debido, a que de igual manera los cojinetes y ejes afectarán en cierta manera la inercia total de los volantes, además de variaciones en la homogeneidad de la masa de los mismos, por lo que prácticamente no es posible calcular el momento rotacional exacto por medio de fórmulas, por lo que esta aproximación es un muy buen acercamiento.

También es necesario calcular la masa de cada elemento por separado, tanto de las barras como del anillo exterior, entonces se prosigue de la siguiente manera:

Peso específico hierro fundido:

$$\gamma_{\text{hierro fundido}} = 70.6 \times 10^3 \frac{N}{m^3}$$

Al dividir lo anterior entre la gravedad, nos da la densidad del mismo.

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{70.6 \times 10^3 N / m^3}{9.8 m/s^2} = 7204.1 \frac{Kg}{m^3}$$

Para poder calcular la masa de los componentes del volante es necesario conocer el volumen de estos, ya que conocemos su densidad.

$$m = \rho \times v$$

El volumen del volante entero se puede expresar como:

$$\text{Volumen volante} = \text{Volumen anillo} + \text{Volumen rayos}$$

Y a su vez el volumen del anillo se expresa como:

$$\text{Volumen anillo} = \pi(R_{ext}^2 - r_{int}^2) \times ancho$$

Al sustituir las medidas del anillo en metros nos queda:

$$= \pi(0.432^2 - 0.4065^2) \times 0.0510$$

$$3.4258 \times 10^{-3} m^3$$

Calculamos la masa del anillo multiplicando el volumen por la densidad.

$$m_{anillo} = 7204 \frac{Kg}{m^3} \times 3.4258 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m^3} = 24.679 Kg$$



Ahora se calcula el volumen de cada uno de los rayos de los volantes.

$$\text{Volumen rayos} = (a \times b \times l)$$

Al sustituir los valores de las medidas en metros, queda el volumen de cada uno de los rayos como:

$$(0.1020 \times 0.0380 \times 0.4060) = 1.5737 \times 10^{-3} m^3$$

Entonces calculamos la masa a partir del volumen.

$$m_{rayos} = 7204 \frac{Kg}{m^3} \times 1.5737 \times 10^{-3} m^3 = 11.337 Kg$$

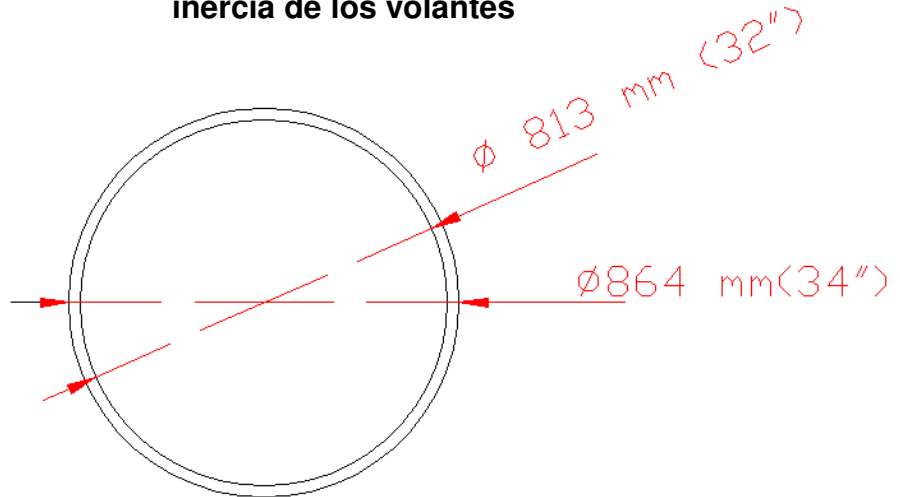
Ahora que ya se tiene la masa de cada uno de los rayos y la del anillo externo del volante, se puede calcular los momentos polares de inercia de cada objeto por separado.

El momento de inercia de un anillo alrededor de su centro queda definido como:

$$J_0 \text{ anillo} = \frac{1}{2} m (R^2 - r^2)$$

La geometría y dimensiones del anillo se ilustran en la Figura 24.

**Figura 24. Dimensiones de anillo para calcular momento polar de inercia de los volantes**



Sustituyendo las medidas del anillo en metros, se calcula el momento polar de inercia de este:

$$\frac{1}{2} (24.679) (0.432^2 - 0.4065^2) = 0.26384 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

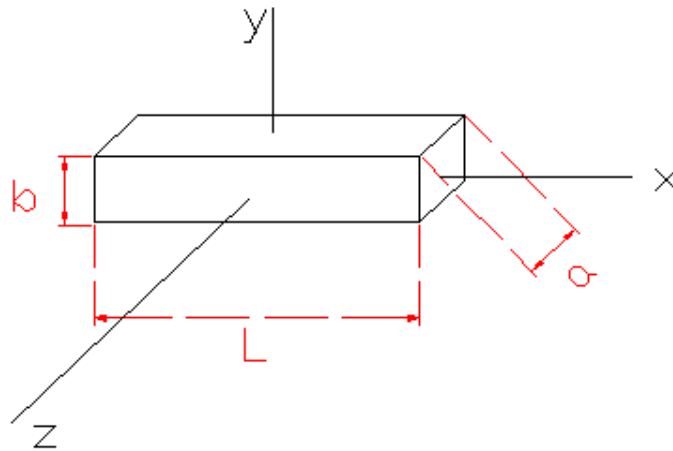
Ahora se calcula el momento polar de inercia de uno de los rayos y después se multiplicara por 6.

En la figura 25 se muestra el esquema de una barra general, dispuesta en tres dimensiones, la diferencia de este cálculo con el anterior es que las barras giraran en su base y no en su centro de gravedad, por lo que se usara el teorema de los ejes paralelos para calcular el momento deseado. El teorema de los ejes paralelos es:

$$J = J_y + mD^2$$

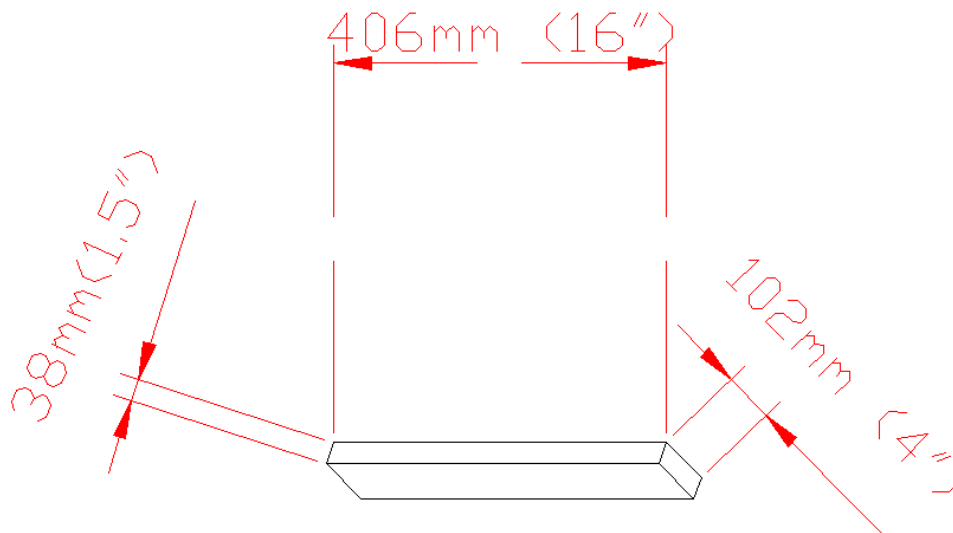
Donde D es la distancia desde el centro de gravedad del solido hasta el eje de giro, es decir que en este caso D es la mitad del largo de la barra.

**Figura 25. Geometría de una barra cuadrada general**



La geometría de cada uno de los rayos se muestra en la figura 26.

**Figura 26. Geometría de los rayos del volante**



El momento de inercia rotacional de una barra cuadrada alrededor de su eje central, queda definido como:

$$J_y \text{ barra cuadrada} = \frac{1}{12}m(a^2 + L^2)$$

Al sustituir las medidas en metros de los rayos el momento polar de inercia queda como:

$$\frac{1}{12}(11.337)(0.1020^2 + 0.4060^2) = 0.16556 \text{Kg} - m^2$$

Este resultado es el momento polar de inercia alrededor del centro de gravedad del sólido, como se menciono previamente para calcular el momento alrededor de la base, se debe usar el teorema de los ejes paralelos, de tal manera el momento queda como:

$$0.16556 + mD^2$$

$$0.16556 + 11.337 \times \left(\frac{0.4060}{2}\right)^2 = 0.63275 \text{Kg} - m^2$$

El momento polar de inercia total del volante se obtiene al multiplicar por 6 el momento de un rayo y a esto sumarle el momento del anillo, de esta manera nos queda:

$$\text{Momento Total} = 6(0.63275) + 0.26384 = 4.0603 \text{Kg} - m^2$$

## 3.2 Poleas y motores

### 3.2.1 Motores

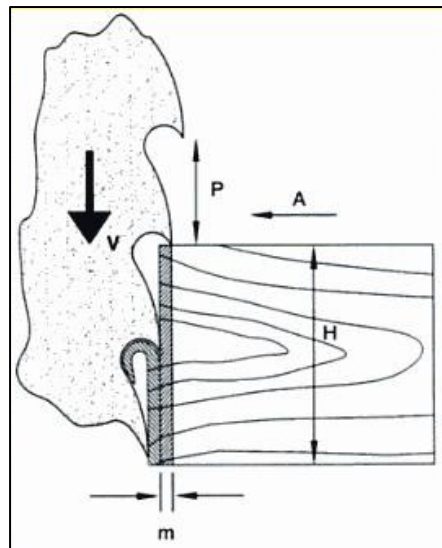
La potencia de la máquina vendrá dada por un motor eléctrico de 1750 rpm para cada cabezal, la potencia necesaria para cortar madera con sierra de cinta viene dada en caballos de vapor, por la fórmula siguiente:

$$P = 8,8 \frac{g' \text{ (cm)} \cdot H \text{ (cm)} \cdot m \text{ (cm)} \cdot v \text{ (m/s)}}{p \text{ (cm)}}$$

Fuente: Fuente: Tecnología de la madera, de los autores: Santiago Vignote Peña, Isaac Martínez Rojas, página 353.

El esquema de las variables se presenta en la figura 27.

**Figura 27. Esquema de las variables de la fórmula para calcular potencia necesaria para la sierra de cinta**



Fuente: Tecnología de la madera, de los autores: Santiago Vignote Peña, Isaac Martínez Rojas, página 353.

Donde  $g'$  es el grueso de la sierra,  $H$  es la altura, o en el caso de sierras horizontales el ancho de la madera a cortar,  $m$  es la mordida de la sierra,  $V$  es la velocidad de corte,  $P$  es el paso, y  $A$  representa la velocidad de alimentación.

La mordida  $m$  viene dada como:

$$m = \frac{P \times V_{avance}}{V_{corte}}$$

Entonces debemos calcular la potencia máxima que se pudiera requerir, esto es con el espesor máximo de sierra que se pudiera contar, así mismo la velocidad de avance máxima, ya que entonces la mordida tendrá su valor más alto, y el ancho de troza “ $H$ ” máximo para el que estará diseñada la máquina. La velocidad de corte es constante, como el paso de las sierras.

A continuación se listan los perfiles de los dientes de sierras (Tabla I) y las dimensiones de las sierras Wood -Mizer, en sus diferentes clases.

**Tabla I. Perfiles de los dientes de sierras**

4°/32°	Sierra destinada al corte de los tipos de madera muy dura y congelada (acacia, haya, roble, carpe, fresno); trabaja perfectamente en las máquinas industriales durante el período de invierno.
9°/29°	Sierra destinada al corte de los tipos de madera muy dura, congelada, y de gran densidad (acacia, roble, carpe, fresno).
10°/30°	Sierra universal, destinada al corte de los tipos de madera suave, de media dureza y dura (abedul, haya, arce, tilo, pino, álamo).
13°/29°	Sierra destinada al corte de los tipos de madera suave con una estructura variable (abeto, picea).

Fuente: <http://www.woodmizer.es>

- **Tipos de hojas Professional:** Para la producción de esta hoja se usa un material homogéneo gracias al cual la hoja es flexible y resistente.

**Tabla II. Tipos de hojas Professional**

Tipo de hoja	Ángulo de ataque del diente	Espesor / Anchura (mm)
B275NH	10/30	1,07 x 32
B375NH	10/30	1,14 x 32
B376NH	10/30	1,14 x 38

Fuente: <http://www.woodmizer.es>

- **Tipos de las hojas DoubleHard:** Misma materia prima usada para la hoja Professional . El tiempo de uso de la hoja DoubleHard en los períodos entre las afiladas sucesivas es mayor que en el caso de las hojas Professional.

**Tabla III. Tipos de las hojas DoubleHard**

Tipo de hoja	Ángulo de ataque del diente	Espesor / Anchura (mm)
B275IH	10/30	1,07 x 32
B375IH	10/30	1,14 x 32
B375IH	9/29	1,14 x 32
B376IH	13/29	1,14 x 38
B376IH	10/30	1,14 x 38
B376IH	4/32	1,14 x 38
B475IH	10/30	1,40 x 32
B476IH	13/29	1,40 x 38
B476IH	10/30	1,40 x 38
B476IH	4/32	1,40 x 38
B576IH	13/29	1,27 x 38
B576IH	10/30	1,27 x 38

Fuente: <http://www.woodmizer.es>

- **Tipos de hojas SilverTip:** La hoja más barata en la oferta de la empresa Wood-Mizer.

**Tabla IV. Tipos de hojas SilverTip**

Tipo de hoja	Ángulo de ataque del diente	Espesor / Anchura (mm)
B275IH74	10/30	1,07 x 32
B376IH74	10/30	1,14 x 38
B376IH74	4/32	1,14 x 38
B476IH74	10/30	1,40 x 38
B477IH74	13/29	1,40 x 45
B477IH74	10/30	1,40 x 45

Fuente: <http://www.woodmizer.es>

Como podemos observar en las tablas anteriores, el espesor máximo independientemente del tipo de sierra es de 1.40mm, entonces la potencia máxima deberá ser calculada con este valor de “g’ ”.

Al sustituir este valor en cm. nos queda:

$$\text{Pot (CV)} = 8.8 \left( \frac{0.14 \text{ cm} \times H(\text{cm}) \times m(\text{cm}) \times v(\text{m/s})}{p(\text{cm})} \right)$$

EL ancho máximo de troza para el que está proyectada la máquina es de 356 mm, al sustituir este valor “H” nos queda:

$$\text{Pot (CV)} = 8.8 \left( \frac{0.14 \text{ cm} \times 35.6 \text{ cm} \times m(\text{cm}) \times v(\text{m/s})}{p(\text{cm})} \right)$$



La velocidad de corte de la máquina es constante y tiene un valor de 35 m/s, al sustituir “V” queda:

$$\text{Pot (CV)} = 8.8 \left( \frac{0.14 \text{ cm} \times 35.6 \text{ cm} \times m(\text{cm}) \times 35 \text{ m/s}}{p(\text{cm})} \right)$$

El paso en las sierras Wood-Mizer es de 22 mm, sustituyendo este valor en centímetros nos queda la expresión:

$$\text{Pot (CV)} = 8.8 \left( \frac{0.14 \text{ cm} \times 35.6 \text{ cm} \times m(\text{cm}) \times 35 \text{ m/s}}{2.2 \text{ cm}} \right)$$

La única variable que nos queda es la mordida (m), como notamos anteriormente, está expresada en función de la velocidad de avance, la velocidad de corte y el paso de la sierra. La velocidad de corte y el paso son constantes, entonces la mordida máxima y por ende la potencia máxima, al ser ésta directamente proporcional a la mordida, como notamos en la formula de potencia, se manifestará al ser la velocidad de avance también máxima.

Entonces, tenemos que al sustituir la velocidad de avance máxima (30m/min) en m/s, sustituir la velocidad de corte también en m/s y sustituir el paso en cm. nos queda la mordida máxima.

$$m = \frac{2.2 \text{ cm} \times 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{35 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$m = 3.1429 \times 10^{-2} \text{ cm}$$

Con la mordida máxima calculada también podemos calcular la potencia máxima requerida:

$$\text{Pot (CV)} = 8.8 \left( \frac{0.14 \text{cm} \times 35.6 \text{cm} \times 3.1429 \times 10^{-2} \text{cm} \times 35 \text{m/s}}{2.2 \text{cm}} \right)$$

$$\text{Pot (CV)} = 21.930 \text{ CV}$$

$$21.930 \text{ CV} \times \frac{1 \text{hp}}{1.0138 \text{ CV}} = 21.631 \text{ Hp}$$

Esta ecuación ya tiene inscritos factores de servicio, independientemente de esto, aplicamos un factor de servicio de 1.15 por la polea que transmitirá la potencia, de esta manera nos da un resultado de 24.87 HP., entonces:

$$\text{Pot} = 25 \text{ HP}$$

En la sección anterior se encontró que el momento polar de inercia de los volantes es:

$$\text{Momento Total} = 4.0603 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

Si suponemos que la máquina alcanzara su velocidad de uso a los 10 segundos del arranque, podemos calcular una aceleración angular de la siguiente manera:

Sabemos que:  $w = w_0 + \alpha t$  entonces  $\frac{w - w_0}{t} = \alpha$

La velocidad angular del volante es

$$W_{\text{volante}} = \frac{35\text{m/seg}}{0.4318\text{mts}} = 81.056 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

así nos queda:

$$\alpha = \frac{81.056 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} - 0}{10\text{seg}} = 8.1056 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

El par de torsión necesario para llevar los volantes de una velocidad angular inicial a una final, es la multiplicación del momento polar de inercia por la aceleración angular.

$$T = J_0 \times \alpha$$

Ya que estimamos una aceleración angular, podemos calcular que torque se necesita para llevar los dos volantes del reposo a la velocidad de trabajo.

$$T = 2(4.0603\text{Kg} - \text{m}^2) \times 8.1056 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 65.822\text{N} - \text{m}$$

Ahora calculamos el torque que es capaz de dar el motor. La potencia está definida como el trabajo que se puede realizar en cierta cantidad de tiempo, a su vez el trabajo es una fuerza aplicada a lo largo de una distancia, entonces la potencia se define como una fuerza multiplicada por la velocidad con que se aplica, esto se expresa a continuación:

$$W = FD$$

$$v = \frac{D}{t}$$

$$Pot = Fv$$

$$Pot = \frac{FD}{t}$$

La velocidad lineal expresada en velocidad angular, es igual a la velocidad angular por el radio de giro, y el torque se define como fuerza por distancia, entonces, la potencia se puede definir en función del torque y la velocidad angular como se expresa a continuación:

$$v = \omega r$$

$$Pot = F\omega r$$

$$T = Fr$$

$$Pot = T\omega$$

Entonces si tenemos un motor de 25 HP, para encontrar el torque necesitamos dividir la potencia entre la velocidad angular:

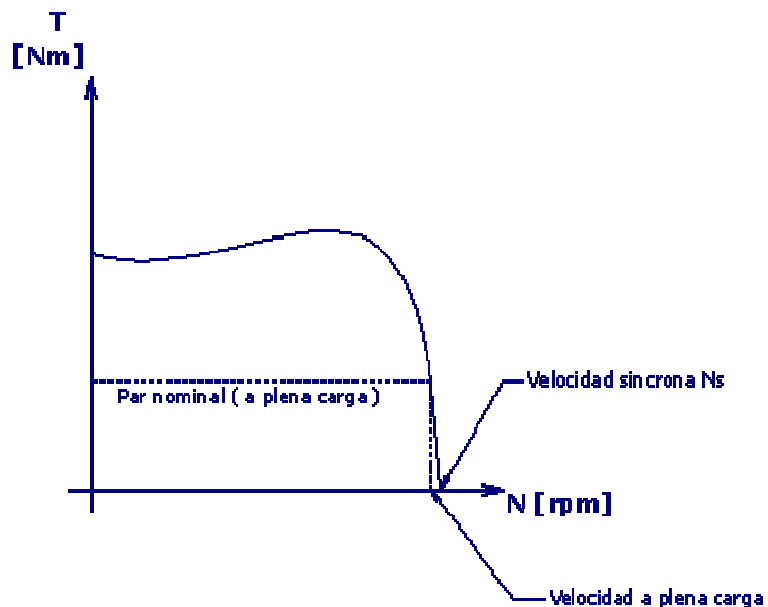
$$25Hp = 18625watts$$

$$1750rpm = 183.25 \frac{rad}{seg}$$

$$T_{motor} = \frac{Pot(watts)}{\omega(rad/seg)} = \frac{18625watts}{183.25 \frac{rad}{seg}} = 101.64N - m$$

Debemos recordar que esta torsión es la que el motor genera durante la operación estable, la mayoría de los motores eléctricos tiene una curva característica de operación similar a la que se muestra en la figura 28, con un par máximo muy superior (200-300%) al par nominal (par a plena carga), por lo que normalmente no es necesario aplicar un factor de servicio para el motor.

**Figura 28. Curva característica para un motor eléctrico**



Fuente: [http://www.techniforum.com/central\\_transmeca\\_02.htm](http://www.techniforum.com/central_transmeca_02.htm)

De esta manera podemos concluir que un motor de 25 HP está capacitado para vencer la inercia de arranque de la máquina sin ninguna dificultad, teniendo un rango bastante grande, por cualquier posible variación en las inercias debido a los ejes, o a los cojinetes, y/o factores imprevistos además cumple satisfactoriamente con la potencia de servicio límite, que vale mencionar que raramente se podría necesitar.

### **3.2.2 Poleas**

Para calcular los diámetros de las poleas el factor determinante es la velocidad lineal de la sierra, basados en la experiencia y rangos expuestos anteriormente, se concluye, que en función que la sierra opere tanto con efectividad como con seguridad, la velocidad lineal adecuada de esta, es 35 metros por segundo (7000 pies por minuto).

El motor que se propone utilizar será de 1750 RPM, independientemente de la potencia del mismo.

Los cálculos de los diámetros se detallan a continuación:

#### **A) Polea del motor:**

El tipo de banda a utilizar es bandas en V. Los fabricantes estandarizaron las dimensiones de la sección transversal de las bandas en V, y designaron cada sección con una letra del alfabeto para los tamaños en pulgadas. Las dimensiones, diámetros mínimos de la polea y el intervalo de potencias de cada una de las secciones designadas con letra se listan en la tabla V. Por esta razón se calcularán en pulgadas las dimensiones de las poleas con su respectiva equivalencia en metros o centímetros.

**Tabla V. Secciones de bandas en “V” estándar**

Sección de la banda	Ancho $a$ , pulg	Espesor $b$ , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 879

Se realizaron cálculos para bandas tipo “B” con poleas de 6 y 13 pulgadas de diámetro, resultando en una cantidad de bandas excesiva, también se analizó para una banda tipo C de 11 pulgadas de diámetro en la polea menor, pero sobrepasa el límite de velocidad lineal que debe tener una banda (más de 1000 y menor de 5000 pies por minuto), entonces se concluye que:

La banda que cumple con los requerimientos de potencia de una mejor manera, es la banda con sección “C”, o tipo “C” como se conocen comúnmente, el diámetro de la polea debe ser mayor o igual a 9 pulgadas (229mm), como se aprecia en la tabla V, también debe ser lo más pequeña posible para que la reducción de velocidad del motor al volante sea maximizada. Pero como se mencionó, una polea de 11 pulgadas rebaso la velocidad lineal segura para operar. Basados en esto, se elije una polea de 10 pulgadas (254mm) de diámetro, para exceder un poco el diámetro mínimo recomendado a utilizar con este tipo de banda.

B) Polea del volante:

La polea del volante se calcula de la siguiente manera:

Tenemos la velocidad angular del motor.

$$\text{RPM motor} = 1750 ; \quad 1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 183.26 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

**Diámetro de la polea del motor** = 10 Pulg.  $\cong$  0.254 Mts.

**Radio de la polea del motor** =  $D/2 \cong$  0.127Mts.

La velocidad angular se relaciona con la velocidad lineal o tangencial mediante:

$$V = W \times R$$

Entonces la velocidad lineal de la polea del motor será:

$$V_{\text{polea motor}} = 183.26 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 0.127 \text{ Mts.} \cong 23.274 \frac{\text{mts}}{\text{seg}}$$

**Diámetro del volante** = 34 Pulg.  $\cong$  0.8636 Mts.

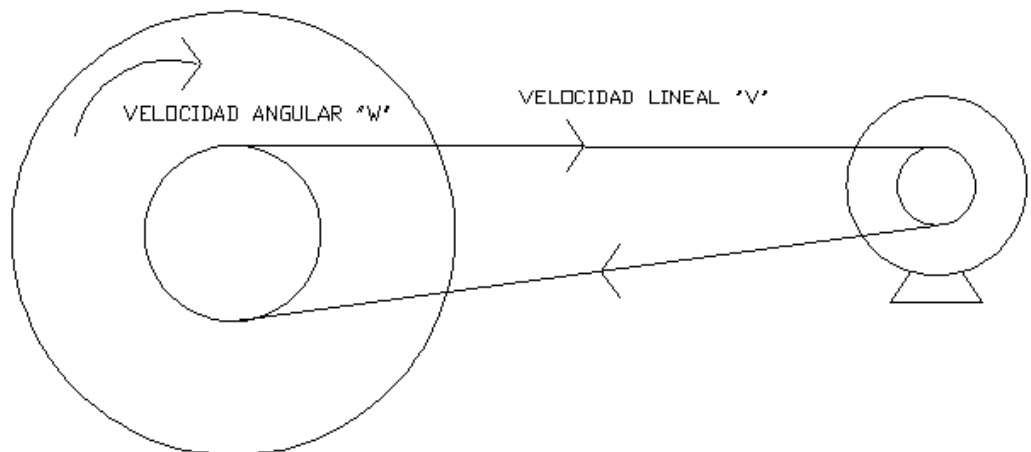
**Radio del volante** =  $D/2 \cong$  0.4318 Mts.

### Velocidad angular de los volantes:

La velocidad lineal que necesita la sierra se definió como 35 m/s (7000 pies/minuto), entonces la velocidad angular que deben tener los volantes se calcula como:

$$W = \frac{V}{R} ; \quad W_{volante} = \frac{35m/seg}{0.4318mts} = 81.056 \frac{rad}{seg}$$

Figura 29. Velocidades angular y lineal de las poleas





Sabemos que la velocidad angular del volante es la misma que la velocidad angular de la polea del volante, también sabemos que la velocidad lineal de la polea del volante es la misma que la velocidad lineal de la polea del motor, como se ilustra en la figura 29. Entonces calculamos el diámetro de la polea del volante igualando las velocidades lineales de las dos poleas.

$$W_{\text{volante}} = W_{\text{polea volante}} \rightarrow \cong 81.056 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$V_{\text{polea volante}} = V_{\text{polea motor}} \rightarrow \cong 23.274 \frac{\text{mts}}{\text{seg}}$$

$$(W \times R)_{\text{polea volante}} = 23.274 \frac{\text{mts}}{\text{seg}}$$

$$R_{\text{polea volante}} = \frac{23.274}{81.056} \cong 0.2871 \text{ mts} \cong 11.30 \text{ pulg.}$$

$$D = 2 R \rightarrow D_{\text{polea volante}} = 11.30 \times 2 = 22.6 \text{ pulg}$$

De esta manera encontramos que el diámetro que necesitamos en la polea del volante es de 22.5 pulgadas o aproximadamente 572mm.

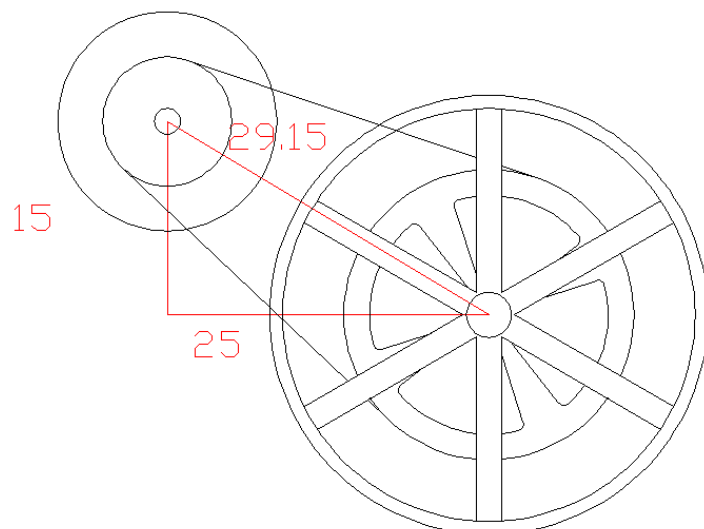
### 3.2.2.1 Análisis de la transmisión

Tenemos definida la potencia de cada motor, siendo esta de 25 HP, y 1750 rpm. También tenemos definidos los diámetros de las poleas de la transmisión, siendo el de la polea menor de 10 pulgadas y el de la polea mayor 22.5 pulgadas. Además que se propone utilizar una banda tipo C. Se determinará entonces el número de bandas y la vida de de estas. Los cálculos se efectuarán en el Sistema Ingles, y se colocara su equivalencia en el Sistema Internacional entre paréntesis, ya que como se mencionó antes, para este tipo de dispositivos, la mayoría de datos y formulas están en este sistema.

Una distancia entre centros de las poleas prudente para la banda se estima alrededor de 30" (762 mm), este cálculo se hace en base a que el centro del motor estará aproximadamente a 15" (381mm), sobre el centro de los volantes, y la mitad de la distancia de centros de los volantes, que es más o menos donde estará situado el motor, es 25" (635mm), entonces la distancia entre centros de las poleas es la hipotenusa de un triangulo rectángulo, como se muestra en la figura 30.

$$\sqrt{15^2 + 25^2} = 29.155 \approx 30" (762mm)$$

**Figura 30. Estimación de distancia entre centros de las poleas**



Este valor es un valor adecuado, porque en general para bandas en v, la distancia entre centros no deberá ser mayor que 3 veces, ni menor que 1 vez el diámetro de la polea mayor. Ya que grandes distancias aumentan las vibraciones en el lado flojo de la banda y reducen la vida de esta.

$$22.5" < 30" < 67.5"$$

La velocidad periférica de la banda se encontró en la sección anterior y es:

$$V = 23.274 \frac{mts}{seg} \times \frac{3.28pies}{1mt} \times \frac{60seg}{1min} = 4580.32 \frac{pies}{min}$$

La longitud de paso de la banda es la longitud en la que se basan los cálculos de las mismas, se calculan sumándole una constante a las circunferencias interiores. Las circunferencias interiores de bandas en V estándar se muestran en la tabla VI.

