UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TITULO

DISEÑO DE MÁQUINA MÚLTIPLE PARA EL PROCESAMIENTO DE MADERA DEL TALLER ESCUELA INSTITUTO FORESTAL INDUSTRIAL LATINOAMERICANO (INFIL)

AUTORES

Br. Bermúdez Arana Lenin Ottoniel

Br. Campos Estrada Jaime Antonio

TUTOR

Ing. William Urbina

Managua, Nicaragua Abril de 2014

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

BERMÚDEZ ARANA LENIN OTTONIEL

Carne: **2008-23516** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERIA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los once días del mes de marzo del año dos mil trece.

Atentamente,

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA SECRETARIA FTI

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

IMPRESO POR SISTEMA DE REGISTRO ACADEMICO EL 11 MAR 2013

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

SECRETARIA DE FACULTAD

CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la Facultad de Tecnología de la Industria, hace constar que el Br:

CAMPOS ESTRADA JAIME ANTONIO

Carné: 2008-23659 Turno: **Diurno** Plan de estudios: **97**, es **Egresado** de la carrera de **Ingeniería Mecánica**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los diecisiete días del mes de abril del año dos mil trece.

Atentamente,

Ing. Wilmer Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
REPUBLICA DE NICARAGUA
AMERICA CENTRAL
SECRETARIA
UNI RUPAP
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA

WRV/Jeaninna

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

DECANATURA

A: Brs. Lenin Ottoniel Bermúdez Arana
Jaime Antonio Campos Estrada

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Lunes 03 de junio de 2013

Por este medio hago constar que su trabajo de Investigación Titulado **"Diseño y Construcción de maquina múltiple para procesamiento de madera"** Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y que contara con el Ing. William Urbina, como profesor guía, ha sido aceptado por esta Decanatura por lo que puede proceder a su realización.

Cordialmente,

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano

Facultad de Tecnología de la Industria
DECANATURA
F.T.I.
U.N.I

Cc: Archivo

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

DECANATURA

A: Brs. Lenin Ottoniel Bermúdez Arana
Jaime Antonio Campos Estrada

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Miércoles 05 de Marzo del 2014.

Por este medio hago constar que se ha aprobado el cambio de tema Monográfico titulado **"Diseño y Construcción de maquina múltiple para procesamiento de madera".** a **"Diseño de Maquina Múltiple para Procesamiento de Madera del Instituto Forestal Industrial Latinoamericano (INFIL)".** Que Contara con el Ing. William Urbina Espinoza, como profesor guía, ha sido aceptado por esta Decanatura por lo que puede proceder a su realización.

Cordialmente,

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano

Facultad de Tecnología de Industria
REPÚBLICA DE NICARAGUA
AMÉRICA CENTRAL
DECANATURA
F.T.I.
UNI

Cc: Archivo

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

DECANATURA

A: Brs. Lenin Ottoniel Bermúdez Arana
Jaime Antonio Campos Estrada

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Jueves 13 de marzo del 2014

Por este medio hago constar que la solicitud de prórroga para el trabajo de Investigación Titulado **"Diseño y Construcción de maquina múltiple para procesamiento de madera".** Para obtener el título de Ingeniero Mecánico y contara con el Ing. William Urbina Espinoza, como profesor guía ha sido aprobado para el Miércoles 09 de abril del 2014.

Cordialmente,

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano

Facultad de Tecnología de la Industria
REPÚBLICA DE NICARAGUA
AMÉRICA CENTRAL
DECANATURA
F.T.I.
U.N.I

Cc: Archivo

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria
Líder en Ciencia y Tecnología

DECANATURA

A: Brs. Lenin Ottoniel Bermúdez Arana
Jaime Antonio Campos Estrada

DE: Facultad de Tecnología de la Industria

FECHA Martes 01 de Abril del 2014

Por este medio hago constar que la solicitud de prórroga para el trabajo de Investigación Titulado **"Diseño de Maquina Múltiple para Procesamiento de Madera del Instituto Forestal Industrial Latinoamericano (INFIL)".** Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, y contara con el Ing. William Emigdio Urbina Espinoza, como profesor guía ha sido aprobado para el jueves 01 de Mayo del 2014.