**Tabla VI. Circunferencias interiores de bandas en V estándar**

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 879.

La longitud de paso es:  $L_p = L + L_{conversion}$

Las dimensiones de conversión de longitud se muestran en la tabla VII.

**Tabla VII. Dimensiones de conversión de longitud**

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 879.

La longitud de paso “ $L_p$ ” como la distancia entre centros “C,” se determinan mediante:

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

$$C = 0.25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D-d) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D-d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Entonces valuamos nuestra distancia entre centros estimada, para sacar el largo de paso, esto queda:

$$L_p = 2(30) + \frac{\pi(22.5+10)}{2} + \frac{(22.5-10)^2}{4(30)} = 112.35" (2854mm)$$

A partir de la tabla VII se encuentra que para una banda de sección "C", la dimensión de conversión de longitud es 2.9. Entonces podemos calcular una circunferencia interior a partir de:

$$L = L_p - L_{conversion}$$

$$L = 112.35 - 2.9 = 109.45" (2780mm)$$

Basados en este resultado y la tabla VI, vemos que la circunferencia estándar que más se acerca a nuestro largo estimado es 112 pulgadas (2845mm), podemos entonces especificar una circunferencia estándar para nuestras bandas, siendo esta de 112" (2845mm). De esta manera utilizaremos bandas C112.

Ahora que tenemos una circunferencia estándar, podemos calcular el largo de paso de la misma:

$$L_p = 112 + 2.9 = 114.9" (2918mm)$$

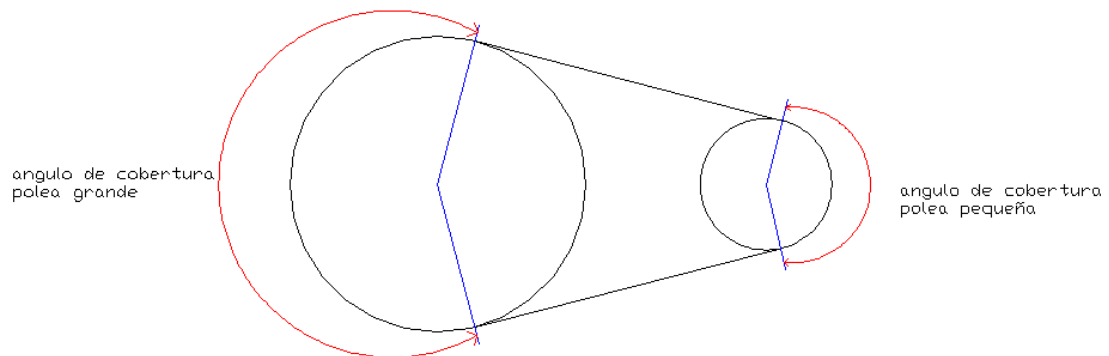
La distancia entre centros exacta queda dada por:

$$C = 0.25 \left( \left( 114.9 - \frac{\pi}{2}(22.5 + 10) \right) + \sqrt{\left[ 114.9 - \frac{\pi}{2}(22.5 + 10) \right]^2 - 2(22.5 - 10)^2} \right)$$

$$C = 0.25(63.849 + 61.353) = 31.301" (795mm)$$

El ángulo de contacto es el ángulo que hay entre los dos puntos donde hace contacto la banda en cada polea como se ilustra en la figura 31.

**Figura 31. Ángulos de contacto de las poleas**



Este ángulo está definido como:

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Entonces:

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{22.5 - 10}{2(31.301)} = 2.7395 \text{ rad}$$

Phi es el ángulo de cobertura que es igual al ángulo de contacto de la polea motora.

Ahora que tenemos este ángulo en radianes, debemos calcular:

$$e^{(f\phi)}$$

Donde f es el coeficiente de fricción (adimensional). Esto se usará más adelante en otros cálculos. El coeficiente de fricción propuesto por la Gates Rubber Company efectivo para ranuras es 0.5123.

Así:

$$e^{(0.5123 \times 2.7395)} = 4.0692$$

Ahora debemos encontrar una potencia nominal en la tabla VIII de acuerdo al tipo de sección de banda, estas potencias tabuladas son obtenidas en ensayo de laboratorio, por lo que se debe aplicar ciertos factores de corrección.

**Tabla VIII. Potencias nominales de bandas V estándar**

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 881.



Para corregir los datos para los distintos tipos de condición la potencia se ajusta de la siguiente manera:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

$K_1$  = factor de corrección del ángulo de cobertura, tabla IX

$K_2$  = factor de corrección longitud de banda, tabla X

$H_a$  = potencia permitida

Donde  $H_a$  esta en HP, y  $K_1$  y  $K_2$  son constantes

Debemos interpolar en los valores de velocidad de la tabla 8 para obtener la potencia tabulada que deseamos, esto es para una velocidad de banda de 4580 pies/min y 10 pulgadas de diámetro, entonces se procede de la siguiente manera:

4000-----	9.06
4580-----	x
5000-----	8.89

$$\frac{x-9.06}{4580-4000} = \frac{8.89-9.06}{5000-4000}, x = 8.96$$

En la tabla IX y X se listan los factores de corrección de ángulo de contacto y de longitud respectivamente.

**Tabla IX. Corrección ángulo de contacto**

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , grados	VV	$K_1$ Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 882.

**Tabla X. Factores de corrección de longitud**

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 882.

El ángulo de cobertura en grados es igual a:

$$2.8938 \text{ rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} = 165.80^\circ$$

De la tabla IX obtenemos los datos sin interpolar ya que los valores varían muy levemente, entonces se aproxima:

$$K_1 = 0.94$$

De la tabla X obtenemos:

$$K_2 = 0.95$$

Así:

$$H_a = 0.94 \times 0.95 \times 8.96 = 8.0013 \text{ HP}$$

Ahora necesitamos calcular una potencia de diseño basada en la potencia de nuestro motor mediante:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

$$H_d = \text{potencia de diseño}$$

$$K_s = \text{factor de servicio, de la tabla 11}$$

$$H_{nom} = \text{potencia nominal}$$

$$n_d = \text{factor de diseño}$$

Los factores de servicio se listan en la tabla XI.

**Tabla XI. Factores de servicio**

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, 882.

De la tabla XI se tiene el factor de servicio para impacto ligero = 1.2

Entonces: 
$$H_d = 25 \times 1.2 \times 1 = 30.0HP$$

Con este valor podemos calcular el número de bandas usando la siguiente fórmula:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición

Así:

$$N_b \geq \frac{30}{8.0013} \rightarrow 3.74$$

De esta manera se encuentra que el número adecuado de bandas es 4.

La tensión centrífuga de la banda viene dada por:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

Donde V es, la velocidad de la banda en pies por minuto.

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

En la Tabla XII se listan algunos parámetros de utilidad para el cálculo y análisis de bandas en V

**Tabla XII. Parámetros bandas en V**

Sección de la banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

\*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 883

De donde  $K_c$  viene dado como:

$$K_c = 1.716$$

Así:

$$F_c = 1.716 \left( \frac{4580.32}{1000} \right)^2 = 36.001 \text{ lbf} (160.13 \text{ N})$$

La potencia que transmite la banda se basa en:

$$\Delta F = F_1 - F_2$$

Las fuerzas en una polea nunca son iguales, esto debido a que un lado arrastra la polea conducida y el otro no, de esta manera  $F_1$  representa el lado que ejerce más fuerza o el lado tenso, y  $F_2$  el lado con menos fuerza o el lado flojo.

De aquí:

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \times e^{(f\phi)}}{e^{(f\phi)} - 1}$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

De esta manera:

$$\Delta F = \frac{63025(30)/4}{1750(10/2)} = 54.021\text{ lbf} (240.4\text{ N})$$

$$F_1 = 36.001 + \frac{54.021 \times 4.0692}{4.0692 - 1} = 107.62\text{ lbf} (478\text{ N})$$

$$F_2 = 107.62 - 54.021 = 53.56\text{ lbf} (238.34\text{ N})$$

$$F_i = \frac{107.62 + 53.56}{2} - 36.001 = 44.589\text{ lbf} (198.42\text{ N})$$

El factor de seguridad viene dado por:

$$n_{fs} = \frac{H_a \times N_b}{H_{nom} \times K_s}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Al sustituir valores nos queda:

$$n_{fs} = \frac{8.0013 \times 4}{25 \times 1.2} = 1.0668$$

Para obtener la durabilidad hace falta conocer las tensiones T1 y T2, que son las fuerzas respectivas más un factor debido a la flexión de la banda, entonces para bandas en V vienen dadas por:

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D}$$

Donde  $K_b$  se encuentra en la tabla XII, siendo este:

$$K_b = 1600$$

Con este dato se calcula las tensiones:

$$T_1 = 107.62 + \frac{1600}{10} = 267.62 \text{ lbf (1190.9N)}$$

$$T_2 = 107.62 + \frac{1600}{22.5} = 178.73 \text{ lbf (795.34N)}$$

El número de pasadas se define como:

$$N_p = \left( \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right)^{-1}$$



Y la vida en horas  $t$  está dada por:

$$t = \frac{N_p L_p}{720V}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Donde  $K$  y  $b$  son constantes y se encuentran en la tabla XIII para un intervalo de validez, dado el caso que:

$$N_p > 10^9$$

entonces,

$$t > \frac{N_p L_p}{720V}$$

**Tabla XIII. Parámetros de durabilidad**

Sección de la banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	$K$	$b$	$K$	$b$	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 884

De esta manera al definir en la tabla XIII,  $K = 2038$  y  $b = 11.173$  nos queda:

$$N_p = \left( \left( \frac{2038}{267.62} \right)^{-11.173} + \left( \frac{2038}{178.73} \right)^{-11.173} \right)^{-1} = 7.0198 \times 10^9$$

Debido a que  $N_p$  se encuentra fuera del intervalo de validez, la vida se establece como mayor que  $10^9$  pasadas.

Entonces:

$$t > \frac{10^9 \times 114.9}{720 \times 4580.32} = 34841.08h$$

De esta manera se establece que la vida de las bandas será mayor a 34,840 horas.

### 3.3 Ejes

#### 3.3.1 Cálculo de fuerzas y momentos sobre los ejes

Los elementos de máquina dispuestos a movimiento, normalmente giratorio, tienden a fallar muy por debajo de su resistencia última, esto es debido que normalmente los esfuerzos varían junto con la variación de posición de los elementos, este fenómeno se conoce como falla por fatiga, este tipo de análisis es mucho más complejo e inexacto que el análisis de cargas o esfuerzos estáticos, ya que aún no se comprende en su totalidad el comportamiento de estas fallas.

Los análisis para este tipo de esfuerzos se basan en pruebas de laboratorio y criterios de falla desarrollados para obtener las variables que necesitamos para el diseño de elementos mecánicos, que si bien estas variables pueden variar algo de la realidad, nos dan seguridad de que los elementos no fallarán prematuramente o inesperadamente.

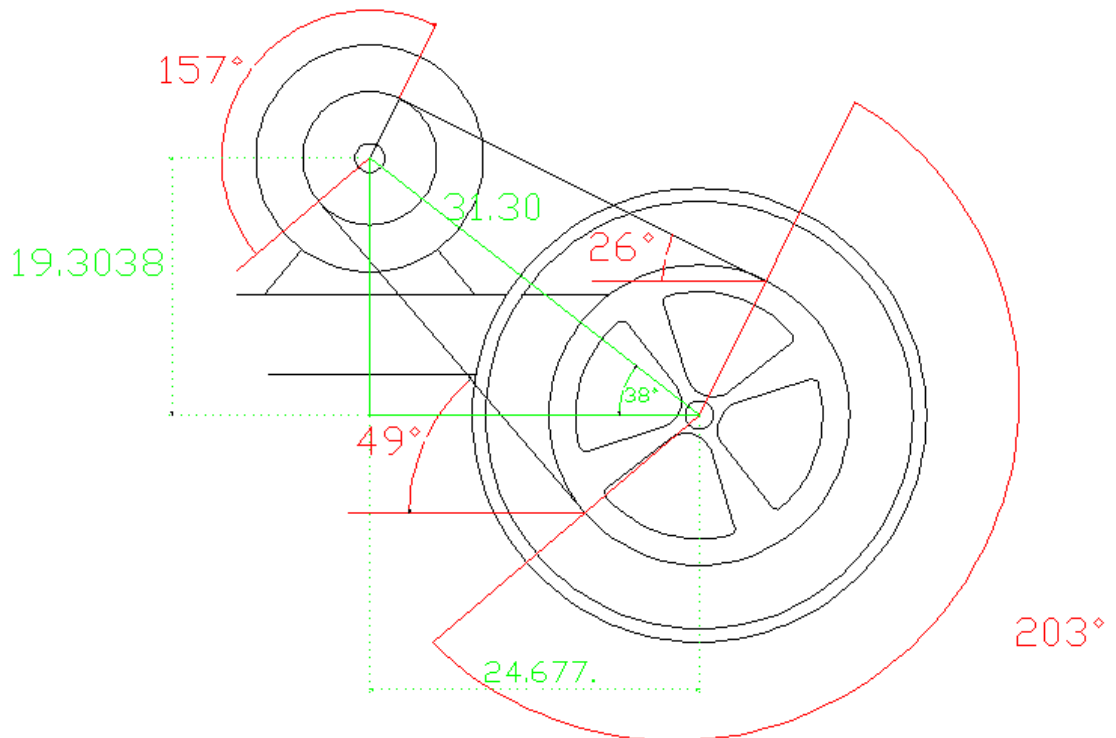
Los ejes que sostendrán los volantes son ejes fijos, los volantes girarán sobre rodamientos ajustados a los ejes, pero estos permanecerán estáticos, semejando una viga en voladizo; por lo que la parte crítica de los ejes puede ser el cambio de sección para el ajuste de los cojinetes, como es lo común, o la parte del eje que estará fija en la torre, ya que es allí donde se produce el momento de flexión máximo, debido a las fuerzas resultantes, además de el momento de torsión transmitido por el motor. Nos enfocaremos en el análisis del eje crítico que es el eje motriz, por conveniencia y simetría, tanto el eje conducido como el eje motor, tendrán el mismo diámetro obtenido para el crítico.

Primero necesitamos saber que fuerzas actúan sobre el eje, a qué distancia y por ende los momentos tanto de flexión como de torsión que generan estas fuerzas en el eje, para encontrar esto necesitamos hacer un diagrama de cuerpo libre de nuestro sistema, que consiste del volante, la polea, el eje, y el empotramiento.

En la figura 32 se muestra un esquema de los ángulos que intervienen en nuestro sistema, los ángulos de cobertura ya calculados en la sección anterior, dependen de el diámetro de las poleas y la distancia entre centros de la banda, y permanecerán constantes mientras no se cambien estos factores, los ángulos que pueden variar son los que forman cada lado de la banda con la horizontal, estos varían acorde al ángulo que hace una línea recta imaginaria de centro a centro de las poleas con la línea horizontal.

La configuración que se tendrá, considera al motor instalado lo más próximo al centro de la distancia entre centros de los volantes, y un motor de 17 pulgadas (432 mm) de diámetro o altura, la distancia entre centros es fija ya que se definió el largo y tipo de bandas a utilizar. De esta manera la figura 32 muestra la configuración en base a la distancia entre centros, la ubicación del motor y las dimensiones de las poleas y volantes.

**Figura 32. Diagrama de ángulos y distancias de las bandas**



Ya que se conoce la configuración de los componentes el siguiente paso es calcular las fuerzas en ambos lados de las bandas, para esto usamos las mismas fórmulas utilizadas en la sección anterior, esto es:

$$\Delta F = \frac{63025(H/4)}{n(\text{radio})}$$

Donde H es la potencia en HP, n es el número de revoluciones por minuto, y el radio se refiere al radio de la polea. Entonces nos queda:

$$\Delta F = \frac{63025(25/4)}{1750(5)} = 45.018\text{ lbf} (200.3\text{ N})$$

Ahora,

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \times e^{(f\phi)}}{e^{(f\phi)} - 1}$$

Donde  $F_c$  permanece sin cambio, al igual que el factor exponencial, esto queda:

$$F_1 = 36.001 + \frac{45.018 \times 4.0692}{4.0692 - 1} = 95\text{ lbf} (422.75\text{ N})$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 95 - 45 = 50\text{ lbf} (222.25\text{ N})$$

Ahora, estas son las fuerzas en cada una de las bandas, al multiplicar por 4 bandas las fuerzas totales nos quedan:

$$F_{1total} = 1691N$$

$$F_{2total} = 889N$$

Ahora calculamos la torsión que ejerce en el eje nuestro motor, esto en base a la potencia del mismo.

$$25HP \times \frac{745watts}{1HP} = 18625watts$$

$$P = T\omega, T = \frac{P}{\omega}$$

El par de torsión queda como:

$$\frac{18625watts}{81.056radlseg} = 229.78 N - m$$

Esta es la potencia transmitirá al eje, esta potencia es consumida en su totalidad por la sierra, por lo que para calcular las fuerzas que ejerce la misma se hace una idealización, esta consiste en asumir la sierra como una banda plana, una regla general para este tipo de dispositivos es que la fuerza en el lado tenso de la banda es igual a 3 veces la fuerza del lado flojo, esto es:

$$\frac{F_1}{F_2} = 3$$

También sabemos que la potencia es igual a la fuerza total por la distancia hacia el eje de giro, esto es el radio del volante. Como las dos fuerzas apuntan en el mismo sentido la fuerza que genera par de torsión es la resta de las mismas:

$$T = F \times r$$

$$F = (F_1 - F_2) \times r$$

Entonces:

$$229.78N - m = (F_1 - F_2) \times 0.4318m$$

Al operar y combinar con la ecuación  $\frac{F_1}{F_2} = 3$  nos queda:

$$532.14N = 2F_2$$

Entonces:

$$F_2 = 266.07$$

$$F_1 = 798.21$$

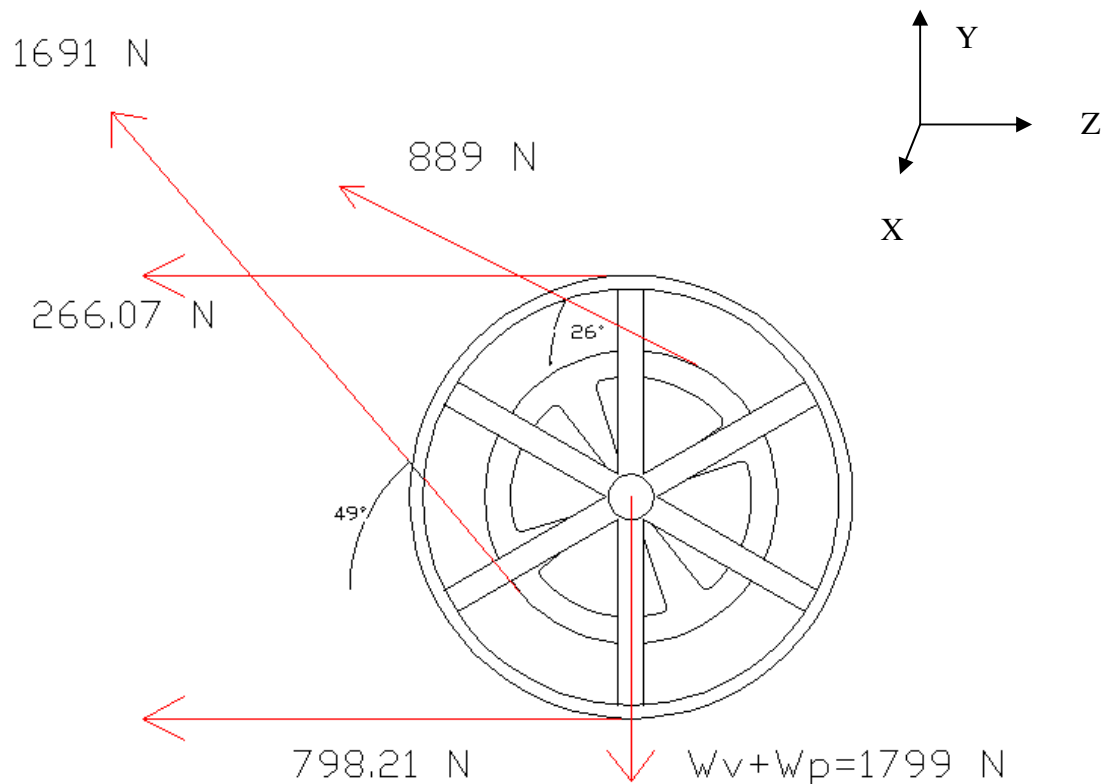
Ya calculadas las fuerzas que ejercen tanto la polea como el volante, se calcula el peso del volante y la polea, para el volante se conoce su masa, esta es de 92.701Kg, entonces el peso se consigue al multiplicar por la aceleración de la gravedad, esto nos da:

$$\text{peso volante} = 92.701 \times 9.81 = 909N$$

El peso de la polea puede variar de una a otra, dependiendo del fabricante, entonces basados en la experiencia, usaremos un peso de 200 lb (890N), para efectuar los cálculos.

Ahora se procede a hacer un diagrama de cuerpo libre, esto se ilustra en la figura 33.

**Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de volante y polea**





Ahora calculamos las componentes de las fuerzas que ejerce la polea, tanto para el eje horizontal como para el eje vertical, esto nos queda:

$$F_{1 \text{ polea eje } z} = 1691 \cos 49 = 1109.4N$$

$$F_{1 \text{ polea eje } y} = 1691 \text{sen} 49 = 1276N$$

$$F_{2 \text{ polea eje } z} = 889 \cos 26 = 799N$$

$$F_{2 \text{ polea eje } y} = 889 \text{sen} 26 = 389N$$

La suma de las dos fuerzas de cada eje nos da:

$$F_{\text{tot polea eje } z} = 1908.4N$$

Hacia la izquierda en este volante.

$$F_{\text{tot polea eje } Y} = 1665N$$

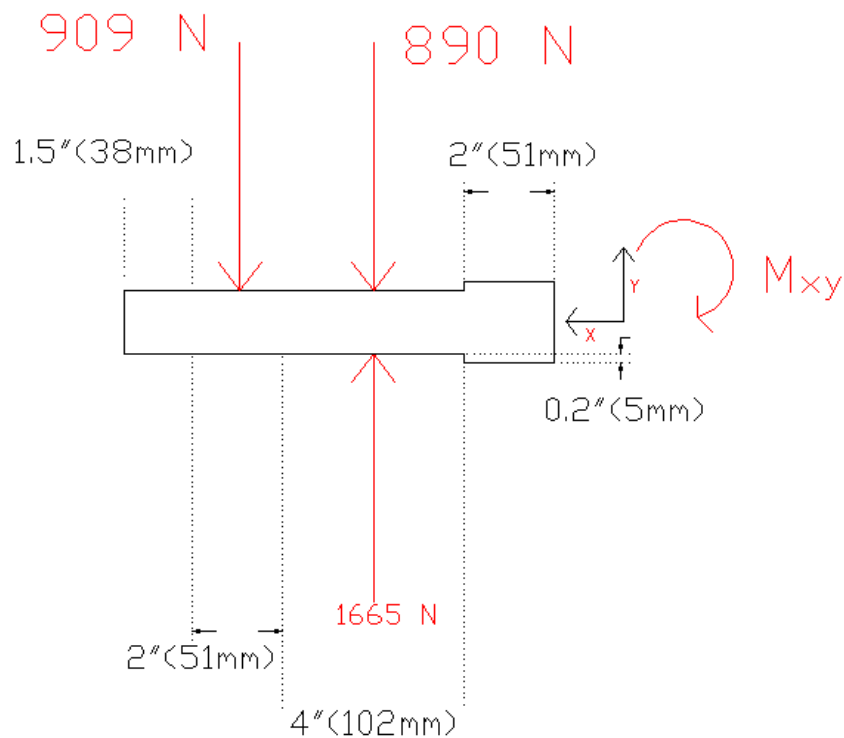
Hacia arriba.

Ahora que conocemos los componentes de las fuerzas de la polea en cada eje, podemos dividir en dos planos nuestro sistema para facilitar los cálculos, dividiremos el eje en dos planos, el plano X-Y y el plano X-Z.

El eje tendrá una longitud de 9.5" (242mm), hasta el empotramiento, 1.5" (38mm) en el borde antes del volante, esto debido a que los volantes normalmente son un poco más anchos en el centro, además se maquinará una rosca en este extremo del eje para asegurar los cojinetes y los retenedores de grasa, como método de seguridad extra. El ancho del volante es de 2" (51mm). Las bandas tipo "C", tienen un ancho en la parte mayor de 7/8" (22mm), necesitamos una polea con 4 ranuras, por lo que la polea tendrá un ancho aproximado de 4" (102mm), esta ira acoplada directamente al volante, al final de la polea abra un cambio de sección de 1.27" (5mm), esto servirá de tope a los cojinetes, por último abra también un espacio de 2" entre el empotramiento y los componentes.

La configuración del eje y las fuerzas que actúan sobre él, se dividen en dos planos, el plano X-Y y el plano X-Z, para facilitar los cálculos, esto se muestra en las figuras 34 y 35 respectivamente.

**Figura 34. Diagrama de fuerzas sobre el eje, plano X-Y**



Como vemos, tenemos 909 N del peso del volante que actúan sobre su centro de gravedad, esto es a 7" (178mm) del empotramiento, tenemos 809 N del peso de la polea en el centro de gravedad de la misma a 4" (102mm) del empotramiento, a esa misma distancia tenemos la fuerza total en este plano que ejercen las bandas, solo que en dirección contraria. Las sumatorias de fuerzas y las reacciones se calculan a continuación. El diagrama de corte y momento se presenta en la figura 35.

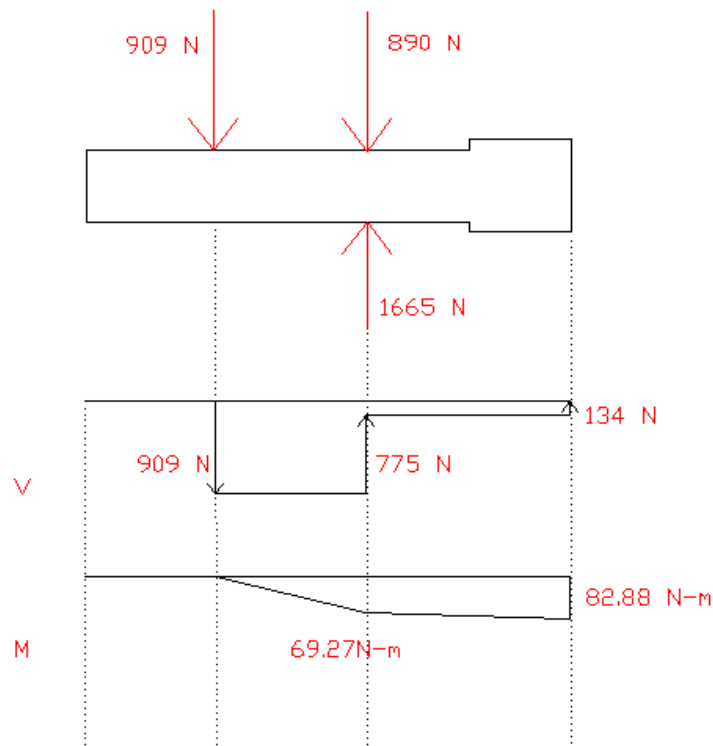
$$\sum F_Y = 1665N - 909N - 890N + R_y = 0$$

$$\sum M_{empot} = 775N(0.1016m) - 909N(0.1778m) + M_{xy} = 0$$

$$R_y = 134N$$

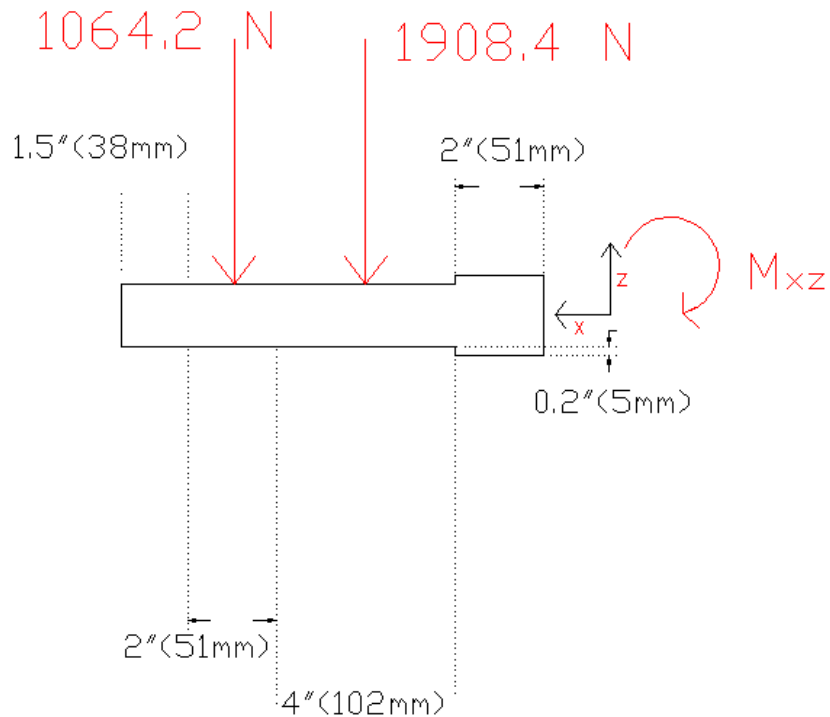
$$M_{xy} = 82.88N - m$$

**Figura 35. Diagrama de corte y momento, plano x-y**



Ahora para el plano X-Z, se tiene el siguiente diagrama de fuerzas mostrado en la figura 36.

**Figura 36. Diagrama de fuerzas sobre el eje, plano X-Z**



Aquí se muestran las componentes de volante en el eje horizontal (Z), esto es  $1064.2 \text{ N}$ , que es la fuerza total que produce la sierra en el eje, estos aplicados a  $7'' (178\text{mm})$  del empotramiento, también se tienen el componente horizontal de las poleas, siendo esto  $1908.4 \text{ N}$ , aplicados a  $4'' (102\text{mm})$  del empotramiento. Las sumatorias de fuerzas y las reacciones se calculan a continuación. El diagrama de corte y momento se presentan en la figura 37.

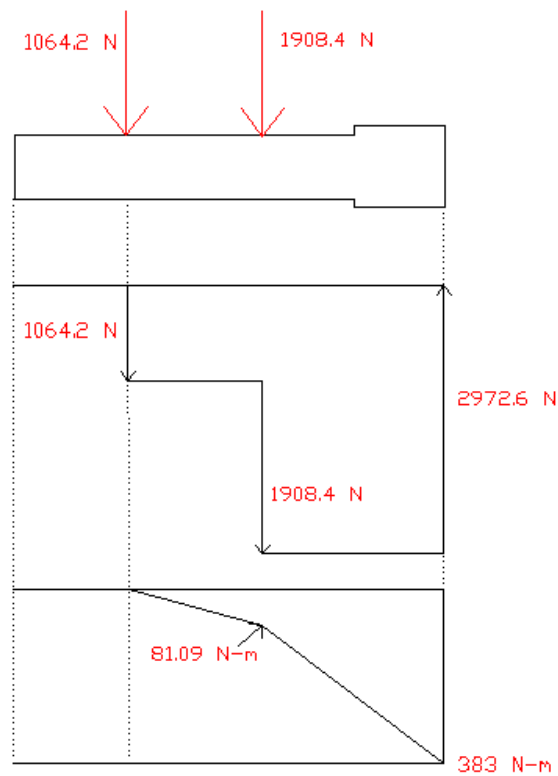
$$\sum F_z = -1064.2N - 1908.4N + R_z = 0$$

$$R_z = 2972.6N$$

$$\sum M_{empot} = -1064.2N(0.1778m) - 1908.4N(0.1016m) + M_{xz} = 0$$

$$M_{xz} = 383.10N - m$$

Figura 37. Diagrama de corte y momento plano, x-z



Ya que conocemos las fuerzas, podemos ver que existen dos puntos críticos, donde está el cambio de sección debido a concentraciones de esfuerzos, y el otro es en el empotramiento, donde el momento es máximo. Se analizarán ambos para encontrar el diámetro necesario en cada una de las secciones, y así poder escoger el diámetro correcto.

Primero sumamos los momentos totales para cada sección:

- Para el empotramiento el momento total es:

$$M_{tot} = \sqrt[2]{82.88^2 + 383.10^2} = 392N - m$$

- Para el cambio de sección es:

Calculamos los momentos en cada plano para este punto, esto es para el plano X-Z:

$$\sum M_{seccion} = -1064.2N(0.127m) - 1908.4N(0.058m) + M_{xz} = 0$$

$$M_{xz} = 232N - m$$

Para el momento en el plano X-Y tenemos:

$$\sum M_{seccion} = -909(0.127m) - 775N(0.058m) + M_{yz} = 0$$

$$M_{yz} = 76N - m$$

Entonces el momento total es:

$$M_{tot} = \sqrt[2]{232^2 + 76^2} = 244N - m$$

### 3.3.2 Determinación del límite de resistencia a la fatiga

Bajo condiciones de laboratorio controladas (procedimientos de ensayo de resistencia a la fatiga bajo norma) se obtienen correlaciones estadísticas de la resistencia a la fatiga  $S_e$  contra el número de ciclos para diferentes materiales, obteniendo los diagramas S-N; el límite de resistencia a la fatiga ( $S_e''$ ) será entonces el valor del esfuerzo por debajo del cual, una pieza de cierto material nunca fallará (solo para materiales ferrosos). Generalmente,  $S_e''$  se expresa como una función de la resistencia última ( $S_{ut}$ ), ya que los materiales más resistentes tienden a ser más duros y menos dúctiles.

- **Diagrama S-N**

August Wohler en sus estudios experimentales, sometió probetas de diferentes materiales a cargas alternantes (generando esfuerzos nominales de valor conocido) durante un número determinado de ciclos hasta la rotura. De esta manera pudo obtener estadísticamente una correlación negativa del tipo exponencial entre el número de ciclos y la resistencia última del material: a mayor número de ciclos menor era la resistencia última del material. Sin embargo notó que algunos materiales (ferrosos) bajo cargas alternantes pequeñas nunca fallaban, y a este valor particular de esfuerzo lo llamó "el límite de resistencia a la fatiga  $S_e''$  (el apóstrofe indica un valor sin corregir, pues varía de acuerdo a ciertos factores que se verán más adelante). Estos se muestran en la tabla XIV y en la tabla XV.

**Tabla XIV. Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales ferrosos (aceros)**

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 274.

**Tabla XV. Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales ferrosos (Hierros)**

Hierros	$0.4 \cdot S_{ur}$	$S_{ur} \leq 400 \text{ MPa}$
	160 MPa	$S_{ur} > 400 \text{ MPa}$

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada, Hernán Darío Moreno Ramírez.

En materiales no ferrosos, no se presenta límite de resistencia a la fatiga; en este caso los autores y tablas se refieren a una resistencia dada a cierto número de ciclos, generalmente @ $5 \times 10^7$ . Se presenta la tabla XVI para estos criterios.



**Tabla XVI. Estimación del límite de resistencia a la fatiga en materiales no ferrosos**

<b>MATERIAL</b>	$S'_f @ 10^8$	<b>CONDICIÓN</b>
Aluminios	$0.4 S_{ur}$	$S_{ur} \leq 330 \text{ MPa}$
	130 MPa	$S_{ur} > 330 \text{ MPa}$
Aleaciones De Cobre	$0.4 S_{ur}$	$S_{ur} \leq 280 \text{ MPa}$
	100 MPa	$S_{ur} > 280 \text{ MPa}$

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada, Hernán Darío Moreno Ramírez.

### 3.3.2.1 Coeficientes de corrección

Hay que señalar que estos valores de resistencia a la fatiga se determinan estadísticamente bajo condiciones de laboratorio. Sin embargo, la mayor parte de las situaciones de diseño involucran piezas bajo condiciones mucho más adversas que las presentes en los ensayos de fatiga a flexión y por tanto, la resistencia práctica a la fatiga es mucho menor que la teórica. El efecto de esas condiciones de trabajo se tienen en cuenta mediante un cierto número de factores de corrección que multiplican al límite de fatiga sin corregir ( $S''_e$ ) o bien a la resistencia de alto ciclaje ( $S'_i @ N$ ), reduciendo su valor, esto viene dado por:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e$$

$k_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = factor de modificación del tamaño

$k_c$  = factor de modificación de la carga

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

- **Factor de la condición superficial  $K_a$**

A las probetas de ensayo a fatiga se les da un acabado especular para eliminar imperfecciones superficiales que den lugar a concentradores de esfuerzo. Una pieza de común de diseño suele presentar un acabado mucho más áspero y por tanto, hay mayor riesgo de fractura. A continuación se presenta una tabla que relaciona el coeficiente de acabado superficial con el tipo de proceso de manufactura o acabado terminal y la resistencia del material (a mayor resistencia, mayor sensibilidad). Los factores se listan en la tabla XVII.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

**Tabla XVII. Factores de acabado superficial**

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 280

Si el factor es mayor que uno, el coeficiente vale uno.

- **Factor de modificación de Tamaño  $K_b$**

Generalmente se suele aumentar el área transversal de una pieza para disminuir el esfuerzo nominal e incrementar así el factor de seguridad bajo la suposición de una resistencia constante como del material. Pero la probabilidad de presencia de una grieta que propicie una fractura es mayor entre más grande sea la pieza, lo cual resulta contraproducente, los factores se dan en la tabla XVIII

**Tabla XVIII. Factores de tamaño**

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 280

- **Factor de modificación de Carga  $K_c$**

En las pruebas de laboratorio, las probetas se someten exclusivamente a flexión alternante, por lo cual el área sometida en cualquier instante a un esfuerzo máximo se reduce a la periferia. En una situación de carga axial dinámica, toda la sección se ve sometida a un esfuerzo normal nominal máximo. Por tanto, la probabilidad estadística de que una grieta esté sometida a un esfuerzo máximo que propicie la fractura, es mucho mayor en carga axial que en flexión, los factores se listan en la tabla XIX.

**Tabla XIX. Valores de coeficiente de carga**

Flexión	1.0
Axial	0.7
Combinada	0.7

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada, Hernán Darío Moreno Ramírez.

- **Factores de cambio de temperatura  $K_d$**

Por lo común las pruebas a la fatiga se hacen a la temperatura ambiente. A bajas temperaturas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa. Pero a altas temperaturas desaparece el codo límite de resistencia a la fatiga (materiales ferrosos) haciendo que la resistencia a la fatiga siga declinando con el número de ciclos.

Para temperaturas cercanas o por encima del 50% de la temperatura de fusión del material, la termofluencia se hace significativa, y el procedimiento de diseño de esfuerzo-vida ya no es válido (falla primero por fluencia que por fatiga). Los factores se listan en la tabla XX.

**Tabla XX. Factores de temperatura**

$T \leq 450^\circ\text{C}$	1.0
$450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$	$1 - 0.0058 \cdot (T - 450^\circ\text{C})$

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada, Hernán Darío Moreno Ramírez.

- **Factor de confiabilidad  $K_e$**

Las medidas son datos estadísticos, por lo tanto hay un error inherente en los valores nominales dados, se debe entonces usar los factores listados en la tabla XXI, dependiendo de la confiabilidad deseada.

**Tabla XXI. Factores de confiabilidad**

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 280

### 3.3.3 Cálculo del diámetro del eje

Para efecto de cálculos, se usará directamente la fórmula siguiente, sin profundizar en ella mas que la mención de que deriva de criterios de falla comunes (Ed-Goodman), tambien es valida solo para ejes que trabajan en flexiones y torsiones constantes, como es el caso.

Entonces el diámetro de eje se calcula de la siguiente manera:

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right]^{1/3}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 361

Donde:

$K_f = 1 + q(K_t - 1)$  factor de concentración de esfuerzo por fatiga  
 $K_{fs} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1)$  "" de esfuerzo cortante por fatiga  
 $q$  = sensibilidad a la muesca  
 $K_t$  = factor de concentración de esfuerzo  
 $K_{ts}$  = factor de concentración de esfuerzo cortante  
 $q$  = se obtiene de tablas dependiendo de la geometría  
 $S_e$  = límite de resistencia a la fatiga  
 $S_{ut}$  = resistencia última  
 $n$  = factor de seguridad

Entonces procedemos de la siguiente manera:

Se debe hacer un cambio de diámetro para el ajuste del cojinete, por lo que sabemos que el diámetro deber ser un numero entero en el diámetro mayor y X mm más pequeño en el diámetro menor, los cojinetes normalmente están disponibles en medidas cada 5mm. Por lo que se calculará el diámetro crítico y el otro diámetro se tendrá que ajustar al de este.

Iniciamos calculando el diámetro necesario en el cambio de sección, para esto se procede como sigue. Primero estimamos un factor de concentración de esfuerzo a partir de la tabla XXII, estos valores son para el diseño inicial, después se deben insertar los valores reales.

**Tabla XXII. Estimación de primera iteración de los factores de concentración**

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 361

Donde  $r$  es el radio del cambio de sección, en palabras más simples, se debe tener una esquina redondeada en los cambios de sección para minimizar las concentraciones de esfuerzos.

Como método de precaución, usaremos un filete de hombro agudo, entonces de la tabla XXII tenemos  $K_t = 2.7$ , y  $K_{ts} = 2.2$ .

De la misma manera se asumen valores conservadores, donde;  $K_f = K_t$  y  $K_{fs} = K_{ts}$ .

Se elige un acero poco caro para analizarlo, siendo este un acero AISI ( **American Iron & Steel Institute**) 1020, estirado en frío, de aquí sabemos:

$$S_{ut} = 470 \text{ Mpa.}$$

El factor de modificación de superficie, se calcula como:

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

Entonces de la tabla XVII, obtenemos los valores correspondientes a una superficie estirada en frío o maquinada con datos en Mpa, así:

$$K_a = 4.51(470)^{-0.265} = 0.8832$$

Para obtener el valor del factor de modificación de tamaño  $K_b$ , necesitamos el diámetro y la tabla XVIII, por lo que se asume un valor conservador de 0.9, y se verificará después de conocer el diámetro.  **$K_b = 0.9$**

Obtenemos el factor de carga  $K_c$  de la tabla XIX, par carga combinada, estos es:  **$K_c = 0.7$** .

De la tabla XX se obtiene el valor del coeficiente de temperatura  $K_d = 1$ .

Se obtiene el factor de confiabilidad de la tabla XXI, usamos la confiabilidad más alta debido a que los ejes serán fijos, y la dificultad que acarrearía remplazarlos si estos llegaran a fallar, entonces:

$$K_e = 0.620$$

Por último obtenemos  **$S'_e = 0.5 S_{ut} = 235\text{Mpa}$** , de la tabla XIV.



Ahora podemos calcular  $S_e$ , entonces se procede como sigue:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición.

$$S_e = (0.8832)(0.9)(0.7)(1)(0.620)(235Mpa)$$

$$S_e = 81.070Mpa$$

Entonces para el cambio de sección será:

**M = 244 N-m** y **T = 229.78N-m**, como se calculó previamente.

Así, para un factor de seguridad de  $n = 1.5$

$$d = \left[ \frac{16(1.5)}{\pi} \left( \frac{2(2.7)(244N-m)}{81.07 \times 10^6 Pa} + \frac{[3(2.2 \times 229.78N-m)^2]^{1/2}}{470 \times 10^6 Pa} \right) \right]^{1/3}$$

$$d = 0.05172m = 52mm$$

Aproximaremos a 55 mm. Además, se usará una relación típica  $D/d = 1.2$  entonces,  $D = 1.2 \times 55 = 66$  se aproxima a 65mm, el cambio de sección en base a el diámetro pequeño  $d$ , sería  $d = 55mm$ ,  $D = 65 mm$ .

Ahora se itera la misma fórmula para la sección de empotramiento, las variantes son que  $K_f = K_t$  y  $K_{fs} = K_{ts} = 1$ , ya que no hay cambio de sección, además el momento de flexión es  $M = 392 \text{ N-m}$ , el momento de torsión permanece constante  $T = 229.78\text{N-m}$ .

De esta manera el diámetro necesario para la sección del empotramiento queda definida como:

$$D = \left[ \frac{16(1.5)}{\pi} \left( \frac{2(1)(392\text{N-m})}{81.07 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{[3(1 \times 229.78\text{N-m})^2]^{1/2}}{470 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \right]^{1/3}$$

$$D = 0.04315\text{m} = 43\text{mm}$$

Aún sabiendo que estas iteraciones tienen algunos parámetros por verificar, se da por hecho que el diámetro crítico es el diámetro de en el cambio de sección, ya que este es mayor que el diámetro en el empotramiento, entonces se diseñara en base a este punto del eje (el cambio de sección); por lo que debemos usar un diámetro en la sección menor de 55mm y así el diámetro del empotramiento será 65 mm, como se dijo en la página anterior, se tendrá la seguridad de que no fallará ya que obviamente será bastante mayor que el diámetro necesario en esa sección.

Ahora se supondrá un  $r = d/15$

Así:

$$d = 55\text{mm}, D = 65\text{mm}$$

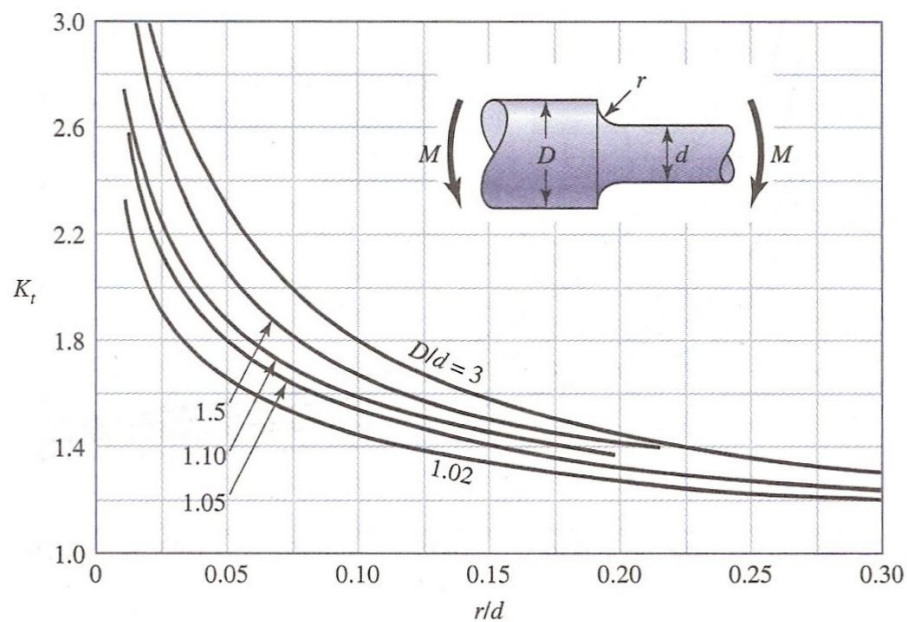
$$r = 3.7 \text{ mm}, r/d = 3.7/55 = 0.067$$

Ahora debemos calcular las concentraciones de esfuerzos reales.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ factor de concentración de esfuerzo por fatiga}$$
$$K_{fs} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1) \text{ "" de esfuerzo cortante por fatiga}$$
$$K_t = \text{factor de concentración de esfuerzo}$$
$$K_{ts} = \text{factor de concentración de esfuerzo cortante}$$

Primero obtenemos  $K_t$  y  $K_{ts}$ , de las gráficas 38 y 39 respectivamente.

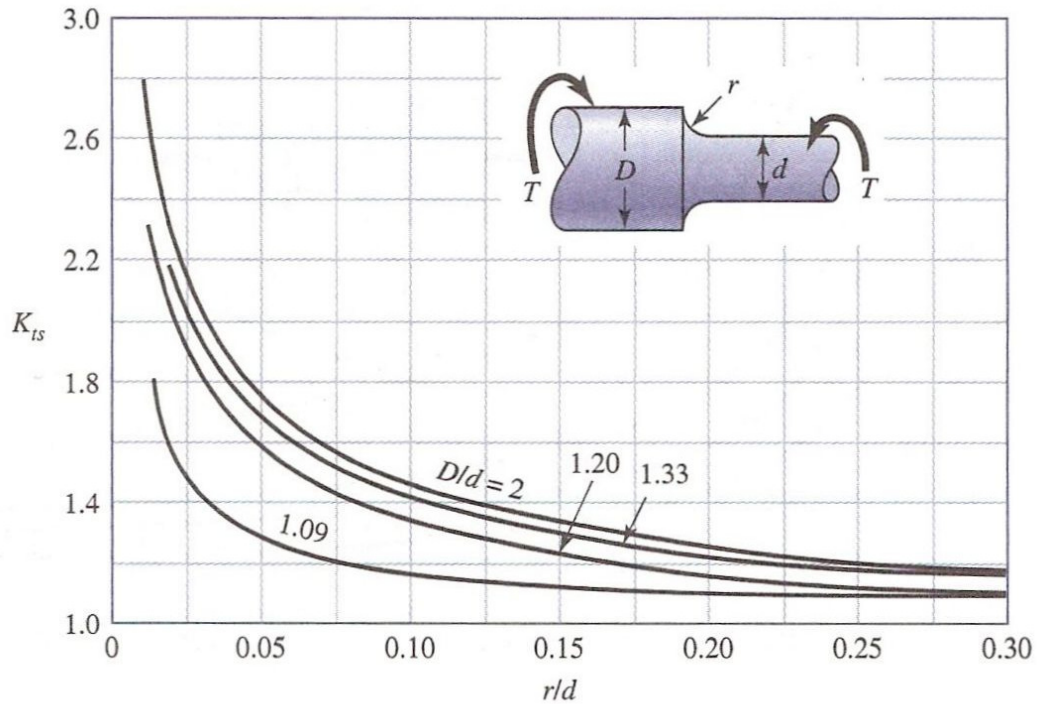
**Figura 38. Factores  $K_t$  acorde al cambio de sección**



Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 1008

De la figura 38, para  $D/d = 1.18$  y  $r/d = 0.067$ , se tiene  $K_t = 1.7$

**Figura 39. Factores  $K_{ts}$  acorde al cambio de sección**

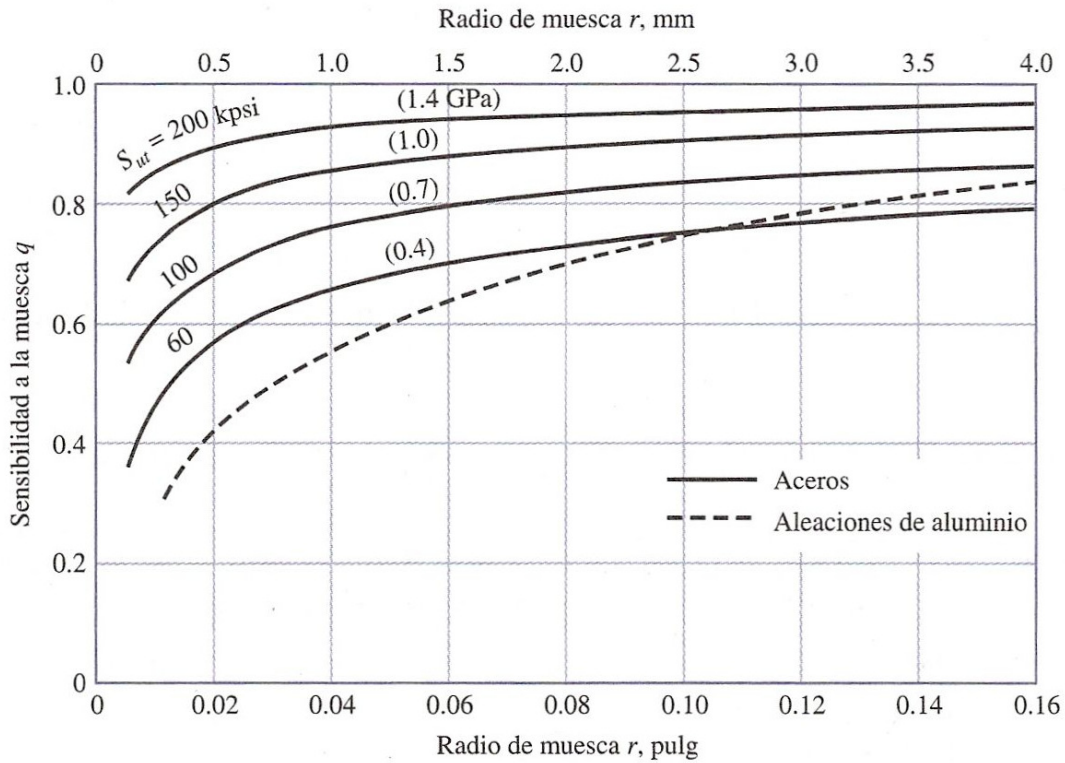


Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 1008

De la figura 39, para  $D/d = 1.18$  y  $r/d = 0.067$ , se tiene  $K_{ts} = 1.5$

Una vez estimados los valores de las concentraciones de esfuerzos debido al cambio de sección, se debe calcular  $q$  y  $q_{\text{cortante}}$  a partir de las figuras 40 y 41 respectivamente.

**Figura 40. Valores de sensibilidad a la muesca q**



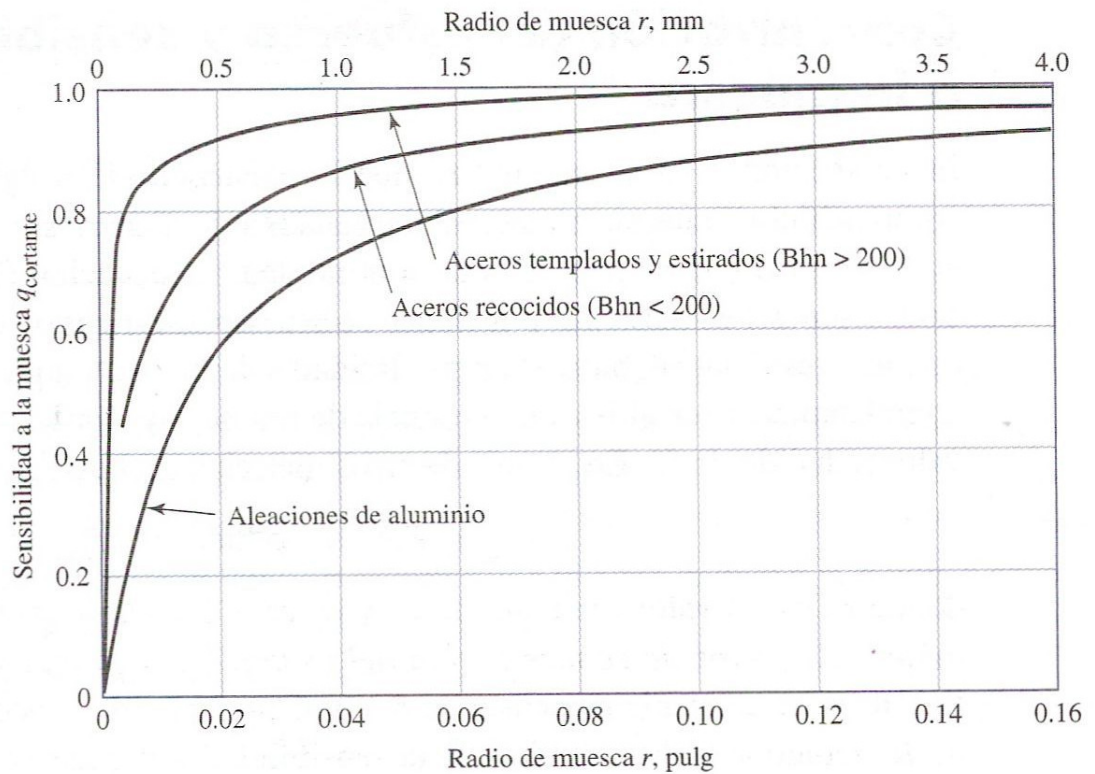
Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 287

De la figura 40 se obtiene una estimación de  $q$ , para  $470\text{Mpa} = 0.47\text{Gpa}$ ,  
 $q = 0.8$

Así tenemos: 
$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.8(1.7 - 1) = 1.56$$

**Figura 41. Valores de sensibilidad a la muesca  $q_{cortante}$**



Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 287

De la figura 41, para un acero recocido, se tiene una  $q_{cortante} = 0.97$ .

Así tenemos:

$$K_{fs} = 1 + q_{cort} (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.97(1.5 - 1) = 1.485$$

Ahora podemos calcular el valor  $K_b$  de la tabla XIX. Para  $d = 55\text{mm}$

$$51 < 254\text{mm} \quad K_b = 1.51d^{-0.157}$$

$$K_b = 1.51(55)^{-0.157} = 0.80490$$

Verificamos el diámetro "d" con  $K_f = 1.56$ ,  $K_{fs} = 1.485$  y  $K_b = 0.8049$ , los demás valores quedan sin cambio.

Así:

$$S_e = (0.8832)(0.8049)(0.7)(1)(0.620)(235\text{Mpa})$$

$$S_e = 72.503\text{Mpa}$$

$$0.055\text{m} = \left[ \frac{16(n)}{\pi} \left( \frac{2(1.56)(244N-m)}{72.503 \times 10^6 \text{Pa}} + \frac{[3(1.485 \times 229.78N-m)^2]^{1/2}}{470 \times 10^6 \text{Pa}} \right) \right]^{1/3}$$

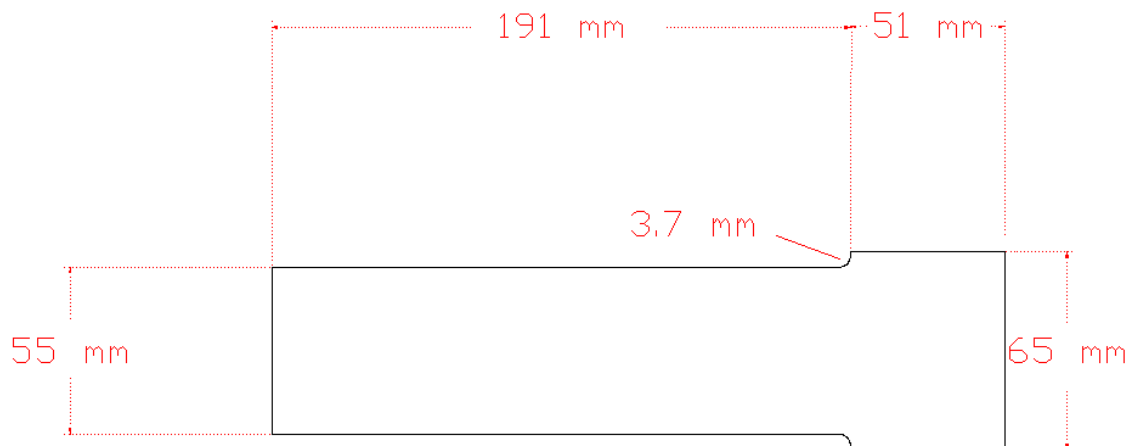
$$\frac{\pi(0.055\text{m})^3}{16(1.04999 \times 10^{-5} + 1.25748 \times 10^{-6})} = n$$

$$n = 2.7$$

De esta manera sabemos que las medidas del el eje satisfacen los parámetros de fatiga, incluso podríamos reducir el diámetro del eje a 45 mm en la parte angosta y a 55 mm en la parte del empotramiento, obteniendo un  $n = 1.5$ , pero dado el hecho que los ejes son fijos y serán soldados al empotramiento se opta por dejarlo con las medidas propuestas.

Así el eje será de un acero AISI 1020, estirado en frio, de 60 mm en el empotramiento, 55mm, la geometría del eje hasta el empotramiento se describe en la figura 42. (Después del empotramiento el eje debe tener un largo extra, que depende del ancho del tubo rectangular que servirá para empotrar el eje, esto se definirá más adelante en el diseño de las torres).