Cordialmente,

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano

Facultad de Tecnología
REPÚBLICA DE NICARAGUA
AMÉRICA CENTRAL
DECANATURA
F.T.I.
UNI

Cc: Archivo

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

Managua, 10 de abril de 2014

Ing. Daniel Cuadra
Decano FTI

Estimado Ing. Cuadra

Por este medio me dirijo a usted para hacer de su conocimiento que he revisado detalladamente el trabajo monográfico titulado: **"Diseño de máquina múltiple para el procesamiento de madera del taller escuela Instituto Forestal Industrial Latinoamericano (INFIL)"**, elaborada por los Bres. Lenin Ottoniel Bermúdez Arana y Jaime Antonio Campos Estrada, para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Como tutor de este trabajo monográfico considero que el mismo cumple con los requisitos suficientes para ser discutido ante el jurado que Usted designe.

Agradeciendo su atención a la presente, le saludo cordialmente.

Ing. William Urbina Espinoza
Tutor

C.C Archivo

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
INSTITUTO FORESTAL INDUSTRIAL LATINOAMERICANO
UNI-INFIL
Managua, Nicaragua

Managua 24 de Abril del 2014.

Ing. Daniel Cuadra.
Decano F.T.I.
UNI-RUPAP.
Su despacho.

Estimado Ing. Cuadra:

Reciba cordialmente saludos de mi parte, deseándole éxito en el desempeño de sus funciones.

El motivo de la presente es hacer de su conocimiento que los bachilleres:

- Jaime Antonio Campos Estrada. Carnet Nº 2008-23659
- Lenin Ottoniel Bermúdez Arana. Carnet Nº2008-23516

Estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica, ha concluido con su trabajo monográfico que se titula: **"Diseño de Maquina Múltiple para procesamiento de la Madera del Instituto Forestal Industrial Latinoamericano. (INFIL).** Teniendo como Tutor al Ing. William Emigio Urbina Espinoza.

Sin más que agregar y agradeciendo su fina atención a la presente misiva, me despido.

Atentamente.

INSTITUTO FORESTAL E INDUSTRIAL LATINOAMERICANO
INFIL
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

Ing. Raúl González Bernhar
Director INFIL.

Cc. Archivo.

Dedicatoria

Lenin Ottoniel Bermúdez Arana

Dedico este trabajo monográfico a mi padre Sr. Gabriel Bermúdez y mi madre Sra. Gregoria Arana y hermanos por estar a mi lado apoyándome, ya que sin ellos no hubiese sido posible realizarlo.

Jaime Antonio Campos Estrada

Esta obra monográfica va dedicada a mi padre Sr. Jaime Campos y mi madre Sra. Jeannette Estrada, a mi hermana por ser una ayuda y compartir grandes momentos de mi vida juntos y mis abuelos por haber sido como mis segundos padres.

Agradecimientos

Le damos infinitas gracias a Dios todopoderoso por habernos dado la fuerza e inteligencia para lograr culminar con este trabajo monográfico.

A nuestros padres y hermanos por estar a nuestro lado brindándonos su apoyo incondicional y sabios consejos todo el tiempo.

A nuestros compañeros de estudio quienes nos dieron su ayuda en todo lo que pueden.

A nuestro tutor y a los maestros que hicieron una senda de conocimiento para alcanzar nuestras metas.

Nunca puede existir un paso después, sino hemos dado un paso antes. El hecho de estar hoy donde estamos es producto de muchos pasos que hemos dado y pensamos que es el momento de dar este paso que lo habíamos postergado.

Resumen

El presente trabajo presenta información acerca de la elaboración de un diseño de una maquina múltiple para ser usada en el área de la carpintería, específicamente será diseñada para su uso en la escuela taller INFIL (Instituto Forestal Industrial Latinoamericano).

Esta máquina estará compuesta por dos tipos de máquinas herramientas, las cuales deberán funcionar con el mismo motor pero con ejes totalmente diferentes. La primera máquina herramienta es una sierra de disco circular y la segunda es un escopleador.

La máquina múltiple será diseñada en base a los requerimientos de la escuela taller, usando las medidas deseadas (ancho y longitud de la mesa) por los administradores del taller, a partir de esta referencia se planearan las dimensiones y formas de cada una de las piezas que conformaran la maquina múltiple, empleando el uso de un software de modelado 3D.

Posteriormente se analizaran las fuerzas externas e internas que actúan sobre los elementos de transmisión y así de esta manera encontrar los puntos críticos que puedan afectar el funcionamiento de dicha máquina.