**Figura 42. Dimensiones eje acero AISI 1020**



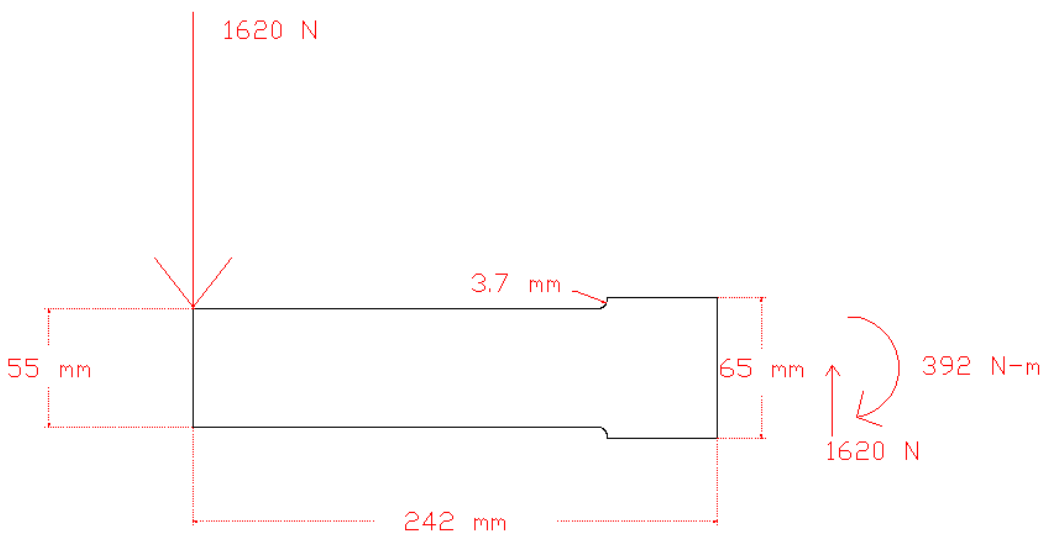


Debemos verificar la deflexión del eje, para esto procedemos de la siguiente manera, sabemos que el momento flector máximo es en el empotramiento, siendo este 392 N-m, a partir de esto y la longitud del eje (242mm =0.242 m, hasta el empotramiento), podemos calcular una fuerza equivalente en el borde del eje, es decir, una fuerza en el extremo que ejerza el mismo momento que ejercen las fuerzas reales, esto con el objeto de analizar el eje como un viga en voladizo con una carga puntual, en el extremo. Como se ilustra en la figura 43.

$$T = FL$$

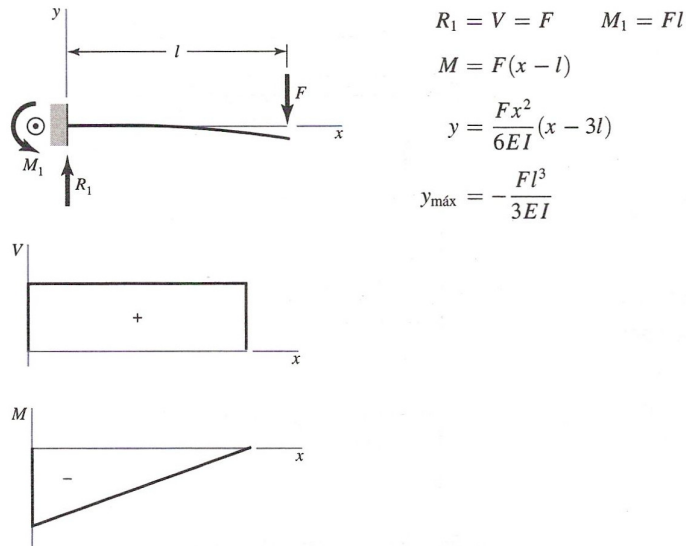
$$392N - m = F \times 0.242 \rightarrow F = 1620N$$

**Figura 43. Fuerza equivalente**



En la figura 44 se muestra las relaciones y formula para momento, fuerza y deflexiones de una viga en voladizo

**Figura 44. Viga en voladizo**



Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 993

Usamos el diámetro menor para mayor seguridad, entonces la deflexión máxima viene dada por,  $E = 205 \text{ Gpa}$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(0.055)^4}{64} = 4.4918 \times 10^{-7} m^4$$

$$y_{\text{max}} = \frac{1620N \times (0.242m)^3}{(3)(205 \times 10^9 pa)(4.4918 \times 10^{-7} m^4)} = 8.31 \times 10^{-5} m$$

Se estima que la deflexión en un eje no debe ser mayor al 2% de la longitud del mismo, nuestra deflexión máxima será 0.083mm, y nuestra longitud es de 242mm, por lo que la deflexión resulta insignificante.

Como se menciono las poleas irán ajustadas directamente a los volantes, para esto los volantes deben llevar una parte maquinada en forma cilíndrica en la parte posterior, que será donde se haga el ajuste de la polea, para esta sección podemos considerar mínimos los esfuerzos flexionantes, ya que las fuerzas serán transmitidas al eje, pero si estará sujeta a esfuerzos de torsión, se validó esta sección para un diámetro interior del cilindro de 100 mm (diámetro exterior cojinetes), y un diámetro exterior de 130 mm, las ecuaciones usadas anteriormente son validas también para cilindros, por lo que al validarlas para este tramo del volante resulta ampliamente satisfactorio (ya que el diámetro es grande).

El otro factor a considerar es la cuña que debe usarse, sabemos que la torsión que produce el motor es 229.78 N-m.

La fuerza que ejercerá sobre la cuña está dada al dividir por el radio de aplicación, esto es 60 mm = 0.060m

Esto que da como  $F = 3829$  N, (relativamente baja)

Esta es la fuerza que deberá soportar la cuña, si suponemos la cuña de un acero AISI 1018, entonces,  $S_y = 370$  Mpa, La fluencia al cortante  $S_{sy}$  viene dado por  $0.5775 S_y = 0.5775 \times (370) = 213$  Mpa.

Entonces el esfuerzo cortante admisible viene dado por:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{FS}$$

Donde FS es el factor de seguridad.

Así para un factor de seguridad de 1.5:

$$\tau_{adm} = \frac{213}{1.5} = 142 \text{ Mpa}$$

Así para una cuña cuadrada:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{L \times W}$$

donde L es el largo de la cuña y W es el ancho, despejando L:

$$L = \frac{F}{\tau_{adm} \times W}$$

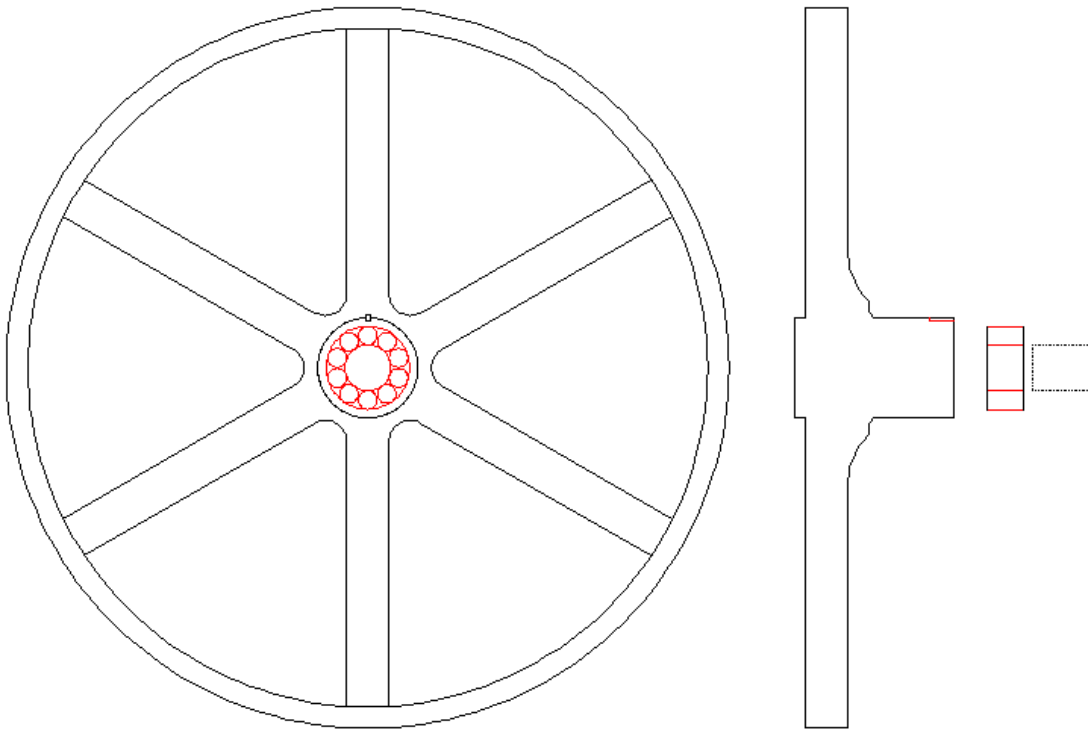
Asumiendo un w de 0.5 cm = 0.005 m.

$$L = \frac{3829}{(142 \times 10^6) \times 0.005} = 5.3930 \times 10^{-3} = 5.4 \text{ mm}$$

En base a este valor tan pequeño, vemos que una cuña estándar de unos 30 mm = 3 cm de longitud, superara por mucho las exigencias, y deducimos que la cuña tampoco será un factor crítico de diseño, ya que la fuerza resultante en ese punto es pequeña.

Se muestra un esquema de el volante y la parte para el acople de la polea en la figura 45.

**Figura 45. Ejemplificación volante con parte para el acople de la polea**



### **3.3.4 Cálculo de esfuerzos y elección de cojinetes**

Se llama cojinetes a los elementos de máquina que sirven de apoyo a los ejes y son indispensables para el funcionamiento y buen desempeño de cualquier mecanismo de acción rotativa; son la forma constructiva de los pares cinemáticos de rotación y su principal objetivo, aparte de la sustentación, es el de minimizar la fricción entre el eje en movimiento y el apoyo estático, pero también puede darse un eje estacionario que sustenta una pieza giratoria como es el caso en este diseño.

El hecho de que el cojinete no juega un papel de apoyo estático, simplifica mucho el análisis, ya que solo soportara las fuerzas aplicadas, sin que la deflexión tome un papel de importancia.

La primera variable a tomar en cuenta es el diámetro del eje, ya que tenemos definido el eje que utilizaremos, siendo este de 55 mm, en la parte donde irán montados lo cojinetes, también sabemos que las cargas aplicadas son netamente radiales y relativamente pequeñas para el diámetro interno del cojinete, ya que normalmente entre más grande es el cojinete mas carga puede soportar, por lo que se pretende usar un cojinete de bolas.

De la sección anterior sabemos las fuerzas que actuarán sobre los cojinetes; siendo estas:

Para el plano x-y tenemos una fuerza resultante de 134 N.

Para el plano x-z tenemos una fuerza resultante de 2972.6 N.

Al sumarlas vectorialmente, nos queda la fuerza resultante sobre el cojinete.

$$F_{total} = \sqrt{134^2 + 2972.6^2} = 2975.6N$$

### 3.3.4.1 Teoría de vida 10

Esta teoría y a la vez procedimiento de diseño, se basa en la siguiente fórmula fundamental:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

Donde:

$L_{10}$  = Vida esperada en millones de revoluciones con una confiabilidad del 90%

$C$  = Carga básica dinámica radial que produce una vida de un millón de revoluciones en la pista interior

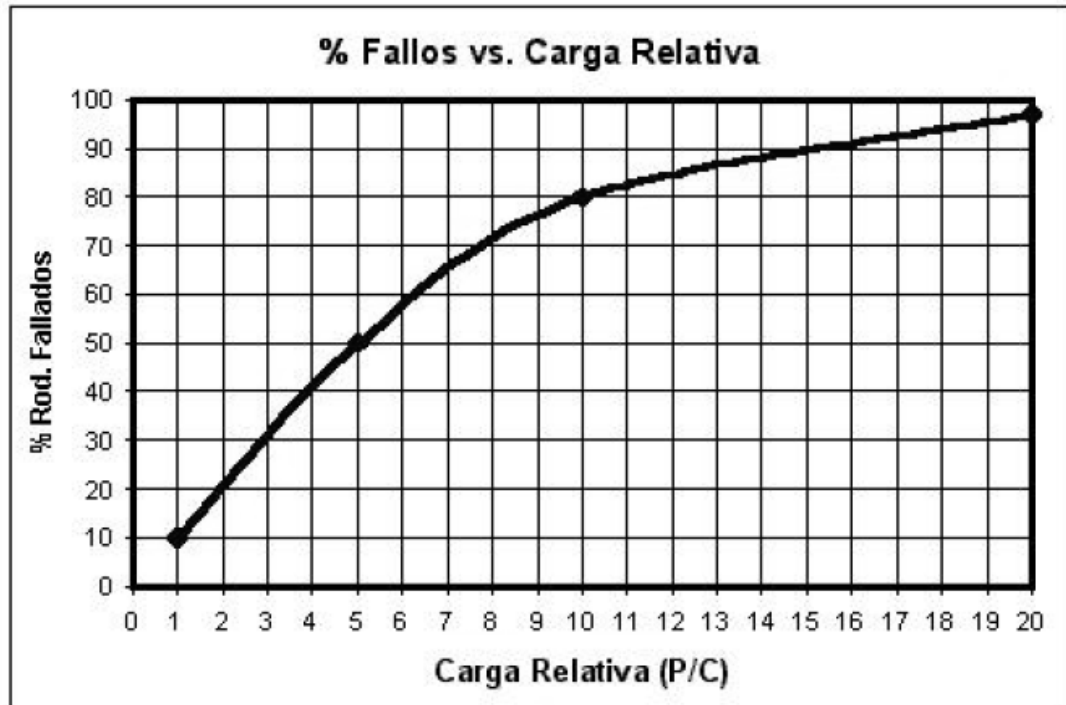
$P$  = Carga dinámica radial aplicada

$n$  = Coeficiente;  $n = 3$  para rodamientos de bolas,  $n = 10 / 3$  para rodillos

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada Hernán Darío  
Moreno Ramírez, página 219

Esta ecuación expresa que debido a defectos en su proceso de fabricación y en ausencia de otras causas, experimental y estadísticamente se obtiene que el 10% de los rodamientos falla prematuramente antes del millón de ciclos cuando se aplica una carga  $P = C$  (confiabilidad del 90%) según lo expresa la figura 46.

**Figura 46. Correlación entre porcentajes de fallos y carga relativa**



<b>Confiabilidad</b>	<b><math>a_L</math></b>
<b>90 %</b>	<b>1</b>
<b>95 %</b>	<b>0.62</b>
<b>96 %</b>	<b>0.53</b>
<b>97 %</b>	<b>0.44</b>
<b>98 %</b>	<b>0.33</b>
<b>99 %</b>	<b>0.21</b>

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada, Hernán Darío Moreno Ramírez. página 219



Para fines prácticos de diseño se ha establecido un coeficiente de corrección de vida  $a_L$ , en función del porcentaje de confiabilidad deseado:

$$L = a_L \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

Donde:

$a$  = Coeficiente de confiabilidad

$L$  = Vida esperada en millones de revoluciones (Corregida)

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada Hernán Darío  
Moreno Ramírez.

Existen además otros factores que afectan la vida útil esperada del rodamiento, tales como materiales de fabricación de rodamientos y lubricantes no estándares para los cuales existen modelos de cálculo según el fabricante.

Básicamente, la propuesta para los rodamientos es de dos cojinetes de bolas (2 por estabilidad, ya que el volante y la polea descansaran en ellos, de diámetro interior 55 mm y diámetro exterior 100 mm, el cual tiene una  $C$  o  $C_{10}$  de 43.6 KN, como se muestra en la figura tabla XXIII.

**Tabla XXIII. Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de bolas de ranura profunda y de contacto angular de una fila serie 02**

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				$d_s$	$d_H$	Ranura profunda		Contacto angular	
						$C_{10}$	$C_0$	$C_{10}$	$C_0$
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 287

Sabiendo esto podemos ahora calcular la esperanza de vida de los cojinetes.

Tenemos que nuestra carga promedio es de 2976 N, es decir que podemos idealizar a una carga de 1488 N para cada cojinete.

Así usamos:

$$L = a_L \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

De la figura 46, para una confiabilidad de 99%,  $a_L = 0.21$ ;  $n = 3$  para cojinetes de bolas, si esperamos una vida de 10 años, entonces tenemos.

$$C = P\left(\frac{L}{a_L}\right)^{1/n}$$

Si asumimos que la máquina operará 5 días a la semana 10 horas, y los sábados la mitad del horario, tenemos que 52 semanas de un año por 5.5 días por semana da 286 días al año.

Así:

$$10\text{años} \times \frac{286\text{días}}{\text{año}} \times \frac{10\text{hrs}}{\text{dia}} \times \frac{60\text{mi}}{\text{hrs}} \times \frac{774\text{rev}}{\text{mi}} = 1,328,184,000\text{rev}$$

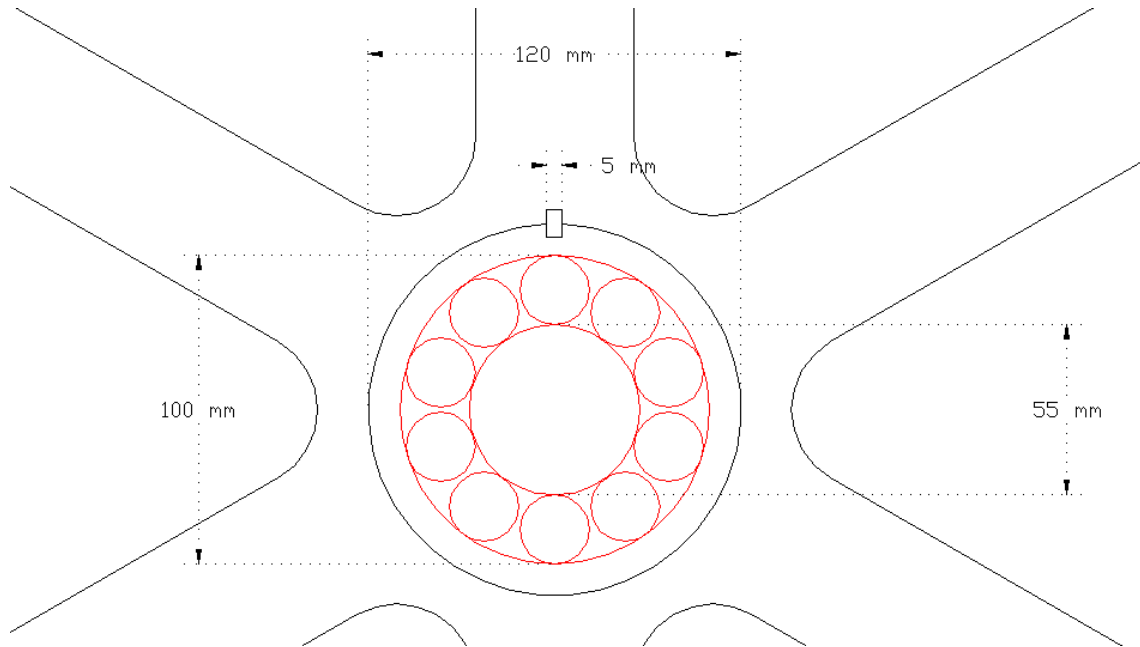
Entonces,

$$C = 1488\left(\frac{1328.1}{0.21}\right)^{1/3} = 27,517N$$

Al comparar la clasificación de carga C obtenida con el  $C = 43.6$  KN, que muestra la tabla XXIII para los cojinetes elegidos, vemos que deberán operar el tiempo esperado sin ninguna dificultad, este análisis se hace en base a los datos de la tabla XXIII, pero se podría usar cojinetes con un C más pequeño disponible en algún catalogo de cualquier marca, para el mismo diámetro interno.



**Figura 48. Diámetros cojinete y cilindro para acople de polea**



### **3.4 Torres**

Le llamaremos torres, a las partes que sostienen los ejes y los volantes, además de la viga que unir las dos torres para unificarlas en una sola estructura, una de la torres debe llevar un sistema de corredera y una barra roscada, para poder darle un leve movimiento al volante, esto con el objetivo de darle la tensión necesaria a la sierra antes de ponerla en funcionamiento.

### 3.4.1 Torre para volante fijo

Cada una de las torres para los volantes que serán fijos, están formadas por un tubo rectangular donde irá empotrado el eje, dimensionado acorde al diámetro del mismo, en este caso contamos con un eje de 65 mm de diámetro en la parte que ira empotrada, por lo que un tubo rectangular con una altura de dos veces el diámetro del eje es adecuado, es decir 120 mm. Las distintas combinaciones de medidas de tubo rectangular que nos podrían interesar se ejemplifican a continuación, en las figuras 49 y la tabla XXIV, estas medidas podrían variar levemente de un distribuidor a otro.

Figura 49. Geometría tubo rectangular

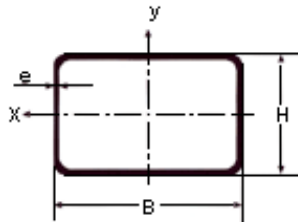


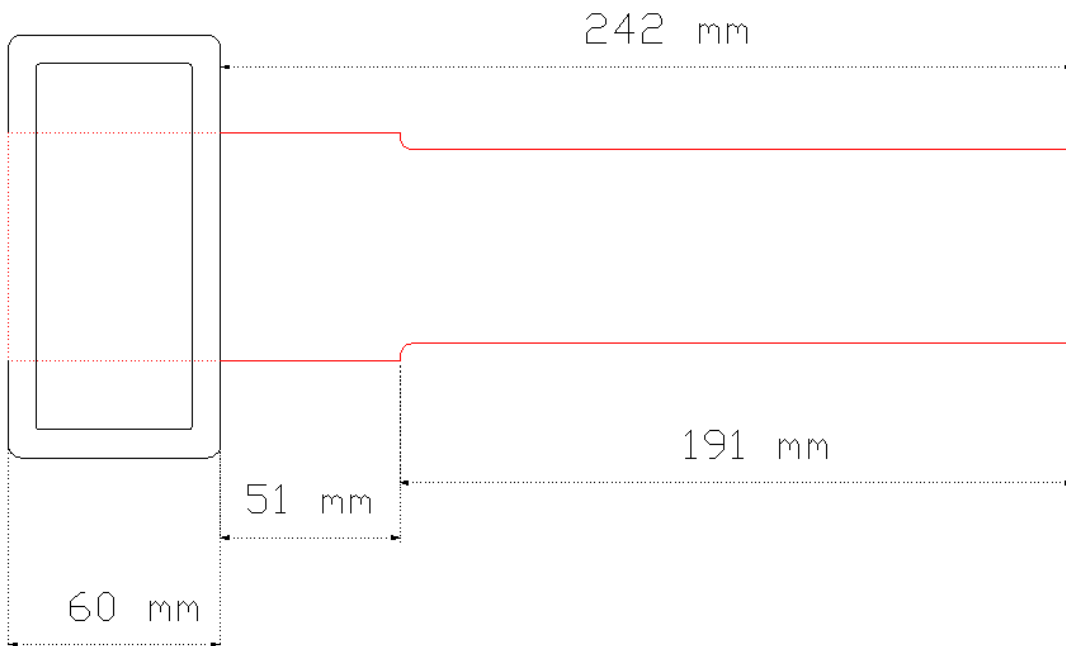
Tabla XXIV. Ejemplificación de medidas de tubos rectangulares

Diámetro exterior		Espeor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal		Momento de inercia de flexión		Radio de giro		Módulo de flexión elástico		Módulo de flexión plástico		Momento de inercia de torsión	Módulo de torsión	Área superficial por metro lineal	Longitud nominal por tonelada
H x B	T	M	A	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$i_{xx}$	$i_{yy}$	$W_{elxx}$	$W_{elyy}$	$W_{plxx}$	$W_{plyy}$	$I_t$	$C_t$	$A_s$			
mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m	m		
120	60	2.5	6.74	8.59	161	55.2	4.33	2.53	26.9	18.4	33.2	20.6	133	31.7	0.351	148	
		3.0	8.01	10.2	189	64.4	4.30	2.51	31.5	21.5	39.2	24.2	156	37.1	0.350	125	
		4.0	10.5	13.3	241	81.2	4.25	2.47	40.1	27.1	50.5	31.1	201	47.0	0.346	95.4	
		5.0	12.8	16.4	287	96.0	4.19	2.42	47.8	32.0	60.9	37.4	242	55.8	0.343	77.9	
		6.0	15.1	19.2	328	109	4.13	2.38	54.7	36.3	70.6	43.1	280	63.6	0.339	66.2	
	6.3	15.5	19.7	327	109	4.07	2.35	54.4	36.4	71.2	43.7	289	65.1	0.333	64.6		
	8.0	18.9	24.0	375	124	3.95	2.27	62.6	41.3	84.1	51.3	340	75.0	0.326	53.0		
	3.0	8.96	11.4	230	123	4.49	3.29	38.4	30.9	46.2	35.0	255	50.8	0.390	112		
	4.0	11.7	15.3	230	101	4.74	3.27	42.1	28.0	52.0	30.2	301	57.5	0.380	90.2		
	5.0	14.4	18.4	353	188	4.39	3.20	58.9	46.9	72.4	54.7	402	77.8	0.383	69.4		
80	6.0	17.0	21.6	406	215	4.33	3.15	67.6	53.8	84.3	63.5	469	89.4	0.379	58.9		
	6.3	17.5	22.2	408	217	4.28	3.12	68.1	54.3	85.6	64.7	488	92.1	0.373	57.3		
	8.0	21.4	27.2	476	252	4.18	3.04	79.3	62.9	102	76.9	584	108	0.366	46.8		
	4.0	13.0	16.5	430	180	5.10	3.30	61.4	45.1	75.5	51.3	412	76.5	0.426	77.0		
	5.0	16.0	20.4	517	216	5.04	3.26	73.9	54.0	91.8	62.2	501	91.8	0.423	62.6		
140	6.0	18.9	24.0	597	248	4.98	3.21	85.3	62.0	107	72.4	584	106	0.419	53.0		

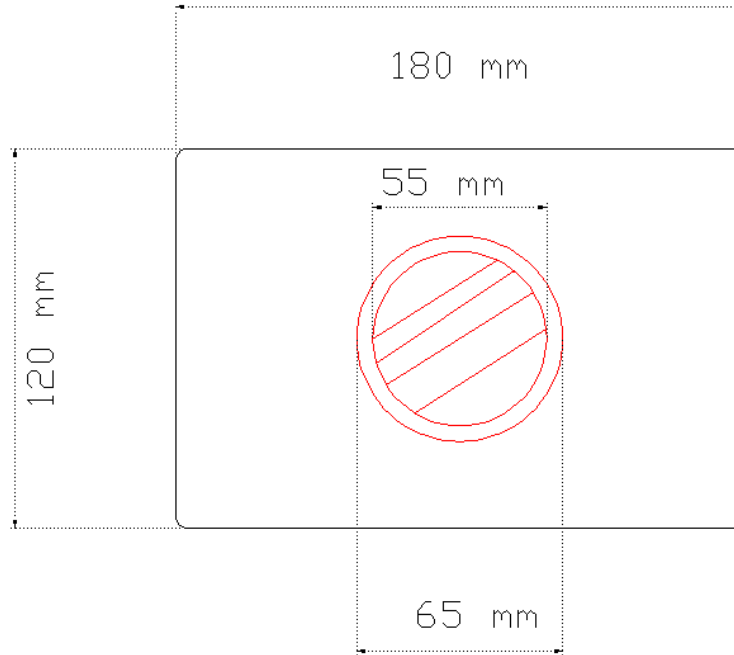
Fuente: <http://www.constructalia.com/es>

Como vemos en la tabla XXIV la medida que más se ajusta a nuestras necesidades es la de 120 mm x 60 mm, con 8 mm de espesor, tendrá un largo de 180mm, esto porque existe la limitante de la trabajabilidad en el torno donde se harán los agujeros para empotrar el eje si el largo es muy grande. Además se elige el espesor más grueso por que el eje atravesará el tubo en el centro del mismo, entonces necesitamos un grosor adecuado, para poder soldar adecuadamente el eje y el tubo entre sí, la configuración se ilustra a continuación en la figura 50, 51 y 52.

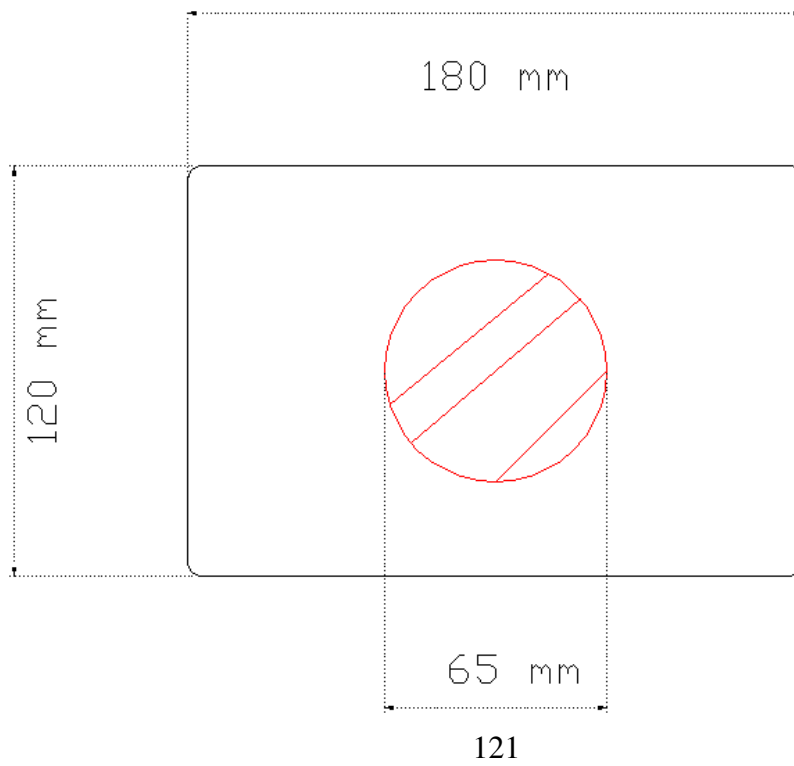
**Figura 50. Vista lateral del empotramiento del eje**



**Figura 51 Vista frontal del empotramiento del eje**



**Figura 52 Vista trasera del empotramiento del eje**





Sabemos que la F total, sobre el eje es:

$$F_{total} = \sqrt{134^2 + 2972.6^2} = 2975.6N$$

Donde los 134 N van dirigidos hacia abajo y los 2972 N, van dirigidos hacia la izquierda, acorde a como hemos analizado nuestro sistema. De esta manera vemos que la fuerza resultante tendrá un ángulo de:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{134}{2972.6} = 2.58^{\circ}$$

Por lo que por razones de simplicidad, podemos asumir que la fuerza es horizontal.

Para validar los esfuerzos, que deberá soportar el tubo rectangular escogido, vemos que éste tendrá dos reacciones, la pared del tubo en el lado más próximo a la fuerza, servirá como pivote, de esa forma las dos paredes del tubo estarán a tensión (ya que el eje tratara de separar en dos mitades cada agujero en la dirección horizontal).

En el plano x-z, la pared más próxima a la fuerza, tendrá una reacción hacia arriba y la pared más alejada hacia abajo.

El diagrama de las reacciones se ilustra en la figura 53. Para los cálculos utilizaremos la fuerza equivalente que hayamos para comprobar la deflexión del eje al final de la sección 3.3.3. Siendo esta de 1620 N, aplicados en el extremo del eje.

**Figura 53. Diagrama de cuerpo libre idealizado del eje y el tubo rectangular plano X-Z**



Haciendo sumatoria de fuerzas (positivo hacia arriba) y de momentos (positivo a favor de las agujas del reloj), encontramos las reacciones,

$$\sum F_z \rightarrow a - b - 1620N = 0$$

$$\sum M_b \rightarrow 120N(0.302m) - a(0.06m) = 0$$

$$a = 8154N$$

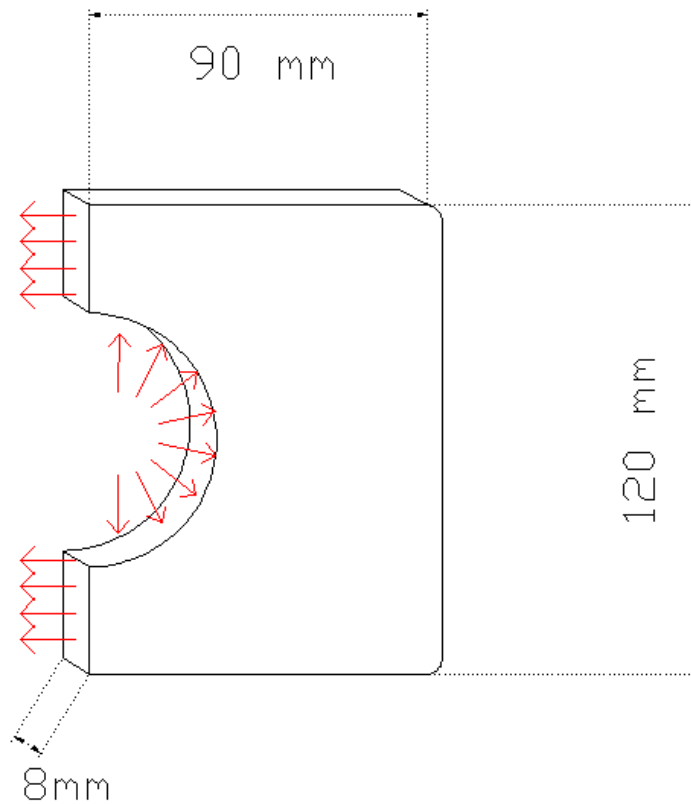
$$b = 6534N$$

**Figura 54. Diagrama de cuerpo libre idealizado del eje y el tubo rectangular plano X-Z**



De esa manera vemos que cada una de las paredes del tubo estará expuesta a distintas fuerzas, analizaremos la fuerza de 8154 N, que es la mayor ya que las paredes son idénticas, la figura 55 muestra un esquema de los esfuerzos.

**Figura 55. Esfuerzos normales en las paredes del tubo**



Como vemos, la circunferencia que apoyara al eje, esta a compresión, pero los lados de las paredes están a tensión, realmente, las paredes superior e inferior del tubo también ayudan a soportar el esfuerzo, pero por simplicidad de cálculos no se consideraran.

Así vemos que el área sujeta a tensión que es el esfuerzo importante, viene dada por: espesor en metros por el largo de la pared que soporta la tensión en metros, esto es:

$$A = (0.12m - 0.065m)0.008m$$

$$A = 4.4 \times 10^{-4}$$

Un acero de bajo carbono, como el AISI 1006, tiene una resistencia a la tensión de 330 Mpa.

El esfuerzo que ejerce la fuerza sobre la cara es de:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{8154N}{4.4 \times 10^{-4}m^2} = 18.53Mpa$$

De esta forma, como era de esperarse, las fuerzas que se ejercen sobre el tubo no tienen mayor trascendencia, y podemos validar el uso del mismo.

### **3.4.2 Torre para volante con corredera para tensión de sierra**

Al igual que una banda, las sierras de cinta, antes de ponerse en funcionamiento deben tener cierta tensión. Esto con el objetivo que la sierra no resbale con el volante y no se salga de su lugar (en la medida de lo posible), para esto se debe contar con un mecanismo que pueda mover transversalmente al eje conducido.

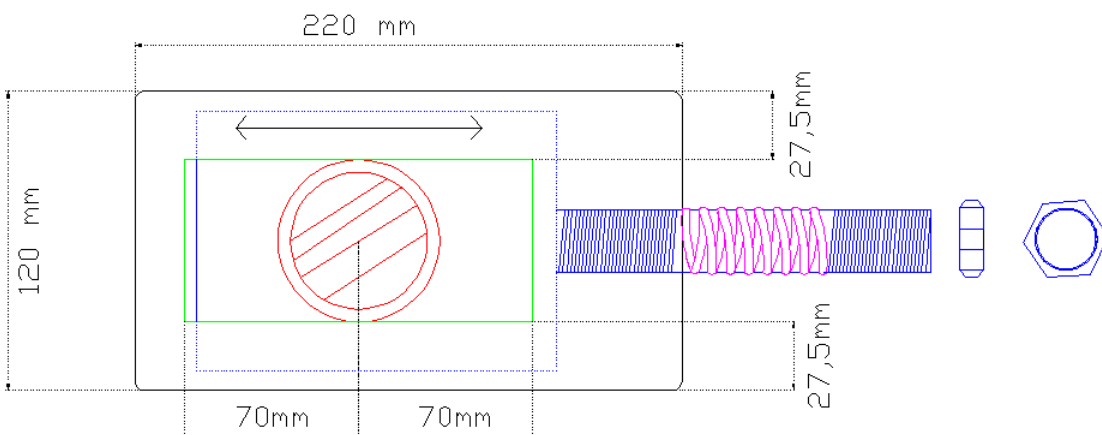
Al alejar la distancia entre centros un poco, la sierra poco a poco se irá tensando, hasta alcanzar la tensión deseada, siendo esta alrededor de 4500 N. aunque normalmente esto se hace por pruebas, y experiencia.

### 3.4.2.1 Mecanismo para tensión de sierra

El mecanismo que se propone para el tensado de la sierra, es por demás sencillo.

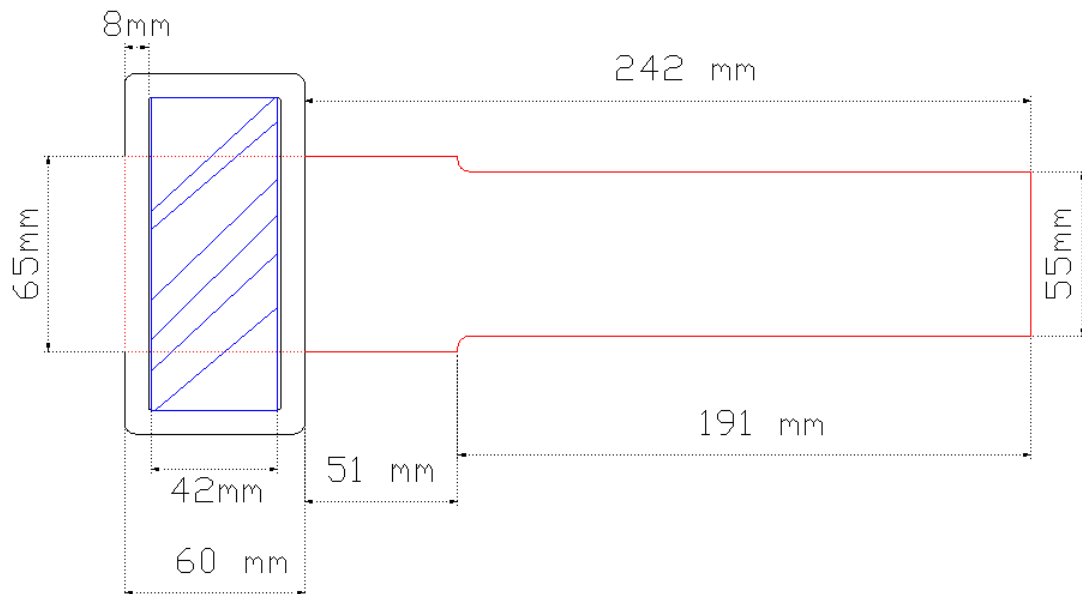
La torre consistirá al igual que la del volante fijo de un tubo rectangular de las mismas medidas, excepto por el largo, este tubo tendrá 220 mm de largo, La diferencia primordial es que esta torre en lugar de tener un agujero para empotrar el eje a medida, tendrá una abertura rectangular, donde se podrá mover el eje horizontalmente, el agujero para empotrar el eje irá esta vez en una platina de acero, de las medidas de el interior del tubo rectangular, esta platina será la que al estar dentro del tubo rectangular, jugará el papel de corredera, la platina llevará soldada una barra roscada en la pared lateral derecha, esta pasará atreves de una tapadera o tope, donde del otro lado tendrá un resorte seguido de una tuerca y una contratuerca; entonces al enroscando la tuerca, esta ira jalando la platina, y a su vez, irá tensando la sierra. El sistema se ilustra en la figuras 56 y 57. Los esfuerzos sobre la platina no juegan un papel de importancia, ya que si cumple el tubo rectangular, la platina también lo hará.

**Figura 56. Sistema de corredera para tensión de sierra vista frontal**



Las líneas negras representan el tubo rectangular, la línea verde es la abertura en el tubo para que pueda correr el eje, las líneas rojas representan el eje, las líneas azules representan la platina donde ira ajustado el eje y la barra roscada soldada a ella.

**Figura 57. Sistema de corredera para tensión de sierra vista lateral**



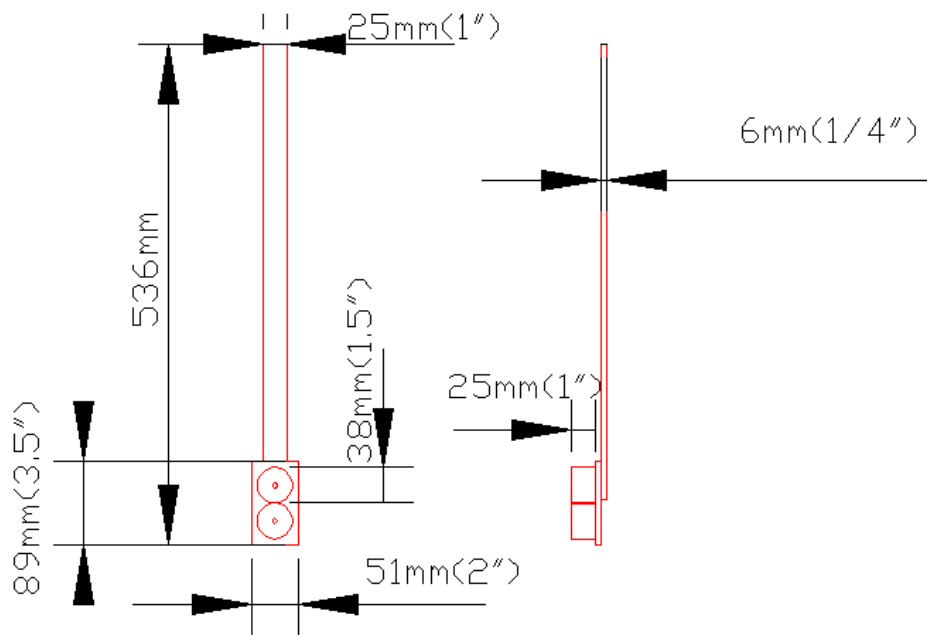
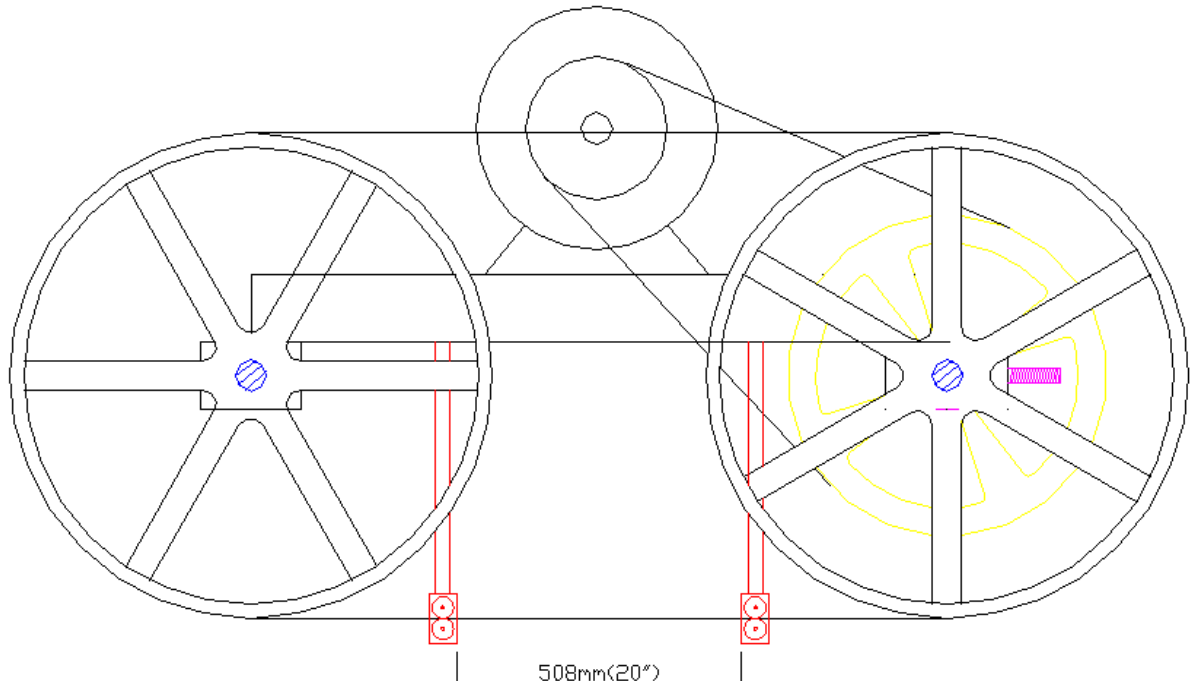
### **3.4.3 Guías para la sierra**

Las sierras necesitan una guía en la parte que estará cortando madera, una a cada lado del espacio donde pasará la troza, esto con el fin de mantener la sierra siempre horizontal, y evitar deflexiones al entrar en contacto con la madera.

Para cada una de las guías se usan dos rodos, de unos 38 mm (1.5") pueden estar a una distancia fija que permita a la sierra un paso entre ellos ajustado, esto depende del ancho de la sierra que se usará, una opción es que el rodo superior tenga una corredera, para poder ajustarlo si se diera el caso de usar una hoja de sierra distinta. Estos irán montados sobre una placa de 6mm de espesor y 89x51mm.

Otra de las funciones que deben tener estas guías es impedir que la sierra camine hacia atrás, debido a la fuerza que la madera le ejerce al momento de cortar, esta fuerza es pequeña y es despreciable en cuanto a cualquier otro parámetro de diseño que no sean las guías mismas. La disposición de las guías se muestra en la figura 58.

Figura 58. Guías para la sierra

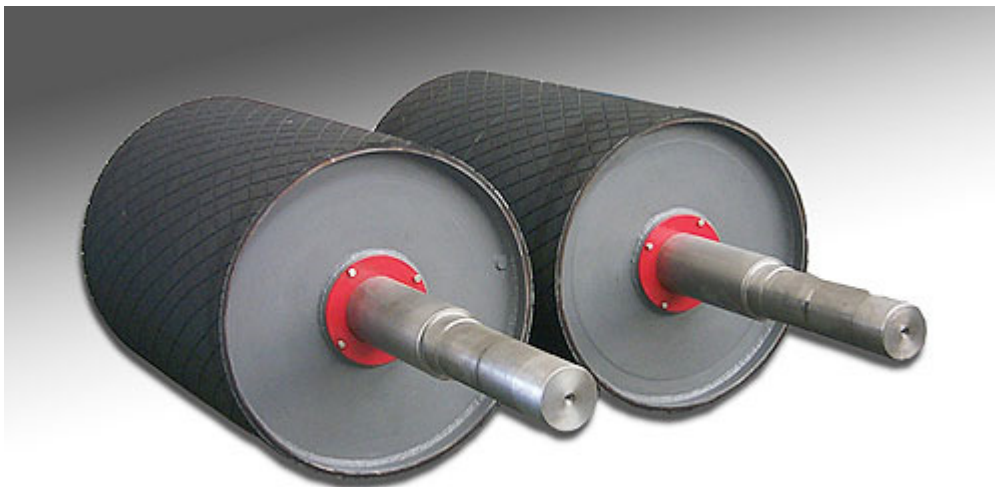




### 3.5 Alimentador

Llamamos alimentador al sistema que introducirá la madera en las sierras, básicamente, este sistema consiste en una banda transportadora, la cual debe tener velocidades de avance variables dependiendo el tipo de madera que se va a aserrar, básicamente está constituidas por una banda sin fin flexible que se desplaza apoyada sobre unos rodillos de giro libre. Hay una amplia gama de materiales y superficies de las que están hechas las bandas, por lo que es un factor secundario, que dependerá del distribuidor de los componentes. El desplazamiento de la banda se realiza por la acción de arrastre que le transmite uno de los tambores extremos, los tambores son los rodillos que lleva la banda en los extremos, son los que provocan que la banda gire, son más anchos que los rodillos intermedios que son libres y le dan soporte a la banda, estos se ilustran en la figura 59 y 60.

**Figura 59. Tambores banda transportadora**



Fuente: <http://www.rotranssa.com/productos.php>

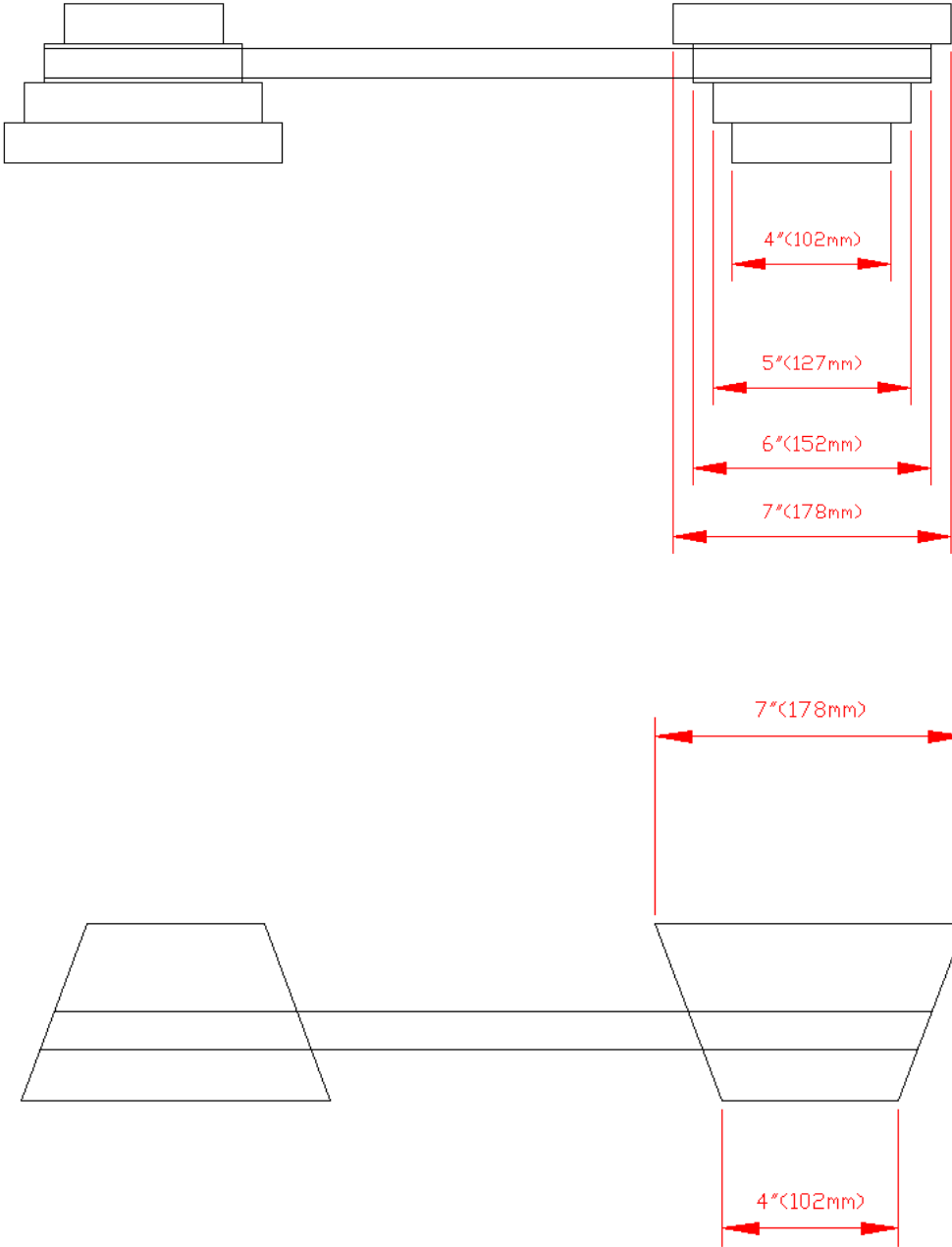
**Figura 60. Rodillos libres de una banda**



<http://www.rotranssa.com/productos.php>

Este tipo de dispositivos por lo general varían de fabricante a fabricante, y son relativamente simples, además del ancho de la banda de 458mm (18”), los factores que realmente nos interesan definir son la potencia y la velocidad de la banda, como se definió en la sección **2.2.1**, la velocidad de avance necesaria, debe ser variable en valores más o menos entre 10 a 30 m/min, para esto podemos encontrar varias soluciones, aquí se propone usar un reductor de velocidad de 100:1, asumiendo un motor a 1750 rpm y un sistema de 4 juegos de poleas y una banda plana para dar 4 velocidades intermedias. Además de una polea pequeña con corredera para dar tensión a la banda. También se puede usar dos poleas cónicas, en este caso se consideraran ambas, ya que la diferencia sería, que en las poleas cónicas se puede tener una mayor cantidad de relaciones, esto se ilustra en la figura 61, con las dimensiones de las poleas a usar.

**Figura 61. Juegos de poleas para variar velocidades**



Los tambores a usar serán de 150 mm de diámetro, la velocidad angular en la salida del reductor sería:

$$\frac{1750rpm}{100} = 17.5rpm = 1.83 \frac{rad}{seg}$$

Como se aprecia en la figura 61, las relaciones de diámetros que se tienen son **7:4, 6:5, 5:6, 4:7**

Las velocidades que se consiguen en el tambor, tanto angulares y lineales (velocidad de banda) con cada relación se listan a continuación:

$$7 : 4 = 1.75(1.83 \frac{rad}{seg}) = 3.20 \frac{rad}{seg}$$

$$3.20 \frac{rad}{seg} \times 0.15m = 0.48 \frac{m}{seg} = 28.8 \frac{m}{min}$$

$$6 : 5 = 1.2(1.83 \frac{rad}{seg}) = 2.19 \frac{rad}{seg}$$

$$2.19 \frac{rad}{seg} \times 0.15m = 0.33 \frac{m}{seg} = 19.7 \frac{m}{min}$$

$$5 : 6 = 0.83(1.83 \frac{rad}{seg}) = 1.52 \frac{rad}{seg}$$

$$1.52 \frac{rad}{seg} \times 0.15m = 0.23 \frac{m}{seg} = 13.8 \frac{m}{min}$$

$$4 : 7 = 0.57(1.83 \frac{rad}{seg}) = 1.04 \frac{rad}{seg}$$

$$1.04 \frac{rad}{seg} \times 0.15m = 0.16 \frac{m}{seg} = 9.6 \frac{m}{min}$$

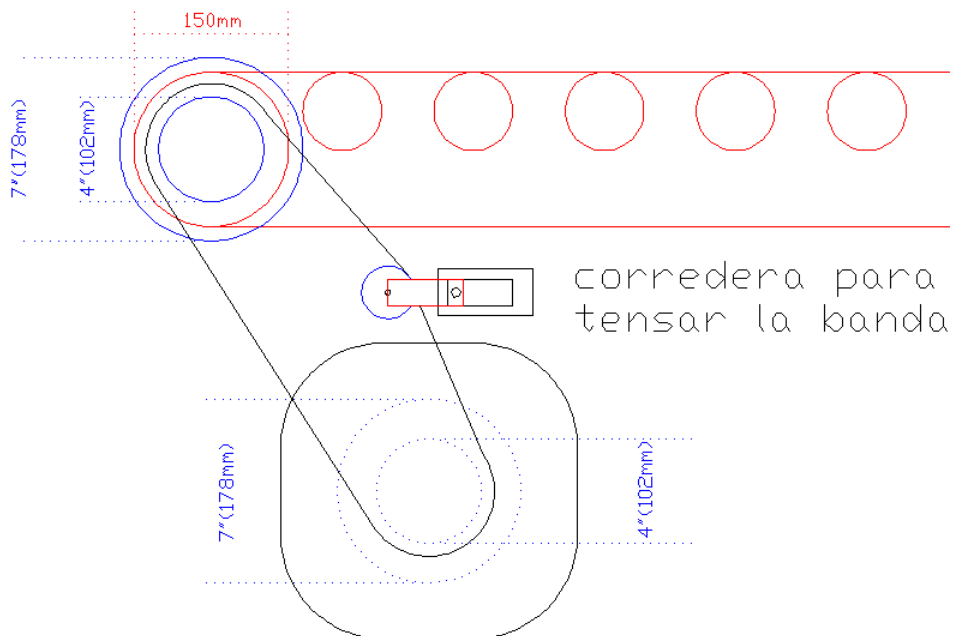
Estas velocidades se pueden considerar aptas y bien distribuidas dentro del rango deseado.

Para el caso de las poleas cónicas, las velocidades serán las mismas en los extremos, con la diferencia que hay una mayor cantidad de relaciones entre los valores estos.

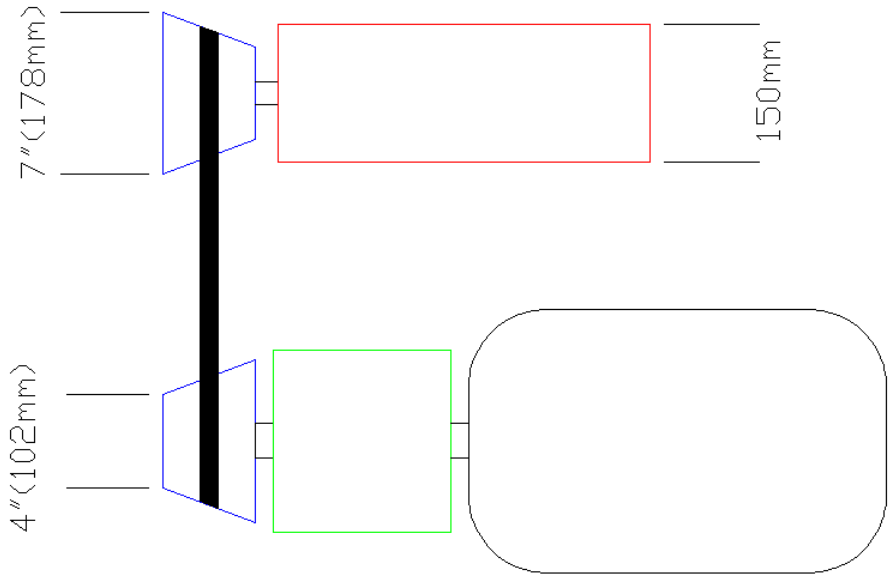
Basados en la experiencia, y en maquinaria de este tipo, se opta por usar un motor de 3 Hp con un factor de servicio de 1.7 debido al reductor, así el motor tendrá una potencia de 5 HP, lo cual se traduce en una fuerza de empuje de unas 1000 libras (4450N) en la configuración más rápida (menor torque), suficiente para hacer caminar la banda con el peso de la troza.

La configuración del motor, reductor y las poleas se muestran en las figuras 62 y 63, y el sistema completo en la figura 64; el color azul simboliza la polea cónica, y el rojo la banda, el tambor y rodillos de deslizamiento.

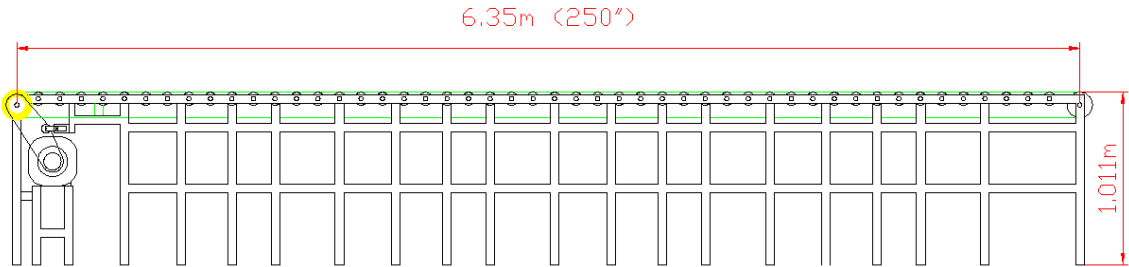
**Figura 62. Esquema de la transmisión de potencia a la banda**



**Figura 63. Vista frontal del motor, reductor, poleas y tambor de la banda**



**Figura 64. Esquema del sistema completo de banda**



### 3.6 Sistema de hidráulico de medidas

Para efectuar los cortes deseados, los cabezales deben tener cierta diferencia de alturas especifica, por lo que resulta elemental contar con un sistema que le pueda brindar o quitar altura a cada una de la sierras respecto a algún punto de referencia.