El diseño de la máquina está considerado con materiales que reúnen parámetros básicos como: resistentes, ligeros, de bajo costo y sobre todo existentes en el mercado nacional.

Además se incluirán en este documento planos de la máquina múltiple como: planos técnicos mecánicos de las piezas, planos de montajes y planos eléctricos para la conexión del motor.

Contenido

Introducción…….1

Objetivo General…….2

Objetivos específicos……2

Antecedentes…….. 3

Justificación…… 4

Marco teórico…….. 5

Capítulo 1. Cálculo de potencias de corte…….……..…15

1.1 Cálculo de potencia de corte de sierra y potencia de lijado……...….. 16

1.1.1 Potencia requerida/absorbida por la sierra circular…….….. 16

1.1.1.1 Selección de la sierra circular……..... 17

1.1.1.2 Fuerza de corte necesaria en la sierra…….…… 17

1.1.1.3 Velocidad de corte……..……..... 20

1.1.1.4 Momento torsor de la sierra……..……..... 21

1.1.2 Calculo de potencia de lijado con disco..…...…….. .21

1.2 Potencia requerida/absorbida por el escopleador……..……..... 22

1.2.1 La broca de escopleador considerada como broca de taladro..……..... 23

1.2.1.1 Fuerza de corte……..….... 23

1.2.1.2 Velocidad de corte..……...…….…….. 25

1.2.2 La broca de escopleador considerada como broca de fresa……... 26

1.2.3 Momento torsor del escopleador……..…… 28

1.3 Selección del motor..... 29

Capítulo 2. Calculo de transmisión..……...…….… 31

2.1 Selección del tipo de correas para la polea de la sierra……... 32

2.2 Transmisión del eje motor-eje sierra……...……..33

2.2.1 Cálculo del número de correas para la polea de la sierra……..37

2.3 Selección del tipo de correas para la polea del escopleador…….….….41

2.4 Transmisión del eje motor –eje intermedio……..42
2.5 Transmisión del eje intermedio-eje escopleador……..…..47
2.5.1 Calculo de número de correas del eje intermedio-eje escopleador…..….50

Capítulo 3. Cálculos de ejes.....……...…….51
3.1 Cálculo de eje para la sierra……...……...52
3.1.1 Cálculo de las fuerzas ejercidas por las correas sobre el eje……..… 54
3.2 Cálculo de eje del escopleador……. 61
3.2.1 Cálculo de fuerzas ejercidas por las correas sobre el eje……...…. 63
3.3 Eje intermedio ……...……...70
3.4. Calculo de chaveta……..……...…….....71
3.4.1 Dimensiones de ancho y alto de la cuña……...……..71
3.4.2 Longitud de la cuña……..……..……..71

Capítulo 4. Selección de los soportes (chumaceras) y de los elementos de unión……..……...…….74
4.1 Selección de los soportes (chumaceras)……....75
4.2 Estructura base de la máquina……..……..78
4.3 Selección de la lámina……..……79
4.4 Análisis de propuesta de estructura……..…….80
4.5 Uniones soldadas……..……..82
4.6 Uniones empernadas. ……..85

Conclusiones…….87
Recomendaciones……..…….. 88
Bibliografía……..... 89
Webgrafía……91
Anexos A. General.
Anexos B. Planos de montaje – Planos de piezas.
Anexos C. Circuito de fuerza y mando.

Índice de Figuras

Figura A. Tipos de dientes de hoja de disco (disco de corte para madera)..……6

Figura B. Rotor y devanado de un motor eléctrico de inducción de corriente alterna……..……9

Figura C. Ensamble mecánico por medio de un perno y una tuerca..……..……11

Figura D. Tipos de banda..……...……..……12

Figura E. Eje escalonado con secciones..……...……..……..13

Figura F. Polea de manguito para desplazamiento en el eje..……...……..……13

Figura G. Chaveta prismática…...……...……..14

Figura H. Chumacera de pie...……...……..……...14

Figura 1-1. Disco de sierra en ascensor……16

Figura 1-2. Perfil de sierra circular……...17

Figura 1-3. Ángulo de contacto entre sierra y la madera……19

Figura 1-4. Fuerzas que actúan sobre lija……..21

Figura 1-5. El husillo del escopleador situado en un extremo de la mesa……23

Figura 2-1. Distancia entre el centro del eje del motor y el eje para la sierra……..36