Para respetar el enfoque de simplicidad y funcionalidad de este proyecto, proponemos usar un sistema de gatos hidráulicos, como se conocen comúnmente, del tipo botella extra largos o de pistón, (figura 65).

**Figura 65. Gato hidráulico de pistón 5 Ton**

- Altura mínima: 627mm
- Altura máxima: 1122mm
- Pistón extendido: 495mm
- Agujeros 16mm
- Exterior Pistón 70 mm
- Peso: 14.5kgs

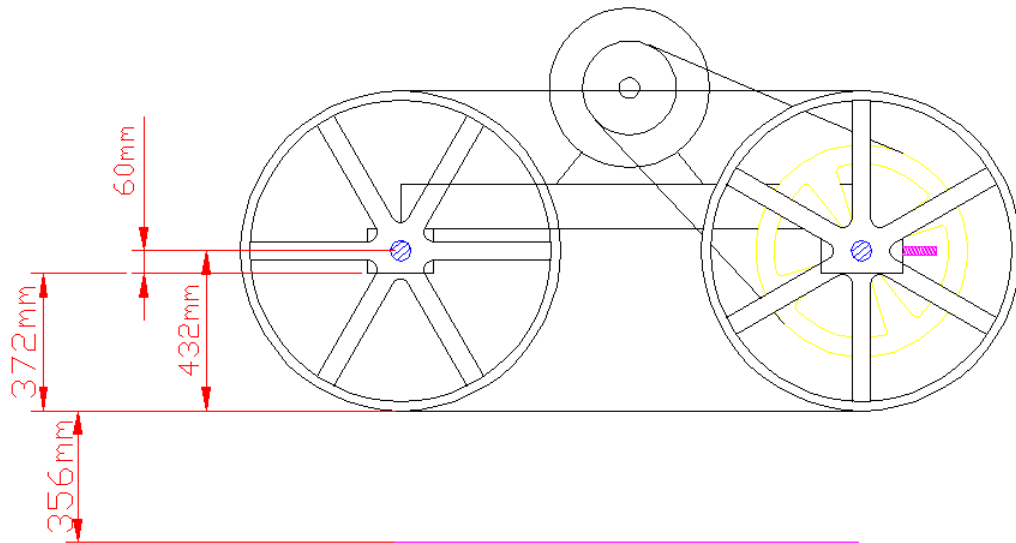


Fuente: <http://www.seysu.biz>

El factor que hace idóneo este dispositivo, es la carrera del pistón, ya que permite dar las medidas sin ninguna complicación, el peso para el que está diseñado rebasa por mucho el peso total de cada cabezal, que será alrededor de 1500 lbs., tomando en cuenta el motor, que pesará alrededor de 300 lbs., pero como se mencionó el factor deseado es la carrera del pistón.

Al diseñar este sistema elevación, la clave más que la resistencia de los materiales, es la disposición de los mismos y la configuración para dar estabilidad a la máquina. En principio se necesita que cada cabezal pueda tener una libertad de movimiento de 356mm (14"); como vemos en las especificaciones de el gato hidráulico, este tiene una carrera de 495mm (19.5"), con lo que da cobertura a la distancia que necesitamos recorrer. Las distancias a considerar se muestran en la figura 66.

**Figura 66. Distancias de consideración para el sistema de medidas**



Los diámetros de los tubos redondos a usar fueron tomados como referencia de la siguiente la tabla XXV Los diámetros podrían variar de un distribuidor a otro, por lo que se deberá aproximar las medidas de los mismos y efectuar la debida corrección a los componentes que ajusten o dependan de estas medidas.



**Tabla XXV. Diámetros de tubos redondos**

Diámetro exterior	Espesor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal	Momento de inercia de flexión	Radio de giro	Módulo de flexión elástico	Módulo de flexión plástico	Momento de inercia de torsión	Módulo de torsión	Área superficial por metro lineal	Longitud nominal por tonelada
76.1	2.0	3.65	4.66	32.0	2.62	8.40	11.0	64.0	16.8	0.239	274
	2.5	4.54	5.78	39.2	2.60	10.3	13.5	78.4	20.6		220
	3.0	5.41	6.89	46.1	2.59	12.1	16.0	92.2	24.2		185
	4.0	7.11	9.06	59.1	2.55	15.5	20.8	118	31.0		141
	5.0	8.77	11.2	70.9	2.52	18.6	25.3	142	37.3		114
	6.0	10.4	13.2	81.8	2.49	21.5	29.6	164	43.0		96.4
88.9	2.0	4.29	5.46	51.6	3.07	11.6	15.1	103	23.2	0.279	233
	2.5	5.33	6.79	63.4	3.06	14.3	18.7	127	28.5		188
	3.0	6.36	8.10	74.8	3.04	16.8	22.1	150	33.6		157
	4.0	8.38	10.7	96.3	3.00	21.7	28.9	193	43.3		119
	5.0	10.3	13.2	116	2.97	26.2	35.2	233	52.4		96.7
	6.0	12.3	15.6	135	2.94	30.4	41.3	270	60.7		81.5
101.6	2.0	4.91	6.26	77.6	3.52	15.3	19.8	155	30.6	0.319	204
	2.5	6.11	7.78	95.6	3.50	18.8	24.6	191	37.6		164
	3.0	7.29	9.29	113	3.49	22.3	29.2	226	44.5		137
	4.0	9.63	12.3	146	3.45	28.8	38.1	293	57.6		104
	5.0	11.9	15.2	177	3.42	34.9	46.7	355	69.9		84.0
	6.0	14.1	18.0	207	3.39	40.7	54.9	413	81.4		70.7
114.3	2.0	5.46	6.92	91.8	3.95	16.4	21.6	166	33.6	0.359	177
	2.5	6.89	8.78	137	3.95	24.0	31.3	275	48.0		145
	3.0	8.23	10.5	163	3.94	28.4	37.2	325	56.9		121
	4.0	10.9	13.9	211	3.90	36.9	48.7	422	73.9		91.9
	5.0	13.5	17.2	257	3.87	45.0	59.8	514	89.9		74.2
	6.0	16.0	20.4	300	3.83	52.5	70.4	600	105		62.4
	6.3	16.8	21.4	313	3.82	54.7	73.6	625	109	59.6	
	8.0	21.0	26.7	379	3.77	66.4	90.6	759	133	47.7	

Calidades: S 275 JOH y S 355 J2H

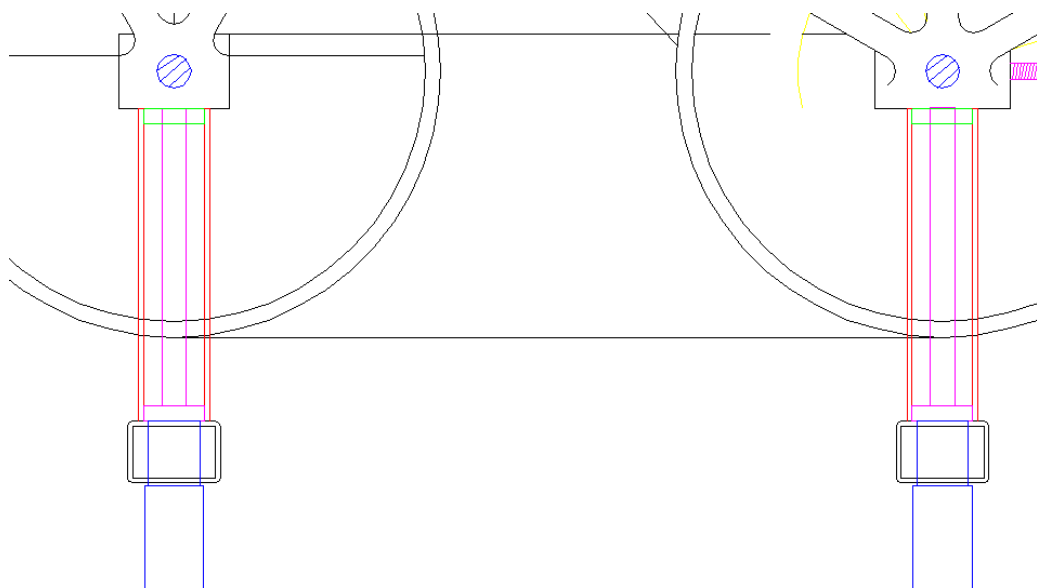
Fuente: <http://www.constructalia.com/es>

Para el sistema se eligió utilizar dos gatos hidráulicos por cada cabezal, de los cuales se anularán las bombas y se conectará una manguera de cada uno de ellos hacia una sola bomba, para que así de esta manera, suban los dos pistones exactamente al mismo tiempo. De igual manera se mencionó que la capacidad de los gatos hidráulicos supera por mucho el peso a levantar, y el factor determinante es la carrera del pistón.

El soporte de cada volante será una barra de 40mm de diámetro y 483mm de largo de acero AISI 1018, que hará el papel de columna debajo de cada volante. Esta irá introducida en un tubo de 114.3 mm de diámetro y 3mm de espesor, y se soldará con un disco de acero de 1 pulgada de espesor, y del diámetro interno de la tubería, en la parte baja de la barra. En el extremo superior del tubo, este llevará soldado un buje de acero de 1 pulgada de espesor, fabricado a la medida de la barra, de esta manera se lograra restringir el movimiento de las barras en las direcciones horizontales y se moverán únicamente hacia arriba y hacia abajo.

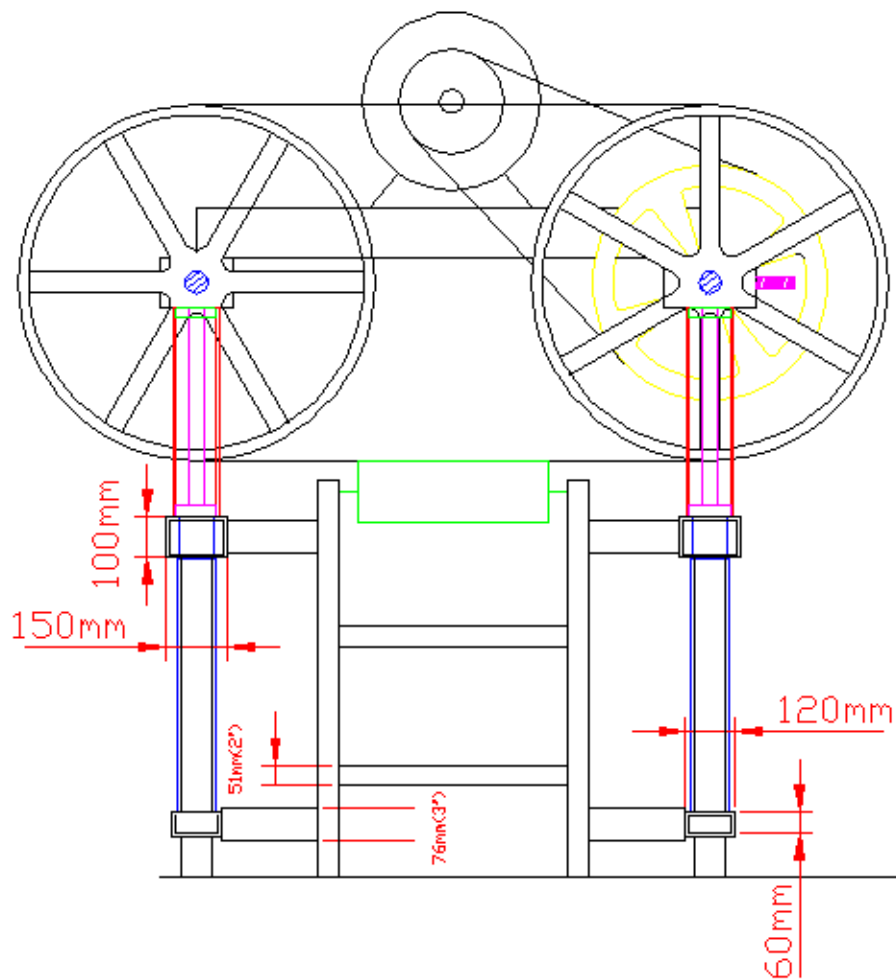
El pistón del gato hidráulico atraviesa un segmento de tubo rectangular de 150x100mm y 8mm de espesor (donde irá soldado el tubo redondo), por un agujero maquinado en un torno, del mismo diámetro del pistón del gato hidráulico (7cm), (este segmento de tubo después irá soldado a la estructura primaria para formar un sola viga), así el pistón conectará con el disco bajo la barra, y brindara el movimiento vertical alternativo necesario a las barras. El principio del sistema se muestra en la figura 67.

**Figura 67. Sistema de elevación**

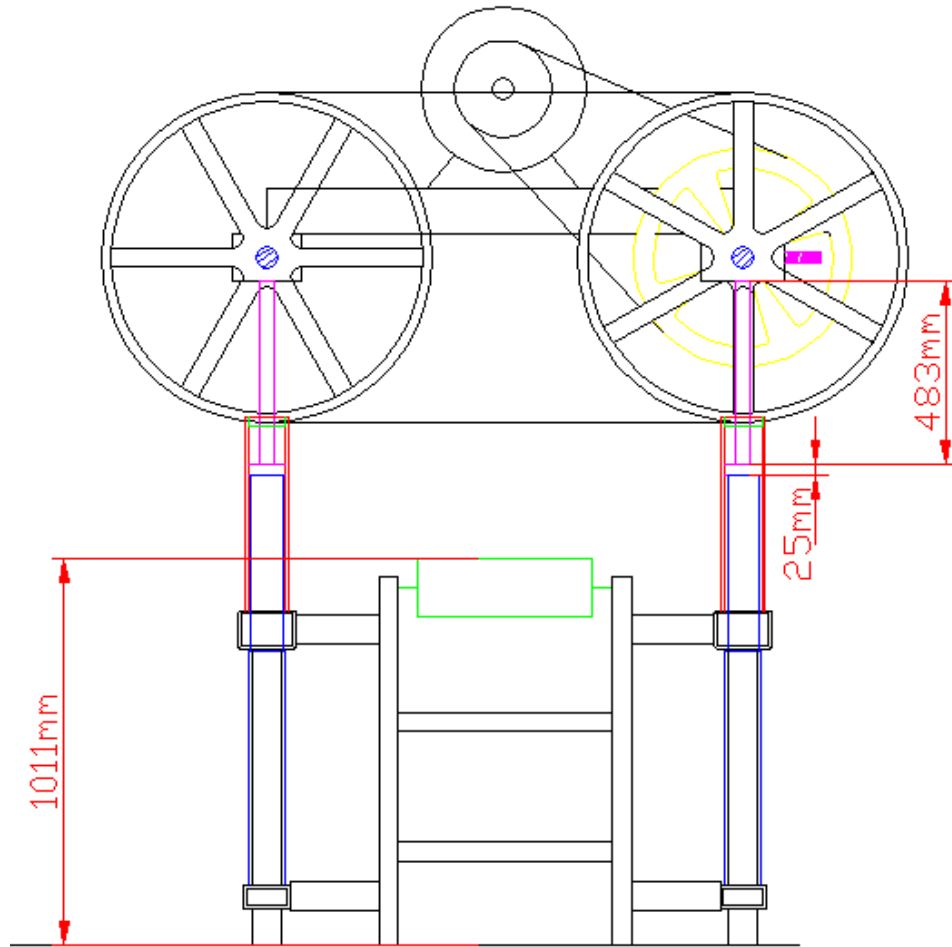


El esquema completo, tanto en la medida superior como inferior se muestra en las figuras 68 y 69, las medidas se dividieron en ambas figuras para tener una mejor claridad.

**Figura 68. Vista frontal en el punto inferior del cabezal**

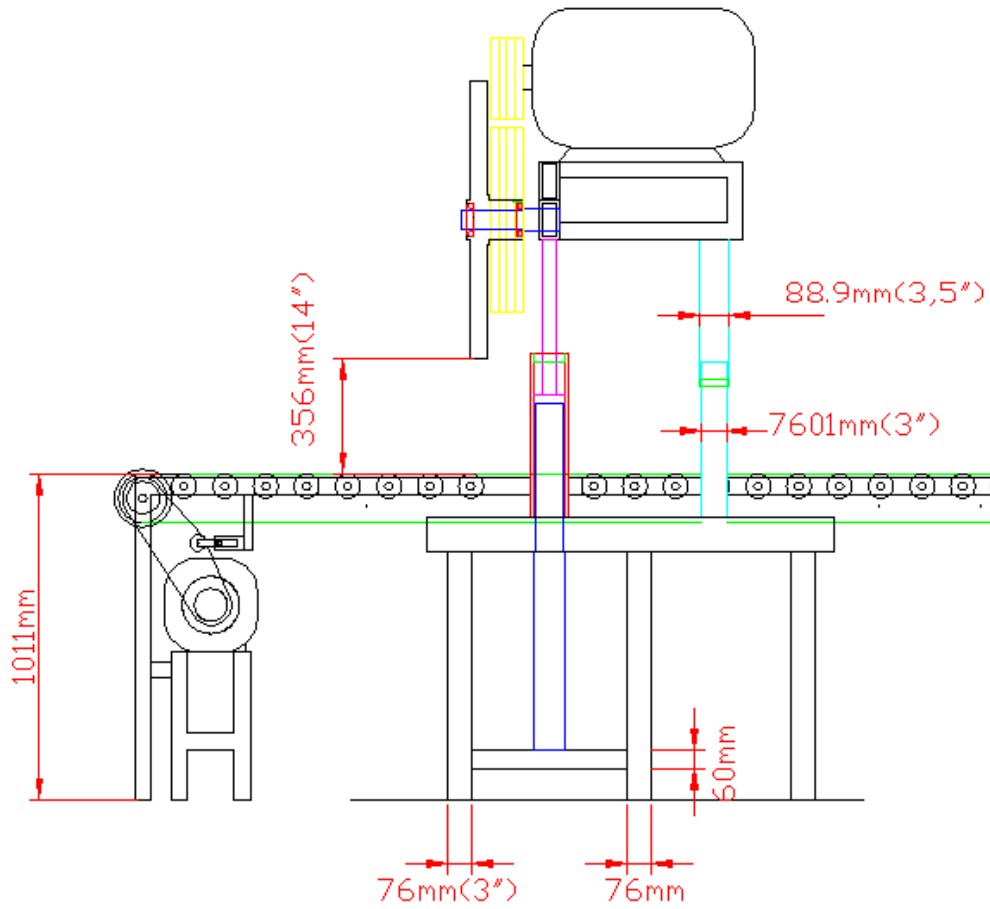


**Figura 69. Vista frontal en el punto superior del cabezal**



En la figura 70 se muestra la vista lateral de este sistema.

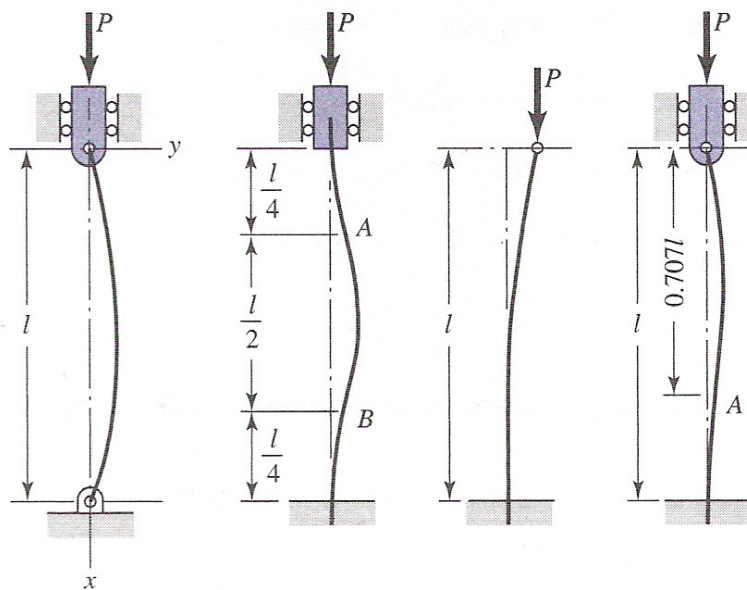
Figura 70. Vista lateral en el punto superior del cabezal



A continuación se validarán las barras que soportan los cabezales.

Se asume que cada cabezal pesa 1800 lbs. (8010N), por seguridad y cualquier factor inesperado, y que el peso se distribuye en las dos barras con igualdad, para esto nos basamos en el análisis de columnas largas con carga centrada, como se muestra en la figura 71.

**Figura 71. Columnas con diferentes condiciones de extremo**



Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Página 174

Este análisis se basa en que a cierta carga “P” las columnas como las mostradas adquieren cierta inestabilidad y se desarrolla una flexión como la mostrada en la imagen anterior, esta fuerza se determina a partir de:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2}$$

Donde “C” es una constante, E es el modulo de elasticidad, I es la inercia y L es la longitud de la columna.

Entonces debemos encontrar la inercia “I” de las barras, el modulo de elasticidad para aceros al carbono es E=207Gpa. y la longitud de cada barra es de 483mm y el diámetro de cada barra es de 40mm.

De esta manera nos queda:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(0.04)^4}{64} = 1.2566 \times 10^{-7} m^4$$

Para nuestro análisis La constante “C” recomendada es de 1.2, esto para el caso de una columna con ambos extremos empotrados como es nuestro caso.

$$P_{cr} = \frac{(1.2)\pi^2(207 \times 10^9)1.2566 \times 10^{-7}}{0.4826^2} = 1.3227 \times 10^6 N$$

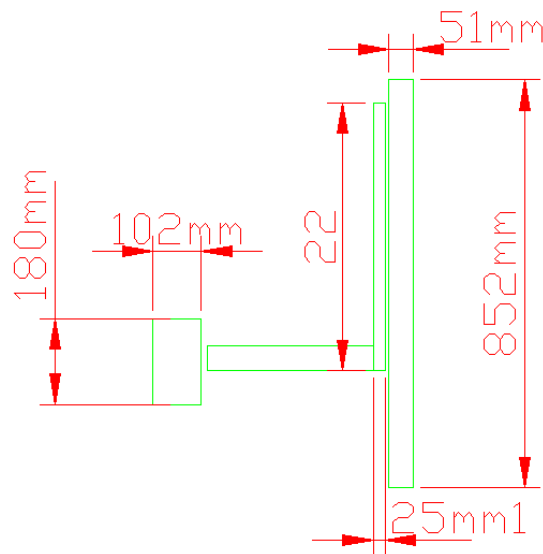
Lo que es un aproximado de 300,000 libras, muy por encima de las cargas reales, por lo que también podemos validar el uso de las barras de 40 mm. (No se buscara un diámetro menor por que las barras serán soldadas, y el ahorro económico realmente no es significativo y no lo amerita).

Otro factor que debemos considerar es el de las ruedas de 180 mm de diámetro y 102mm de ancho que empujaran la troza hacia abajo para que las tablas no se separen durante el corte, si el peso de la rueda junto con el tubo que servirá de brazo hasta la articulación, no es suficiente para mantener las tablas juntas podríamos usar un resorte dentro de un tubo, semejando un amortiguador, para que este ejerza una fuerza constante hacia las tablas también se podría implementar una botella hidráulica o neumática.

Para cada uno de los sistemas podemos fijar un parámetro aproximado a cumplir, siendo este que los ruedas ejerzan unas 15 libras de fuerza sobre las tablas superiores. Aquí se asumirá un sistema sencillo de dos resortes al lado de la rueda. Donde no existe otra variable que la fuerza que ejercen y la longitud de estos, lo cual es factor al momento de la compra de los resortes y deberá basarse la decisión en la opinión del distribuidor.

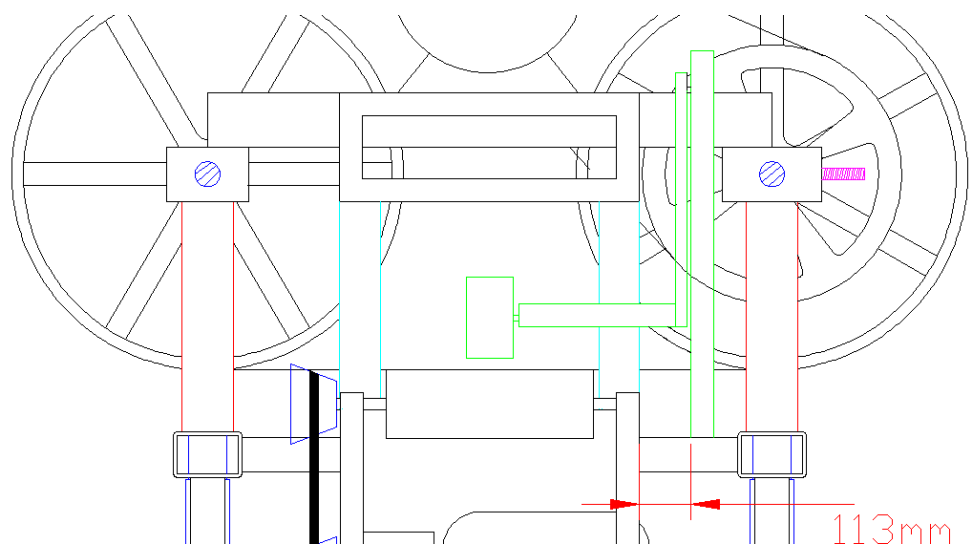
Se debe tener cuidado que el sistema de rueda, no interfiera con el libre paso de la troza, ni que sea capaz de interferir con la sierra próxima. Un esquema de esto se muestra a continuación en las figuras 72, 73 y 74

**Figura 72. Esquema del brazo y rueda de empuje**

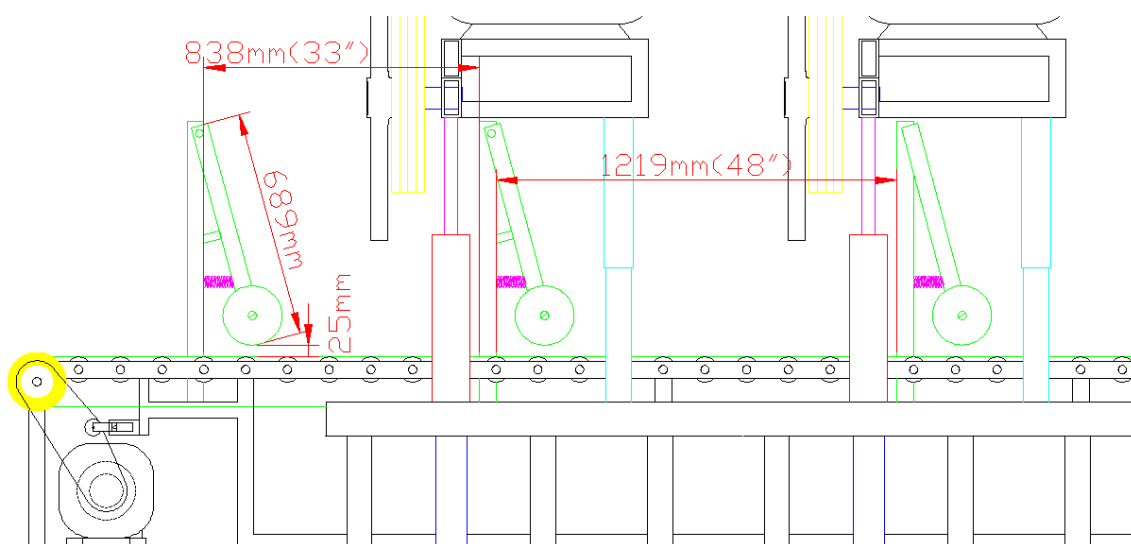




**Figura 73. Esquema ruedas para presionar madera, vista trasera del cabezal**



**Figura 74. Esquema ruedas para presionar madera, vista lateral**



## 4. ENSAMBLE

Ya se definieron todas las medidas y factores de importancia para la construcción de este proyecto, se debe recordar que esta es una guía o propuesta de construcción, a la cual podrían ejercérsele algún cambio para ajustar la máquina a las necesidades del proyectista.

El ensamble que se propondrá obedecerá obviamente a las medidas y piezas propuestas en este proyecto.

### 4.1 Estructura que cargará el motor

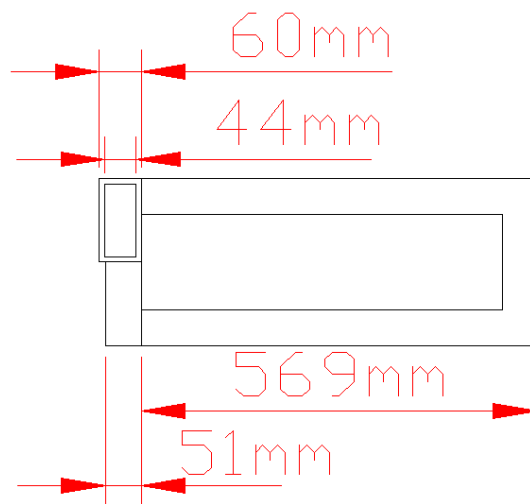
Un motor de 25 Hp, tendrá estas características básicas aproximadamente:

- Motor marca US Motors.
- 25 caballos de fuerza.
- 1750 revoluciones por minuto.
- Voltaje 208-230/460 voltios.
- Longitud o profundidad: 27 pulgadas.
- Ancho: 17 pulgadas.
- Alto: 17 pulgadas
- Peso: 290 libras.

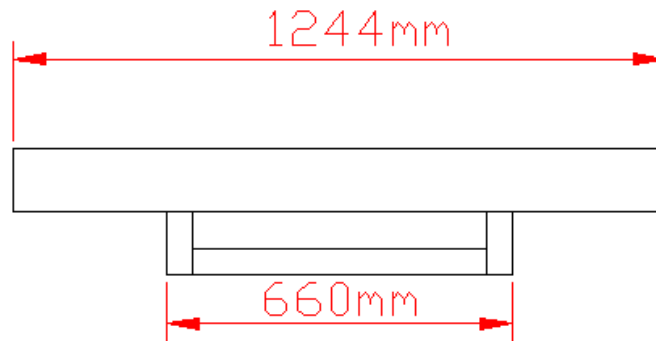
Vemos que los pesos y esfuerzos son conservadores por lo que no es necesario profundizar el análisis, la estructura que se propone es de tubo cuadrado de 51mm (2") y los tubos rectangulares especificados con anterioridad; se recomiendan usar una soldadura de filete con de 5mm de altura en la garganta de la soldadura a lo largo de todas las uniones, y alrededor de los tubos cuadrados, se plantea un electrodo común, E-60XX (aproximadamente 60000 PSI de resistencia), los esfuerzos residuales ocasionados por la soldadura y las zonas afectadas por el calor se desprecian, ya que los esfuerzos generales, a los que estarán sometidos los materiales de la máquina no son grandes y a que por lo general estos factores secundarios de la soldadura no son tan severos como para causar algún problema.