Figura 2-2. Eje intermedio que transmite potencia del motor al escopleador……..41

Figura 2-3. Distancia entre centros del eje del motor y el eje intermedio……44

Figura 2-4. Distancia entre centros del eje intermedio y el eje del escopleador……..48

Figura 3-1. Propuesta de forma geométrica del eje para la sierra……52

Figura 3-2. Ubicación de piezas en el eje para la sierra……..52

Figura 3-3. Ubicación del eje para la sierra en la mesa……...53

Figura 3-4. Diagrama de cuerpo libre……..53

Figura 3-5. Fuerzas que ejerce la tensión de banda sobre el eje……..54

Figura 3-6. Momento flexionante en el punto D plano X-Y……56

Figura 3-7. Momento flexionante en el punto D plano X-Z……..58

Figura 3-8. Eje para la sierra con dimensiones propuestas……61

Figura 3-9. Ubicación de las piezas en el eje para el escopleador……61

Figura 3-10. Propuesta de forma geométrica del eje para el escopleador……...62

Figura 3-11. Diagrama de cuerpo libre del eje del escopleador…….62
Figura 3-12. Fuerzas que ejerce la tensión de banda sobre el eje……63
Figura 3-13. Momento flexionante vertical en el punto C…….64
Figura 3-14. Momento flexionante horizontal en el punto C……65
Figura 3-15. Momento flexionante horizontal en el punto F……66
Figura 3-16. Eje del escopleador con dimensiones propuestas…….70
Figura 3-17. Ubicación de las piezas en el eje intermedio……..70
Figura 3-18. Eje intermedio con dimensiones propuestas……..70
Figura 3-19. Dimensiones de la cuña……..71
Figura 3-20. Sujeción de la polea al eje……..72
Figura 3-21. Sujeción de la polea por medio de tuerca al eje intermedio…….73
Figura 4-1. Cuerpo estructural de la máquina de procesamiento de madera……..78
Figura 4-2. Lámina superior y estructura base…….79
Figura 4-3. Unión soldada discontinua……82
Figura 4-4. Tipos de uniones usadas en la estructura base……84

Introducción

En la actualidad, la construcción de muebles domésticos se encuentra atendida por una gran cantidad de talleres artesanales que producen puertas, ventanas, muebles, etc. El hombre ha logrado modificar su entorno mediante el uso de herramientas para facilitar su labor, permitiéndole de esta forma realizar trabajos en los cuales se necesitaban emplear un gran esfuerzo.

Todos estos procesos son llevados a cabo mediante la ayuda de herramientas manuales y semiautomáticas que permiten realizarlos con mayor velocidad en el proceso de producción, aunque la mayoría de las herramientas semiautomáticas son dedicadas a procesos pesados y tienen un único propósito para su trabajo, no siempre es conveniente usarlas cuando hablamos de labores de menor escala, por tal razón, una máquina herramienta mediana que realice distintos trabajos simultáneamente resulta más eficiente y económico.

En el mercado no se puede obtener una máquina universal diseñada adecuadamente, de tal manera que la misma permita realizar las operaciones de aserrado, lijado y escopleado con un costo accesible. Por tal razón se ha propuesto diseñar una sierra de mesa que lleve una herramienta para hacer escopleaduras y que ambas funcionen con un mismo motor, aunque los ejes trabajen de manera independiente pero simultánea.

En el presente documento se muestra los detalles de un prototipo de máquina para la escuela taller *Instituto Forestal Industrial Latinoamericano* (INFIL), donde se realizan trabajos de carpintería haciendo uso de todo tipo de máquinas herramientas tanto manuales como semiautomáticas para la elaboración de distintos objetos, quienes actualmente no cuentan con una máquina que pueda realizar medianos trabajos de corte transversal y elaboración de escoples en la madera al mismo tiempo.

Objetivos

Objetivo General

- Diseñar una máquina múltiple para el procesamiento de madera del taller escuela Instituto Forestal Industrial Latinoamericano (INFIL).

Objetivos Específicos

- Calcular las dimensiones de las piezas que conforman la estructura de la mesa y las piezas móviles, según los requerimientos de diseño y trabajo del taller escuela Instituto Forestal Industrial Latinoamericano (INFIL).
- Calcular las fuerzas y cargas que pueden soportar los ejes de la máquina múltiple por medio de un análisis de esfuerzo y deformación (diagrama de cuerpo libre).
- Seleccionar los materiales a utilizar en la construcción de la máquina múltiple, considerando sus costos y existencias.
- Seleccionar el motor de acuerdo a la potencia y revoluciones que van a usar las herramientas de la máquina múltiple.
- Elaborar planos técnicos mecánicos de piezas, plano de montaje y planos eléctricos de la máquina múltiple, por CAD (Computer-Aided Design).

Antecedentes

En Nicaragua los talleres de carpintería hacen uso de máquinas artesanales para labrar la madera sin contar con diseños y estudios ingenieriles para la construcción de las mismas, éstas máquinas son fabricadas solo con la experiencia que han obtenido con el pasar de los años trabajando con herramientas similares.

Se toma como base el estudio de Edison (2013), sobre diseño y construcción de un sistema de aserrado y lijado para la producción de madera y el trabajo de Barrio (2010), acerca del cálculo de un taladro de columna; en ambos estudios se realizan cálculos teóricos de la potencia absorbida o requerida por la herramientas de corte, diseño de elementos de máquinas, así como también transmisiones de potencia por bandas y uniones mecánicas.

Es posible la realización del diseño y fabricación de máquinas eficientes para el procesamiento de madera a través de métodos eficientes para el procesamiento de madera a través de métodos y cálculos de ingeniería, además de la inserción de varias herramientas y procesos en una sola máquina.

Justificación

El diseño de la maquina múltiple para procesamiento de madera se basa en la necesidad de la escuela taller *Instituto Forestal Industrial Latinoamericano* (INFIL) de poseer una máquina herramienta que realice dos trabajos de carpintería simultáneamente sin requerir utilizar las demás máquinas que se encuentran en el taller por ser exclusivamente para trabajos pesados a gran escala y de gran costo; por dicha razón será diseñada de forma simple, de bajo costo y que cumpla con los requerimientos de servicio.

Marco Teórico

La Madera

Es un material de origen vegetal que se obtiene de los árboles. Se puede definir como la parte del tronco que está rodeada por la corteza.

Principales tipos de maderas usadas en INFIL

Por lo general utilizan cuatro tipos de maderas, las cuales son:

a-) Frijolillo (Nombre científico: Peeppigia Procera o Leguminosae).

b-) Guayabo (Nombre científico: Terminalia Amazonia).

c-) Pino (Nombre científico: Pinus Patula).

d-) Nanciton (Nombre científico: Hieronyma Alchorneoides).

De estas cuatro maderas el frijolillo y el guayabo son de una especie de maderas con resistencia mediana, a diferencia del pino y el nanciton que caben dentro de la clasificación de maderas que son suaves.

Aserrado

El aserrado es una operación de desbaste por arranque de viruta y cuyo objeto es cortar parcial o totalmente la madera con una hoja de sierra. En la práctica industrial se emplean sierras alternativas, circulares y de cinta para el corte de la madera y piezas; el aserrado a mano, sólo en aquellos trabajos en los que no pueden aplicarse por razones técnicas o económicas.

Herramientas para aserrar

Sierra circular

La sierra circular es una máquina para aserrar longitudinal o transversalmente maderas, y también para seccionarlas, dotada de un motor eléctrico que hace girar a una hoja circular, variando su velocidad de acuerdo a las necesidades del proceso.

Principio de funcionamiento

Se basa en el giro a gran velocidad de una hoja de sierra circular, la que al entrar en contacto con la madera, realiza un corte que produce un surco o canal a medida que la madera avance en contra de los dientes de la sierra; el aserrín se introduce entre diente y diente, siendo desalojado por estos al dejar de hacer contacto con la pieza.

Tipos de dientes de sierra circular

La clasificación de la hoja de disco se basa prácticamente en la forma del diente por ejemplo:

Dientes en punta.

Dientes en punta con afilado oblicuo.

Diente de lobo.

Diente de lobo con afilado oblicuo.

Diente triangular con afilado oblicuo.

Diente plano con limpiador de profundidad.

Dientes alternos.

Dientes trapezoidal.

Diente trapezoidal con diente recto.

Diente en “v” y recto.