La geometría de la estructura se muestra a continuación en la figuras 75 y 76.

**Figura 75. Vista lateral estructura motor**

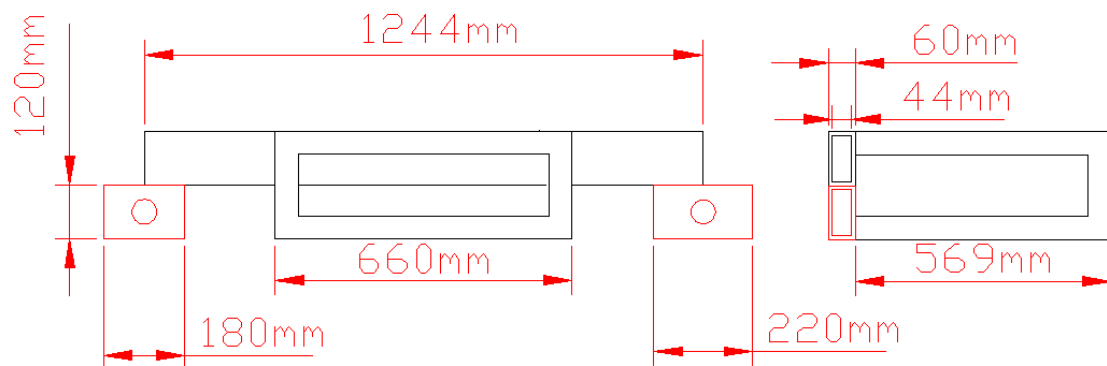


**Figura 76. Vista frontal estructura motor**

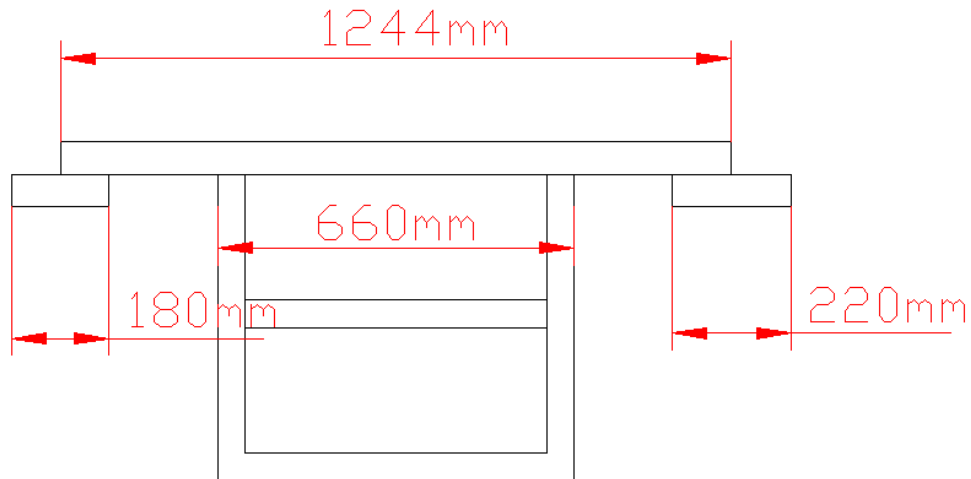


A continuación se muestra la estructura unida a las partes donde irán empotrados los ejes en las figuras 77 y 78

**Figura 77. Vista frontal y lateral de la estructura ya con los empotramientos de los ejes**



**Figura 78. Vista superior de la estructura ya con los empotramientos de los ejes**



#### **4.2 Ejes, volantes y torres**

Uno de los volantes deberá tener acoplada la polea, ya se definieron los factores necesarios en las secciones anteriores, se deberá dejar el eje con un ajuste de  $1/10$  de mm para los cojinetes, (ajuste por interferencia) es decir deberá tener un diámetro de 55.1mm en el lado angosto.

Los tubos rectangulares, tanto para el volante fijo como para el móvil, deben llevar un agujero maquinado en un torno, podría tener cierto ajuste, que no exceda  $1/20$  de mm, es de suma importancia que la medida del agujero sea exactamente el diámetro del eje o que este sea  $1/20$  de mm más pequeño, para evitar movimientos relativos entre el eje y su empotramiento.

La soldadura recomendada para los ejes y los tubos rectangulares, una vez ajustados, es una soldadura de filete de 10 mm de garganta y alrededor de todo el eje.

Prácticamente la soldadura soportará solo la torsión en el eje, ya que el ajuste del tubo, restringirá y soportará los momentos flectores.

El esfuerzo que genera la torsión en la soldadura alrededor del eje está definida por:

$$\begin{aligned}\tau'' &= \frac{Mr}{J} \\ J &= 0.707hJ_u \\ J_u &= 2\pi r^3\end{aligned}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición

Así,

$$J_u = 2\pi(0.065)^3 = 1.7255 \times 10^{-3}$$

$$J = 0.707(10)(1.7255 \times 10^{-3}) = 1.2199 \times 10^{-2}$$

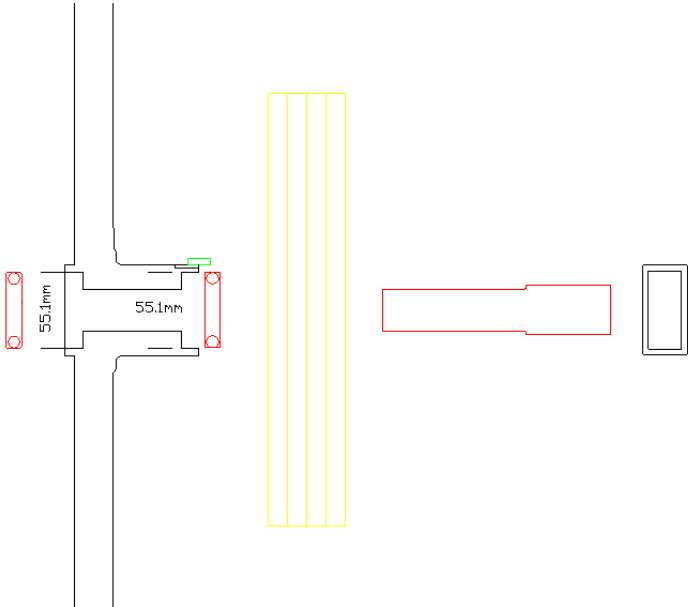
El momento tiene un valor de 229.78N, así.

$$\tau'' = \frac{(229.78)(0.065)}{1.2199 \times 10^{-2}} = 1224.3 \frac{N}{m^2}$$

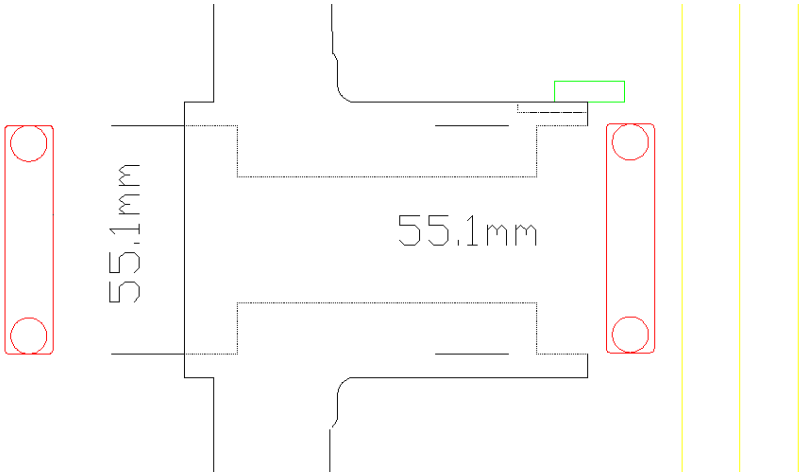
Las resistencias de los electrodos es del orden de Giga pascales, por lo que se valida la soldadura.

El acople del eje y su componentes se muestra a continuación en las figuras 79 y 80.

**Figura 79. Acople del eje y componentes**

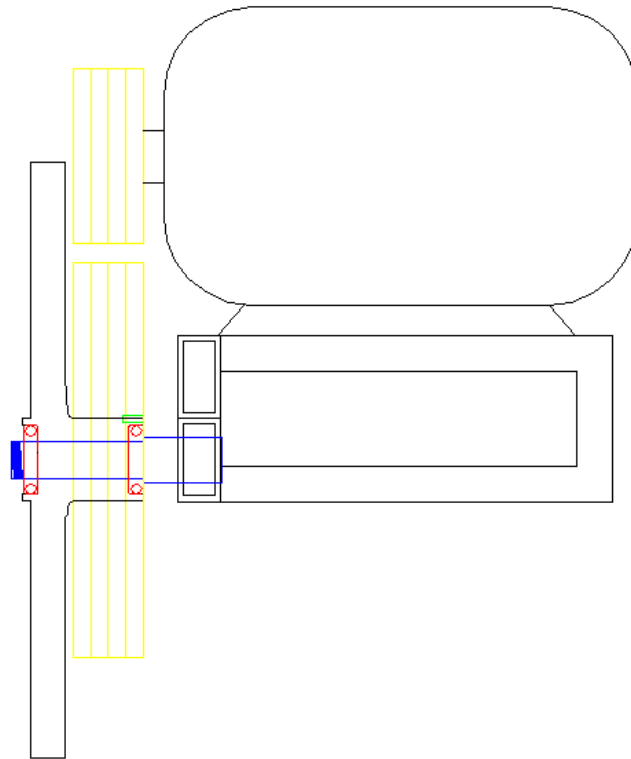


**Figura 80. Acople cojinetes**



El conjunto de la estructura y el eje con el volante se muestra a continuación en la figura 81.

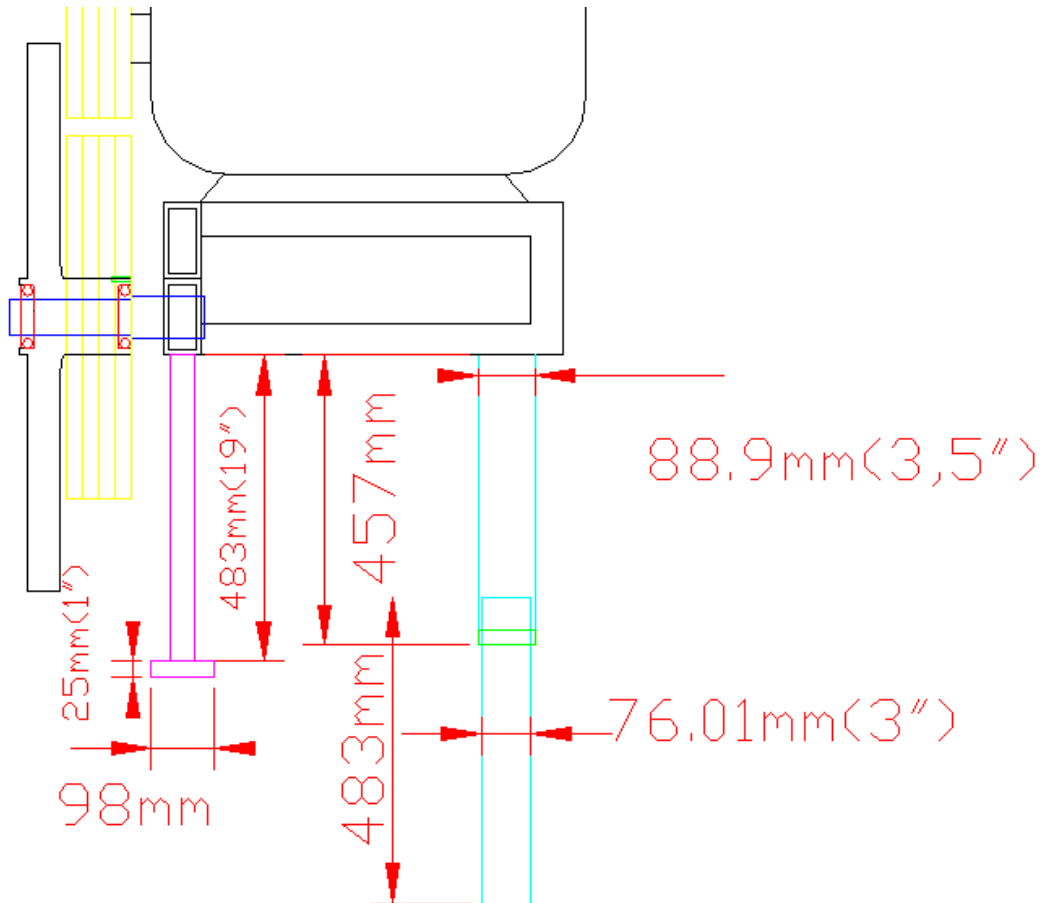
**Figura 81. Torre sin barras ni tubos**



Después se le pueden soldar las barras que harán el papel de vigas, así como los tubos que ayudaran a darle esbeltez y restringir el movimiento, esto se ilustra en la figura 82.



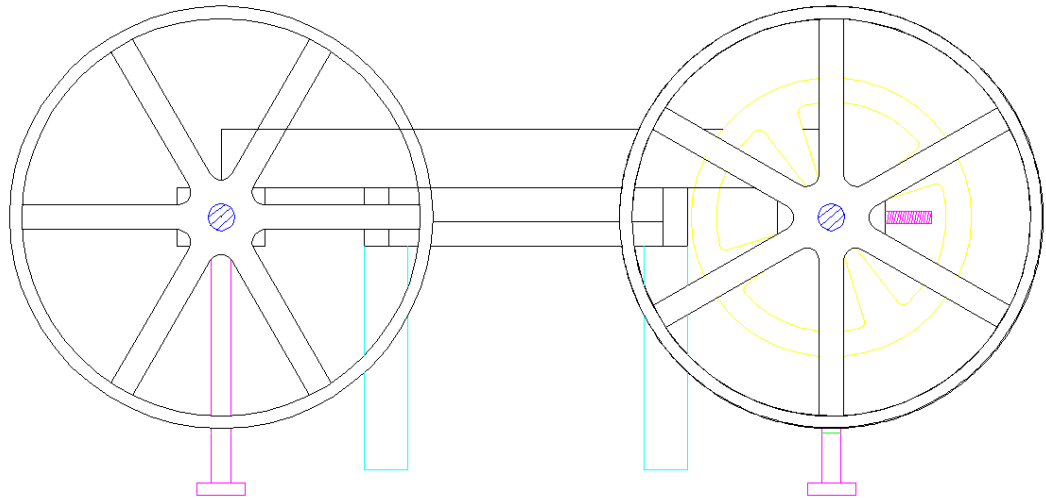
**Figura 82. Torre con barras y tubos**



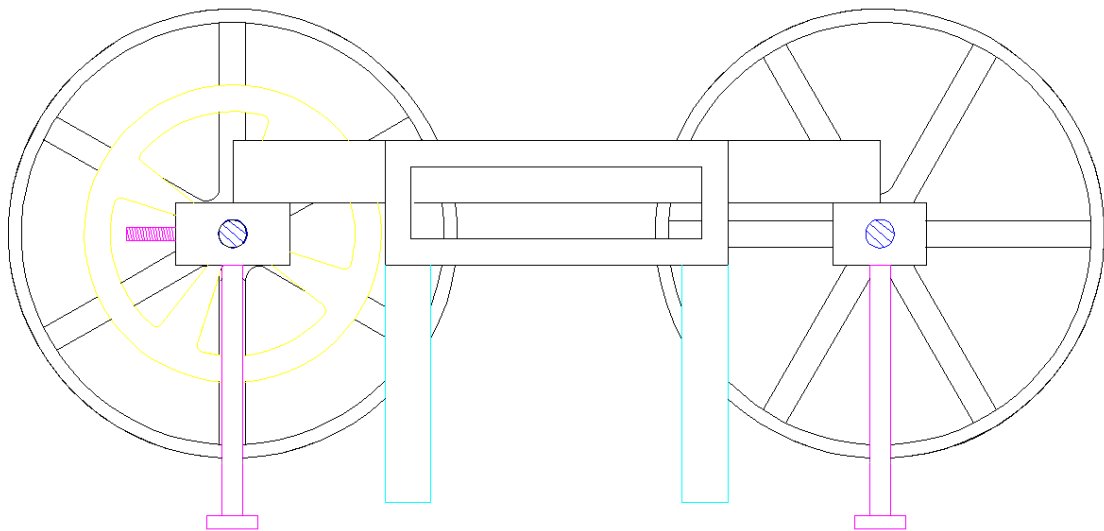
Los tubos y barras también serán soldados con un filete de 10 mm, el buje puede ser soldado so una soldadura a tope sin bisel, de 5 mm de garganta, ya que no debería de llevar esfuerzos grandes.

El esquema frontal y trasero de la torre completa, se muestra en la figura 83 y 84 respectivamente.

**Figura 83. Esquema frontal torre completa**

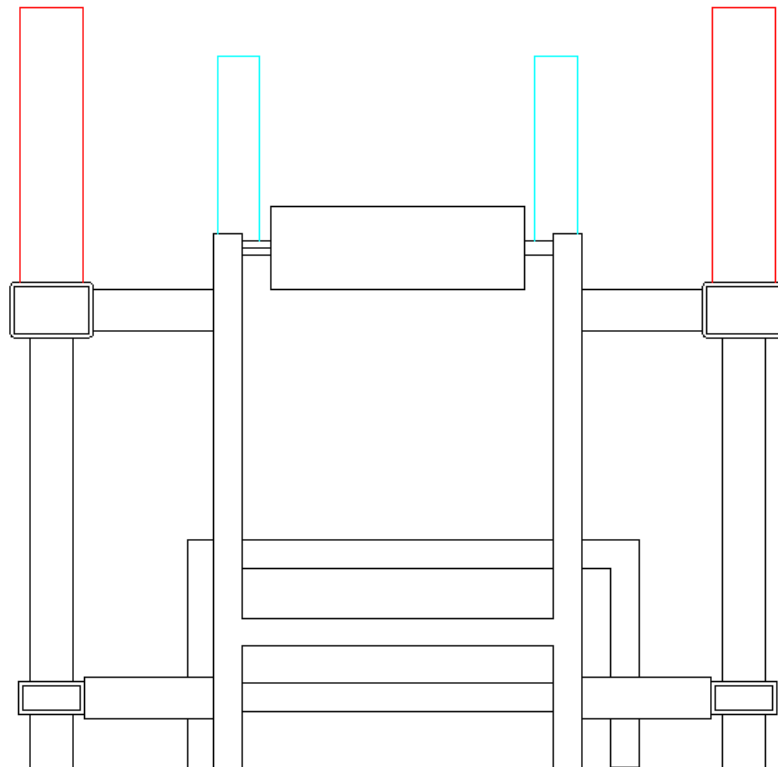


**Figura 84. Esquema trasero torre completa**

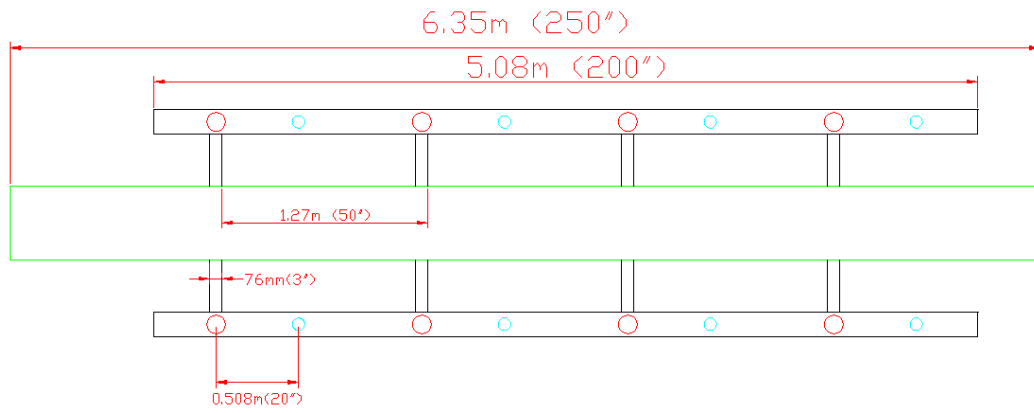


Una vez armado el cabezal es necesario tener la estructura que lo soportará, esta se ilustra en las figuras 85, 86 y 87 conjuntamente con la estructura que soportará la banda transportadora, ambas definidas con anterioridad.

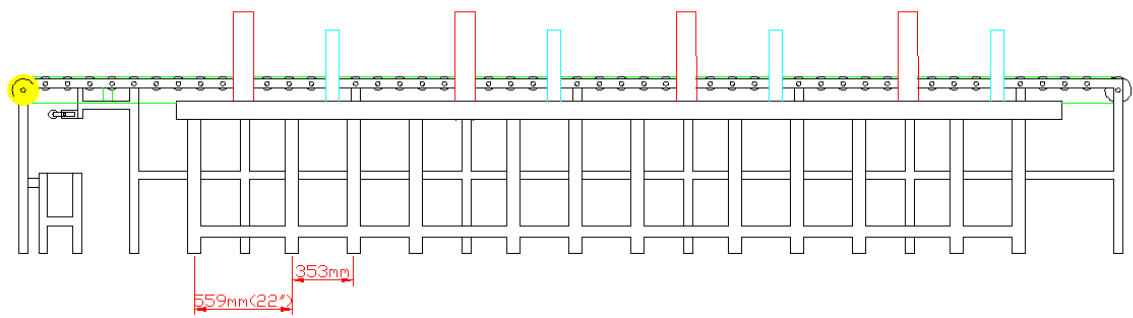
**Figura 85. Vista frontal estructura**



**Figura 86. Vista superior estructura**



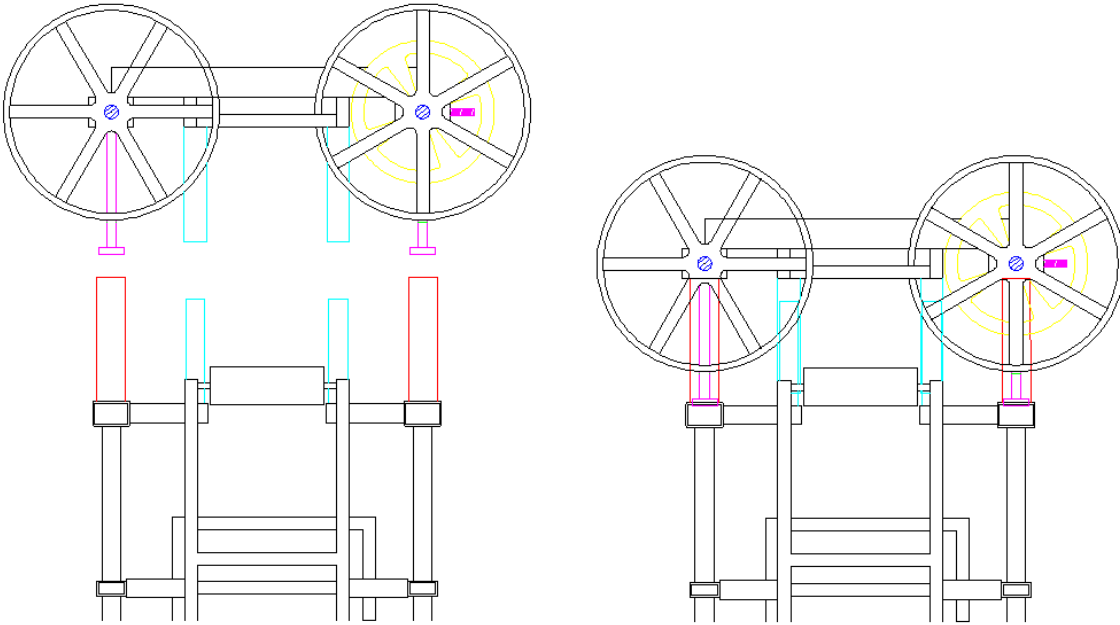
**Figura 87. Vista lateral estructura**



### 4.3 Cabezales montados

Una vez finalizadas las dos estructuras se montan y se acoplan los cabezales en sus respectivas guías (tubos), los cabezales quedarán montados sobre la estructura hasta que se coloquen los gatos hidráulicos, de esta manera quedarán las dos estructuras unificadas como se muestra en las figura 88.

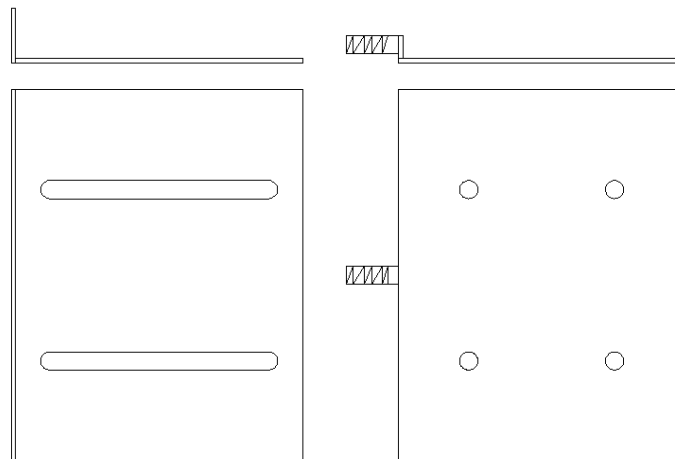
**Figura 88. Cabezales montados sobre estructura**



#### 4.4 Motores, gatos hidráulicos y ruedas para presionar la madera

Una vez montados los cabezales solo queda instalar los motores, y los gatos hidráulicos. Para esto se debe dar la tensión apropiada a las bandas, el motor de cada cabezal, tendrá un sistema de corredera para poder tensar las bandas. Las medidas dependerán de la distancia que tengan los anclajes del motor que se utilice, por lo que se hará un esquema general. Esto se ilustra en la figura 89.

**Figura 89. Plataformas donde irá anclado el motor, con corredera**



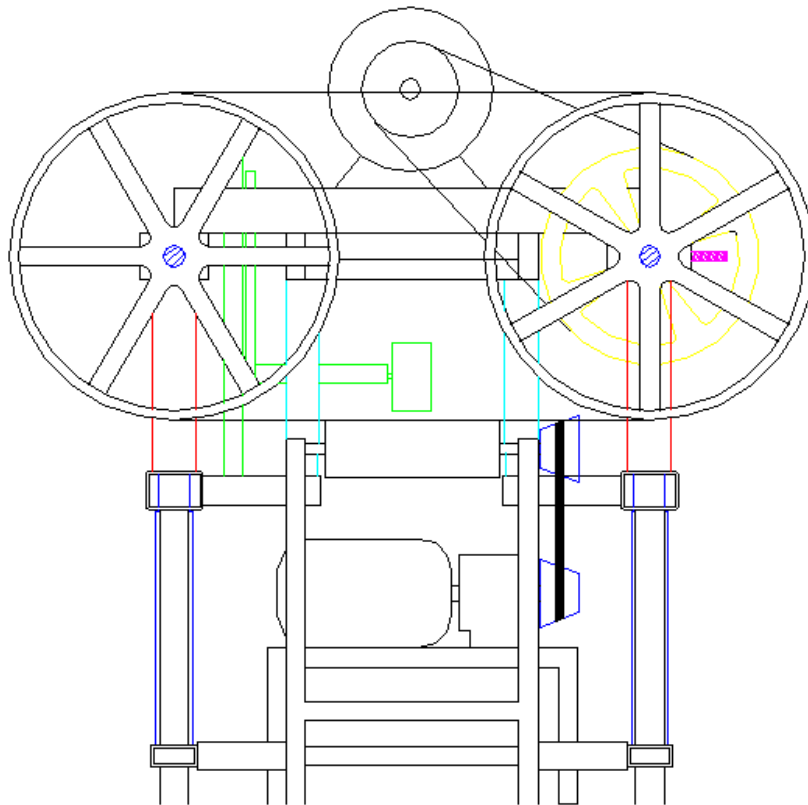
El motor de la banda no necesita, este dispositivo ya que tiene un rodo libre para tensar la banda

Para instalar los gatos hidráulicos se debe recordar que se maquinó un agujero de 7 cm en una sección de la viga de soporte, que será lo que limita el movimiento del pistón de los mismos. Estos irán apoyados sobre otra viga en la parte de abajo.