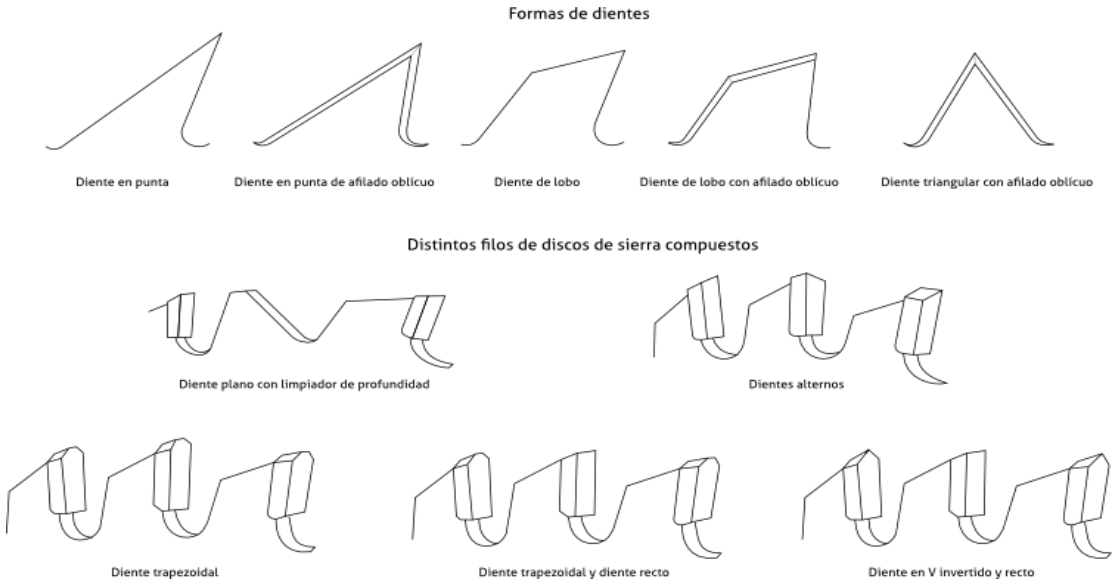


Figura A Tipos de dientes de hoja de disco (disco de corte para madera).

Lija

Lijar significa alisar, pulir, abrillantar o limpiar algo mediante el frotamiento con un objeto abrasivo, generalmente una lija. El lijado es una tarea fundamental en cualquier trabajo de acabado (pintura, barniz, etc.). Un buen acabado es imposible sin un perfecto lijado.

Características de la lija

Tipo de Grano

El grano es el material abrasivo que se adhiere al soporte de la lija. Según su composición se distinguen tres tipos de grano:

De carburo de silicio. Es un grano delgado, anguloso, quebradizo y con poca durabilidad. Se utiliza principalmente para el lijado de materiales sólidos y tenaces como: vidrio, fundición gris, piedra, mármol, lacas, cerámica, titanio, goma, plásticos, fibra de vidrio, etc.

De óxido de aluminio (corindón). Es un grano, redondo, sin aristas agudas, tenaz y de alta durabilidad. Es apropiado para el lijado de materiales de virutas largas, como el metal y la madera. También son indicadas para el lijado de paredes enlucidas.

De corindón de circonio. Es un grano muy uniforme, muy tenaz y muy alta duración. Debido a su gran tenacidad, el corindón de circonio es excelente para lijar aceros inoxidables.

También se distinguen lijas con grano abierto y con grano cerrado. Las de grano abierto tienen menos granos por unidad de superficie, y por tanto se saturan menos. Son adecuadas para maderas blandas y resinosas, pinturas, masillas, emplastes, yesos húmedos o muertos, etc.

Número de grano

El número de grano da información sobre el tamaño del mismo. Los diferentes granos se obtienen por cribado. El número de grano corresponde a la cantidad de cribas por pulgada cuadrada. Cuanto menor es el número de grano, mayor es éste, y por tanto más basto será el lijado.

Soporte

El soporte es la base sobre la que se pega el grano. Existen principalmente tres tipos de soporte:

- Papel. Es el soporte más utilizado y más barato. Tiene buena resistencia y flexibilidad y se utiliza sobre todo en hojas de lija para el lijado manual de maderas. Para el lijado húmedo (lijas al agua) se impregna con una sustancia resistente al agua. La lija al agua se utiliza para acabados muy finos de metales y plásticos con el objeto de que la lija nunca se embace. Llegan hasta granos de 1200.
- Tejido de algodón o poliéster. Es más resistente y flexible, pero también más caro. Se utiliza mucho en lijas manuales para metales y es imprescindible en las bandas lijadoras de las lijadoras de banda.
- Fibra vulcanizada. Tiene más rigidez pero máxima resistencia. Se utiliza mucho en las hojas de lija para metales para amoladoras angulares, debido a las altas revoluciones que alcanzan.