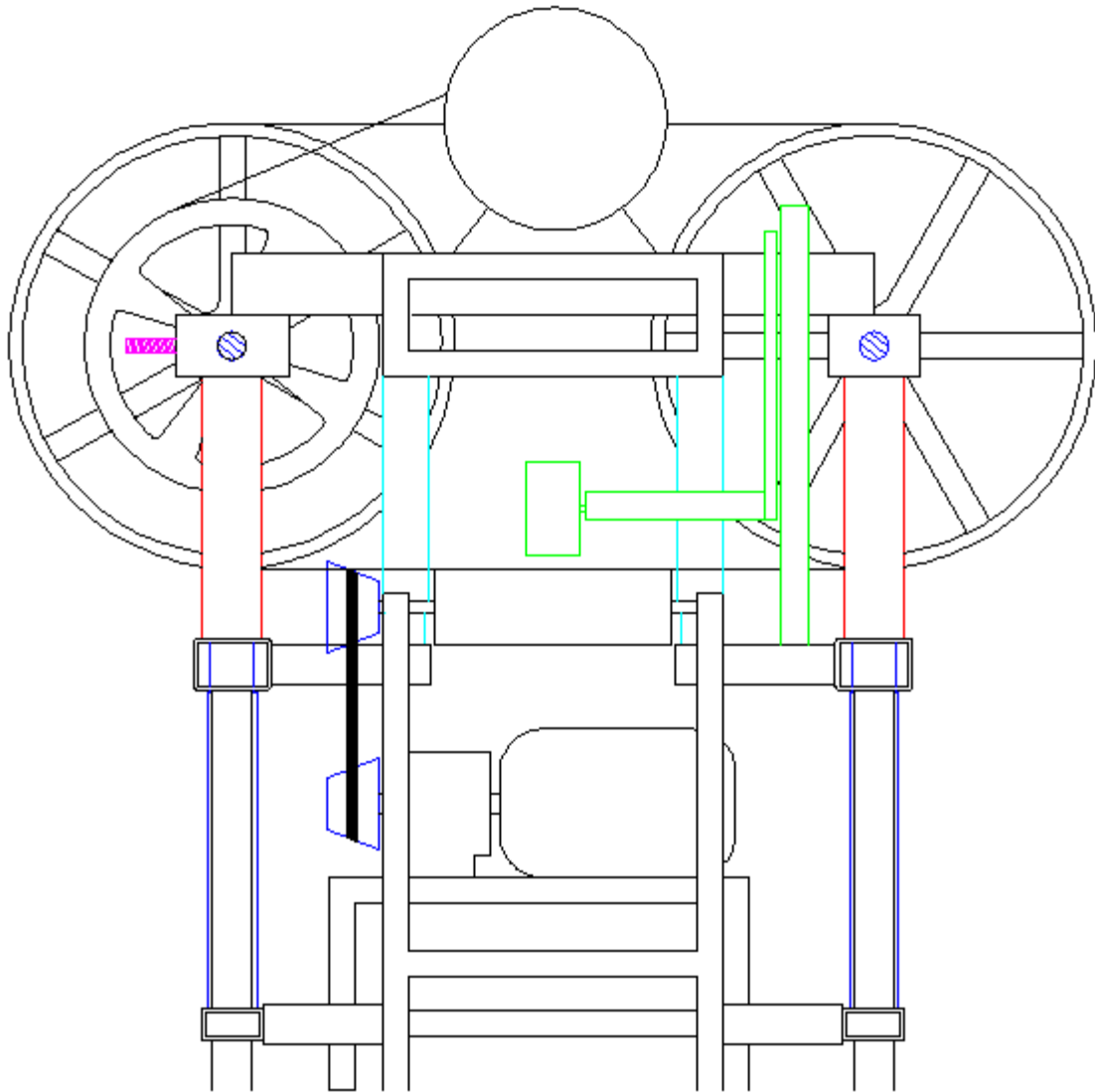
Las ruedas para presionar la madera, así como su estructura también se definieron en la sección pasada.

Los cabezales montados con los motores, gatos hidráulicos y el sistema para presionar la madera se muestran a continuación en las figuras 90, 91, 92, 93 y 94.

**Figura 90. Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos, vista frontal, altura mínima**

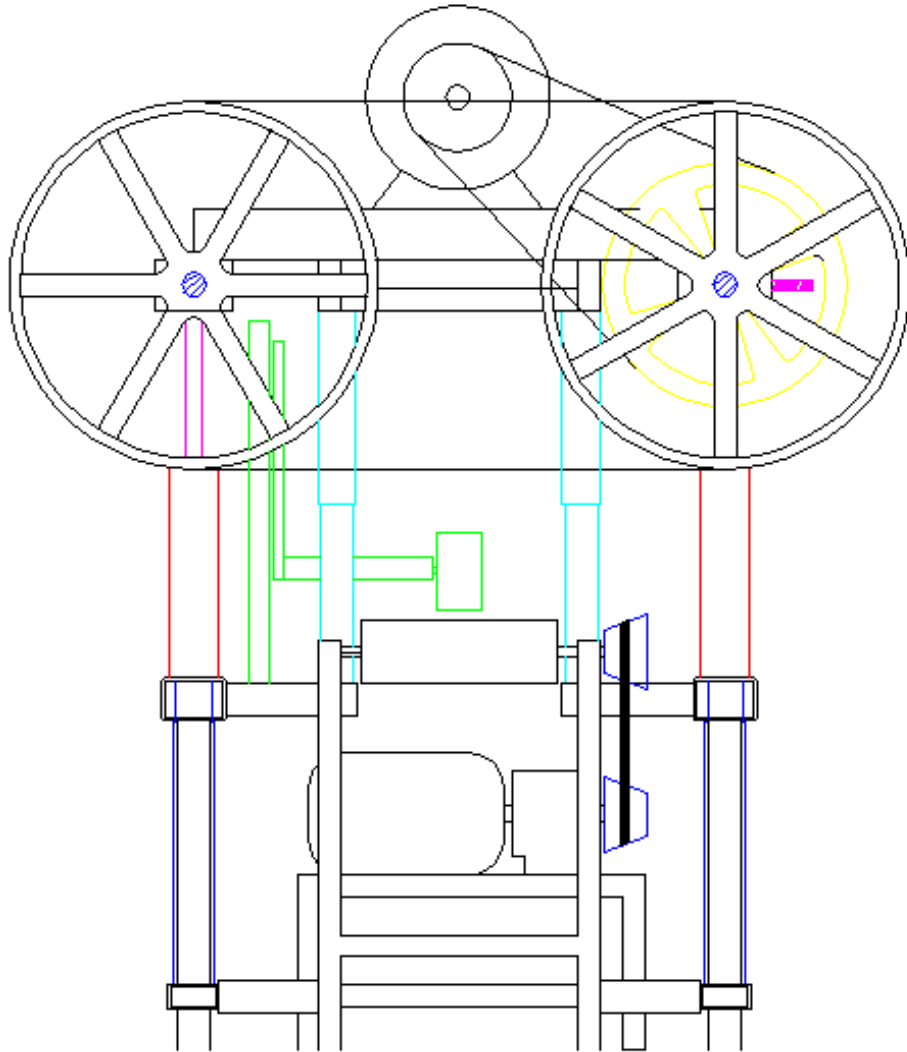


**Figura 91. Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos,  
vista trasera, altura mínima**

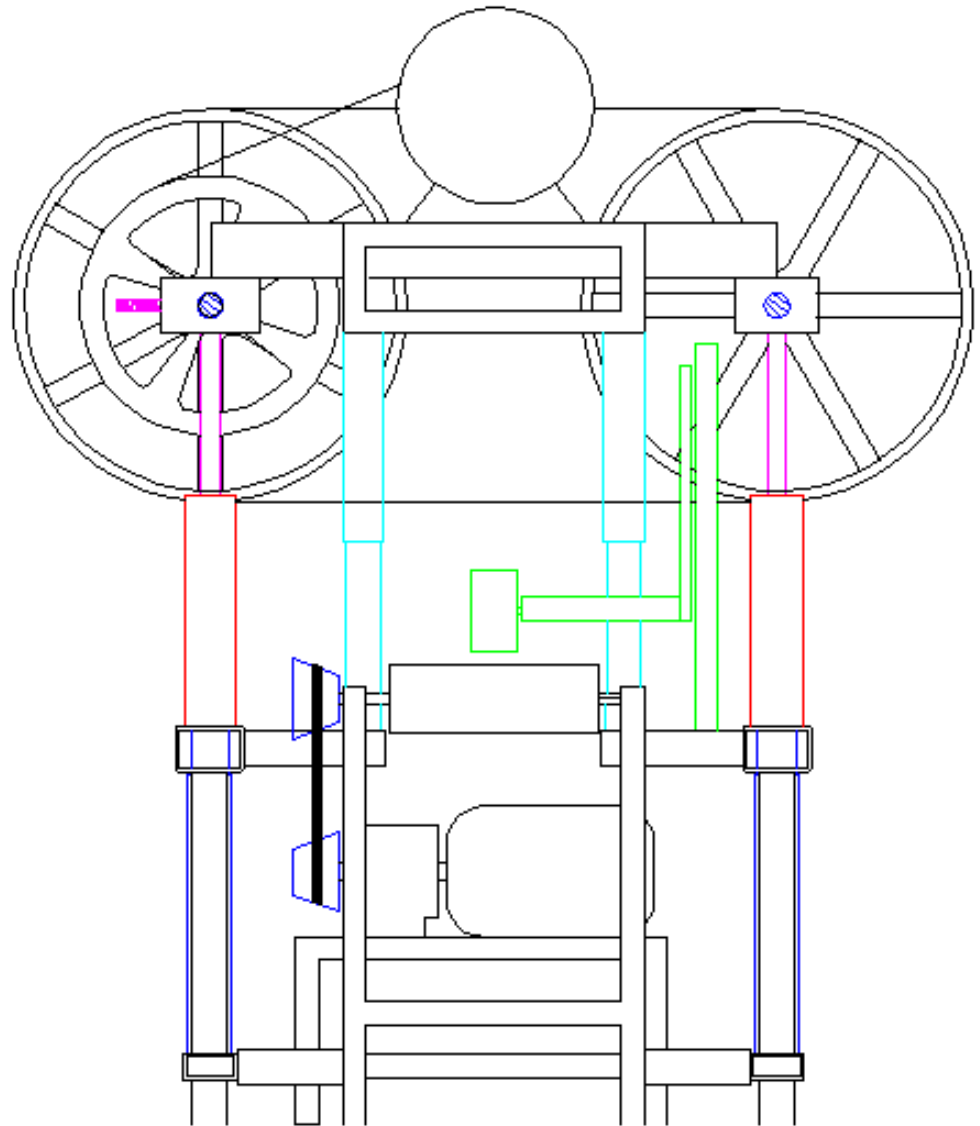




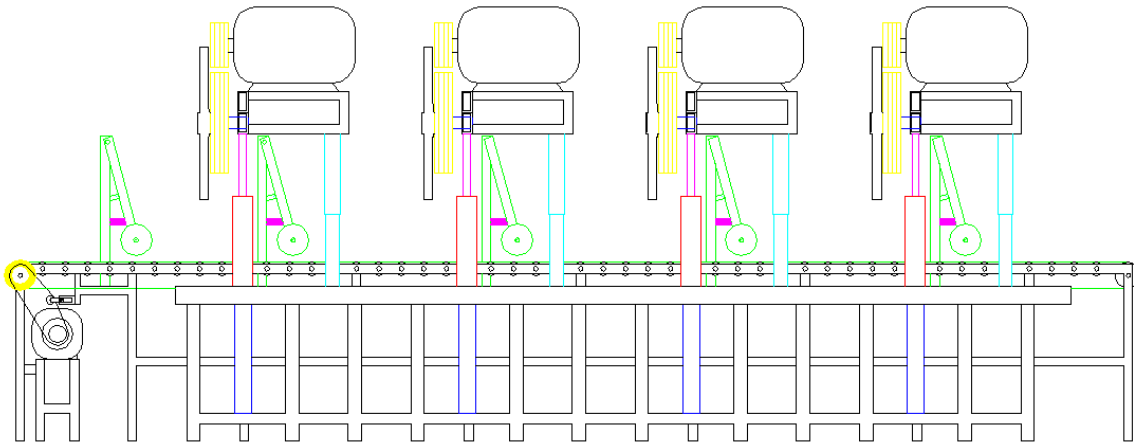
**Figura 92. Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos,  
vista frontal, altura máxima**



**Figura 93. Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos,  
vista trasera, altura máxima**

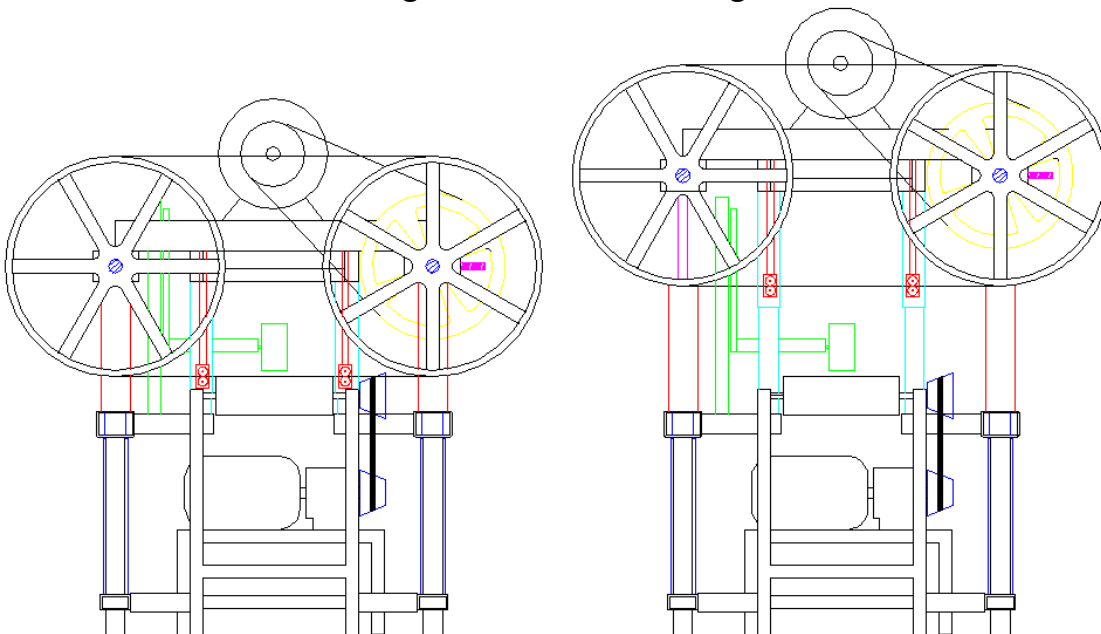


**Figura 94. Cabezales montados con motores y gatos hidráulicos,  
vista lateral**



Después de instalados los motores y los gatos hidráulicos, solo falta instalar las guías para las sierras. Estas van soldadas a las viga de los cabezales, esto se ilustra en la figura 95

**Figura 95. Cabezal con guías**

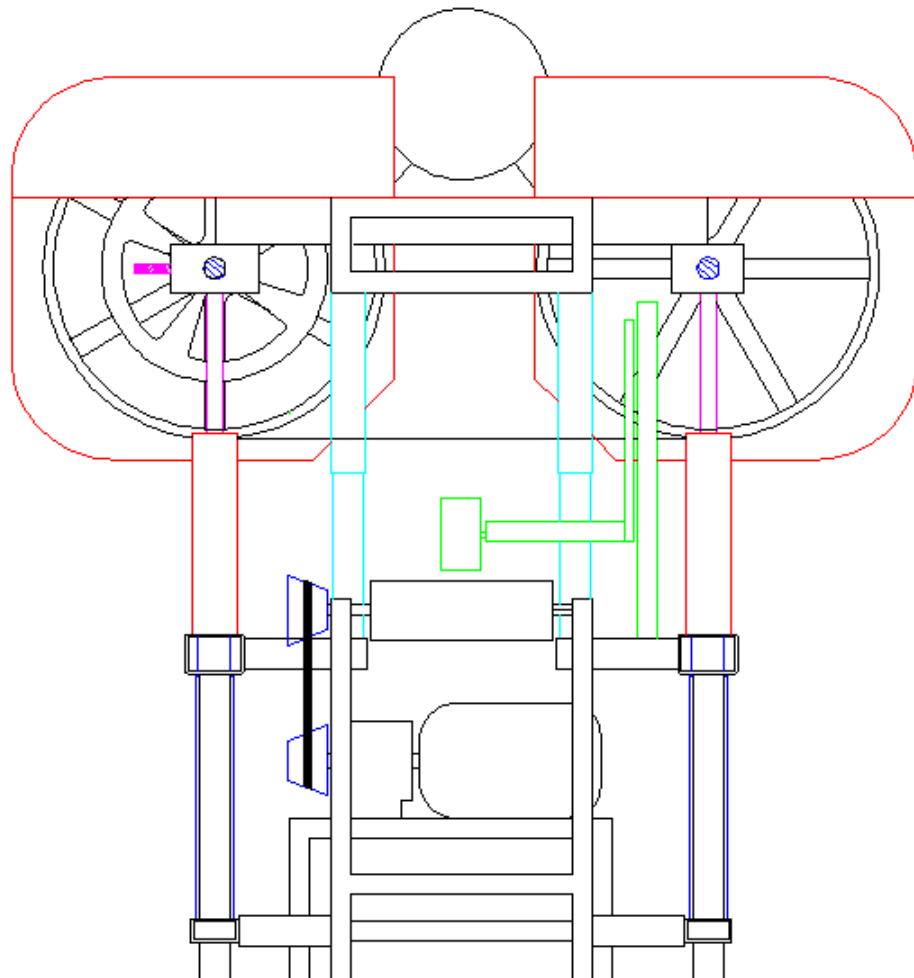


Por último los cabezales deberán llevar una armadura como protección, esta puede ser de planchas delgadas de hierro, de 1.6 mm (1/16") de espesor.

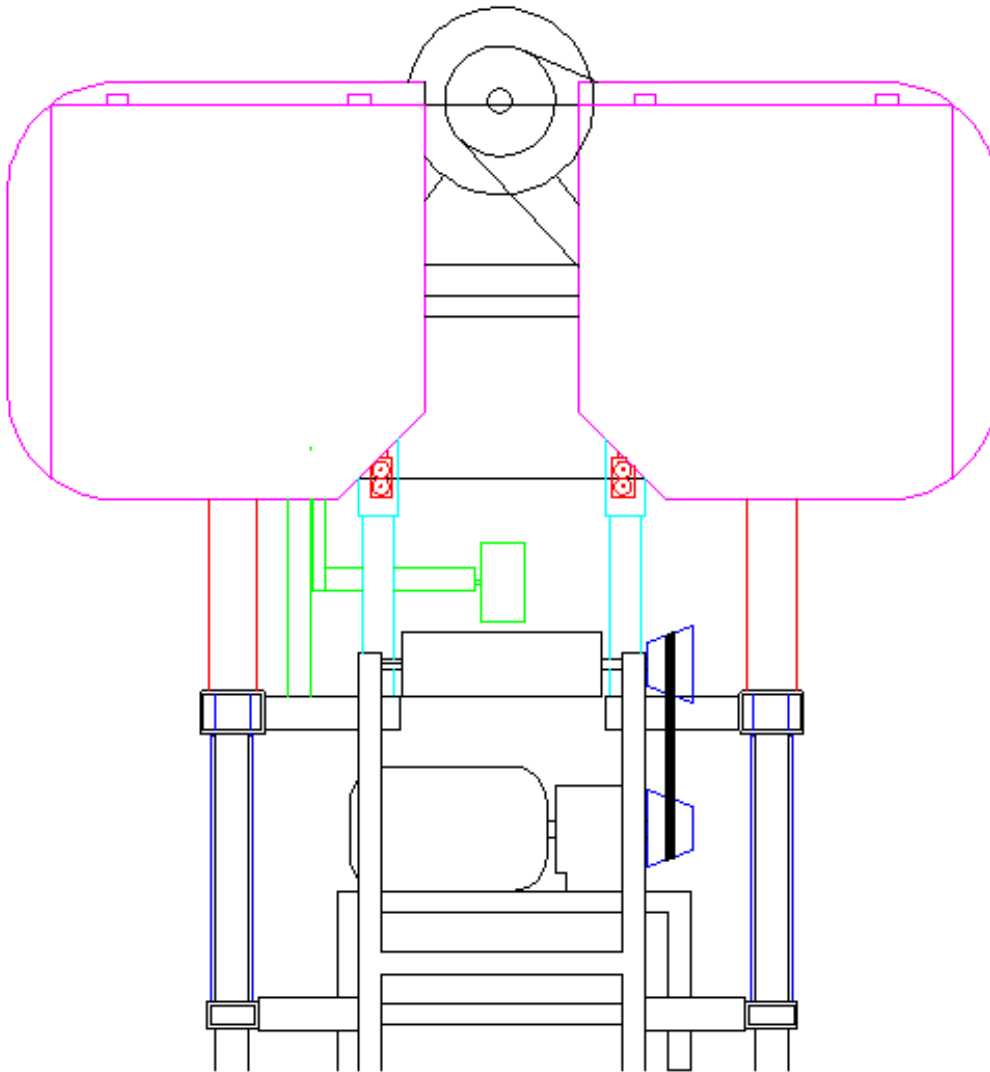
En el frente tendrán bisagras en la parte superior para poder darle mantenimiento a los dispositivos, así como para colocar las sierras.

Esto se muestra en las figuras 96, 97 y 98.

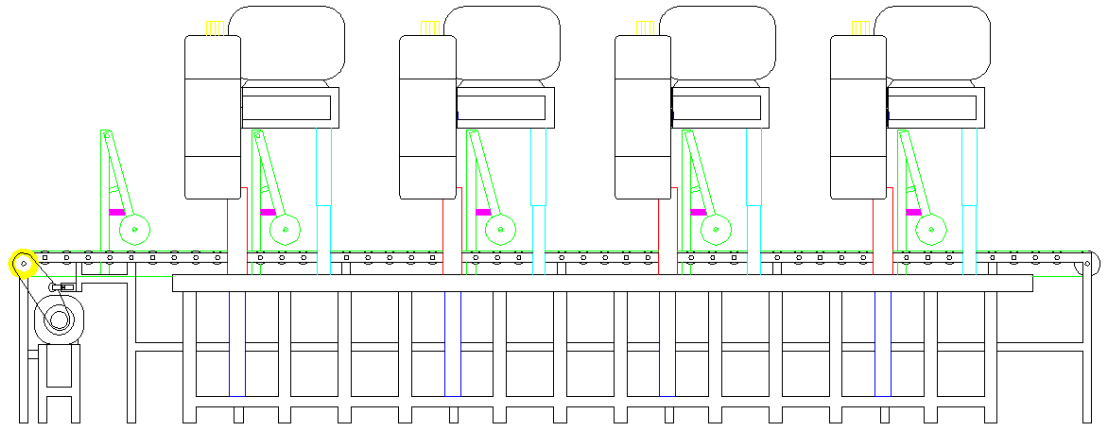
**Figura 96. Esquema final vista trasera**



**Figura 97. Esquema final vista delantera**



**Figura 98 Esquema final vista lateral**





## 5. ANÁLISIS FINANCIERO

El costo de la máquina, al ser este proyecto una propuesta de diseño, se reduce primordialmente al costo de los materiales a utilizar, estos costos pueden variar de un tiempo a otro, o de un distribuidor a otro, por lo que se da una aproximación del costo de construcción de la máquina.

**Tabla XXVI. Costo total de máquina**

<b>Costo total de máquina reaserradora de alta producción</b>	
Materiales directos	Q 87,770.0
Materiales indirectos	Q 550.0
Costos indirectos de fabricación	Q 2,600.0
Mano de obra directa	Q 4,000.0
<b>TOTAL</b>	<b>Q 94,920.0</b>



**Tabla XXVII. Costo materiales directos**

<b>Materiales directos</b>				
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medida</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo total</b>
4	motores	25 HP	Q 10,200.0	Q 40,800.0
1	motores	25 HP	Q 2,800.0	Q 2,800.0
8	Volantes	864 mm	Q 1,000.0	Q 8,000.0
8	ejes de acero AISI 1020	65 X320 mm	Q 180.0	Q 1,440.0
4	poleas de 4 ranuras	254mm	Q 600.0	Q 2,400.0
4	poleas de 4 ranuras	572mm	Q 1,100.0	Q 4,400.0
2	poleas cónicas	178 X102mm	Q 600.0	Q 1,200.0
16	bandas en V	C112	Q 90.0	Q 1,440.0
8	gatos hidráulicos	5 ton	Q 680.0	Q 5,440.0
8	barras acero AISI 1018	4 X 50 cm	Q 150.0	Q 1,200.0
1	Sistema alimentación		Q 5,000.0	Q 5,000.0
10	mts de tubo rectangular de	120x60mm	Q 280.0	Q 2,800.0
10	mts de tubo rectangular de	150x100mm	Q 350.0	Q 3,500.0
20	metros tubo cuadrado	76x76mm	Q 180.0	Q 3,600.0
25	metros tubo cuadrado	51x51mm	Q 150.0	Q 3,750.0
	<b>TOTAL</b>			<b>Q 87,770.00</b>

**Tabla XXVIII. Costo materiales indirectos**

<b>Materiales Indirectos</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Costo total</b>
electrodos	Q 150.0
discos de corte	Q 50.0
discos de pulir	Q 50.0
acetileno	Q 150.0
oxigeno	Q 150.0
<b>TOTAL</b>	<b>Q 550.0</b>

**Tabla XXIX. Costos indirectos de fabricación**

<b>Costos indirectos de fabricación</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Costo total</b>
energía eléctrica taller	Q 2,000.00
servicio de agua taller	Q 100.00
gastos varios	Q 500.00
<b>TOTAL</b>	<b>Q 2,600.00</b>

**Tabla XXX. Mano de obra directa**

<b>Mano de Obra directa</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Costo total</b>
sueldo técnico 1	Q 2,000.00
sueldo técnico 2	Q 2,000.00
<b>TOTAL</b>	<b>Q 4,000.00</b>

El costo de construir una máquina de este tipo se estima en aproximadamente Q. 95,000, el precio de mercado de una máquina de estas capacidades oscila entre Q. 250,000 a Q. 400,000, por lo que el ahorro es significativo, de esta manera, se considera que es viable la construcción de la misma.



## CONCLUSIONES

1. El diseño de la máquina reaserradora propuesto, es un diseño que se apega a los parámetros de simplicidad necesarios para que su ejecución se pueda dar sin mayores inconvenientes por cualquier taller industrial.
2. La potencia de los motores que impulsarán cada uno de los cabezales, es suficiente para cortar cualquier tipo de madera, por lo que no existe ninguna limitación en este aspecto
3. Los parámetros de resistencia de este diseño pueden ser adaptados a máquinas de uso similar, como reaserradoras verticales o con mayor o menor número de cabezales.
4. El precio de ejecución de este proyecto es de alrededor de una tercera parte del precio de mercado de una máquina de estas características, incluso los costos se pueden bajar más al conseguir material reciclado para alguno de los componentes.



## RECOMENDACIONES

1. Este es un proyecto que busca cierta simplicidad y que pueda ser llevado a cabo por la mayoría de talleres, se necesita que se cumpla con los requerimientos mínimos, como es que los agujeros donde irán empotrados los ejes deben ser maquinados en un torno para cumplir con la precisión necesaria, de igual manera se debe buscar la mayor exactitud posible en el momento de soldar las estructuras, sobre todo los ejes y las torres, ya que se debe tener una rectitud y una alineación total entre ambos volantes, ya que esto influye en la vida de las sierras, en la permanencia de estas en su posición de trabajo, así como en la calidad de los cortes.
2. Los cálculos realizados en este proyecto, principalmente para los ejes, tienen un fundamento teórico, que está respaldado por muchos años de investigación y pruebas de laboratorio en diseño de máquinas y dispositivos mecánicos, estos fundamentos buscan cumplir con ciertos parámetros de seguridad y de confiabilidad, por lo que se recomienda utilizar los diámetros establecidos.

3. No se debe usar las sierras por más de dos horas continuas, ya que esto provoca esfuerzos internos, debidos a la fatiga del material, estos esfuerzos se alivian al dejar descansar la sierra y no operarla más el mismo día.
  
4. Los operarios de la máquina deben usar guantes y lentes protectores.
  
5. No se deberán revisar los volantes, ni el estado de los componentes cuando estos estén en movimiento.
  
6. Se deberá utilizar la grasa recomendada por el fabricante de los cojinetes, y tener sumo cuidado al momento de aplicarla, para estar seguro de que los rodamientos están libres de cualquier partícula extraña.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Vignote Peña, Santiago; Martínez Rojas, Isaac. **Tecnología de la madera.** Editorial Mundi-Prensa Libros, 2006.
2. Wolfgang Nutsch. **Tecnología de la madera y de mueble.** Editorial Reverte, 1996.
3. Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith. **Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.** Editorial McGraw-Hill, 2008.
4. Faires, V.M. **Diseño de elementos de máquinas.** Editorial Montaner y Simon S.A.
5. Deutschman, Aaron D.; Michels, Walter J.; Wilson, Charles E. **Diseño de máquinas, teoría y práctica.** Editorial Continental, México, 1987.
6. Castaño Posada, Andrés; Moreno Ramírez, Hernán Darío. Libro de diseño de máquinas. UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA, FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA, MEDELLÍN 2004.
7. <http://www.fao.org/docrep/007/ad102s/AD102S10.htm> (septiembre 2009)
8. <http://www.papelnet.cl> (agosto 2009)
9. [http://html.rincondelvago.com/madera\\_8.html](http://html.rincondelvago.com/madera_8.html) (agosto 2009)
10. <http://www.woodmizer.es/> (septiembre 2009)





## ANEXOS

### Principales fórmulas específicas utilizadas

- **Sierra**

#### Longitud de sierra

$$Longitud\ de\ la\ sierra = \frac{1}{2}(circunferencia) + \frac{1}{2}(circunferencia) + 2DC$$

#### Mordida sierra

$$m = \frac{P \times V_{avance}}{V_{corte}}$$

Fuente: manual técnico Precor

- **Motor**

#### Potencia

$$P = 8,8 \frac{g' (cm) \cdot H (cm) \cdot m (cm) \cdot v (m/s)}{p (cm)}$$

Fuente: Tecnología de la madera, de los autores: Santiago Vignote Peña, Isaac Martínez Rojas, página número 353.

- **Bandas en V**

Longitud de paso

$$L_p = L + L_{conversion}$$

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Distancia entre centros

$$C = 0.25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D-d) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D-d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

Potencia permitida en bandas

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

$K_1$  = factor de corrección del ángulo de cobertura, tabla IX

$K_2$  = factor de corrección longitud de banda, tabla X

$H_a$  = potencia permitida

Potencia de diseño para cálculos de bandas

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

$H_d$  = potencia de diseño

$K_s$  = factor de servicio, de la tabla 11

$H_{nom}$  = potencia nominal

$n_d$  = factor de diseño

Número de bandas

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Capítulo 17, Elementos mecánicos flexibles

- Ejes

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right]^{1/3}$$

$K_f = 1 + q(K_t - 1)$  factor de concentración de esfuerzo por fatiga

$K_{fs} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1)$  "" de esfuerzo cortante por fatiga

$q$  = sensibilidad a la muesca

$K_t$  = factor de concentración de esfuerzo

$K_{ts}$  = factor de concentración de esfuerzo cortante

$q$  = se obtiene de tablas dependiendo de la geometría

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga

$S_{ut}$  = resistencia última

$n$  = factor de seguridad

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, octava edición. Capítulo 7, ejes, flechas y sus componentes.

- **Cojinetes**

$$L = a_L \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

Donde:

$a$  = Coeficiente de confiabilidad

$L$  = Vida esperada en millones de revoluciones (Corregida)

Fuente: Libro de diseño de máquinas, Andrés Castaño Posada Hernán Darío, Moreno Ramírez, página 219