Aglutinante

El aglutinante es el pegamento con él se pegan los granos al soporte. Puede ser una resina sintética (mayor resistencia) o cola natural (muy utilizada en hojas de lija manuales).

Recubrimiento

Algunas lijas llevan un recubrimiento parecido a una cera que lo que hace es evacuar mejor el polvo del lijado evitando que la lija se embace. Este recubrimiento lo tienen las lijas especiales para pinturas, lacas, masillas, rellenos, y en general para materiales untuosos.

Escopleador

Como su nombre lo indica, se trata de una máquina diseñada para realizar escopleaduras, generalmente destinadas a recibir espigas fabricadas por otras máquinas. Esto se consigue a través de una herramienta de corte consistente.

Principio de funcionamiento

El motor eléctrico convierte la energía eléctrica en energía mecánica, este transfiere movimiento al eje donde se encuentra el husillo que sostiene la herramienta de corte.

Tipos de Escopleador

Se pueden distinguir cuatro tipos de escopleadoras dependiendo del útil que se emplee:

- De broca.
- De escoplo.
- De cadena.
- De útil vibrante.

Motores eléctricos y controles

El principio de funcionamiento del motor eléctrico de inducción para CA.

El flujo de electrones a lo largo de un conductor eléctrico generan un campo magnético, los motores eléctricos aprovechan este principio usando unos embobinados de cobre para aumentar la intensidad del campo magnético.

El motor eléctrico está compuesto de un estator y un rotor; el rotor, construido de placas internas de acero al silicio, corta el campo magnético generado por el estator mediante unas barras de aluminio, el estator genera el campo magnético creando una fuerza de desplazamiento que debido a las placas dieléctricas puestas de forma oblicuas hacen que este realice un movimiento de rotación.

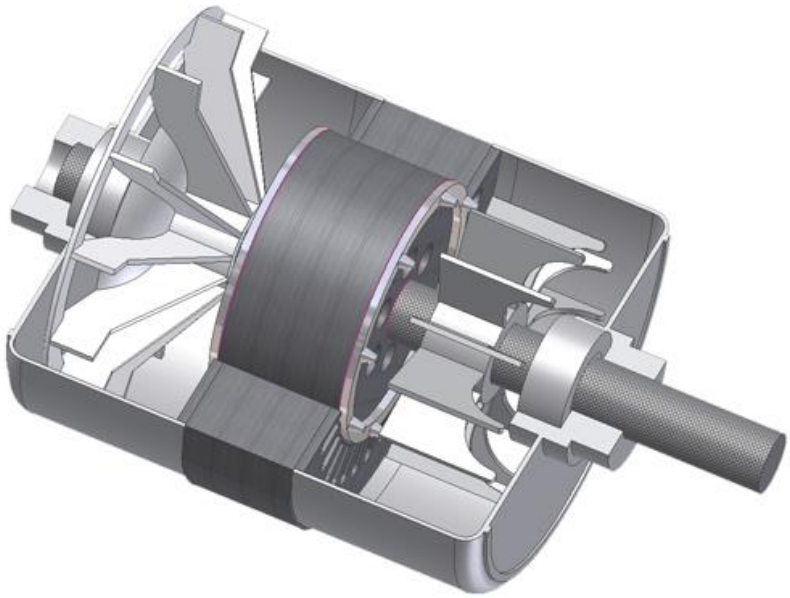


Figura B Motor eléctrico de inducción de corriente alterna.

Sistemas de control para motores eléctricos

Los sistemas de control son un conjunto de dispositivos, ya sea electromagnéticos o electrónicos, conectados con el fin de realizar los mandos más comunes de los motores eléctricos, ya sea de corriente alterna como de corriente directa, como son: arranque, paro, inversión de giro entre otros, sin variaciones bruscas para satisfacer los requerimientos de la carga.

Ensamble mecánico

El ensamble mecánico implica el uso de diferentes métodos de sujeción para sostener juntas en forma mecánica dos o más partes.

Soldadura

El proceso SMAW o mejor conocido como soldadura por electrodo revestido emplea el paso de un arco eléctrico a través de un electrodo metálico y el material a soldar. Este arco eléctrico produce el calor necesario para fundir el material base y al aporte originándose la mezcla de ambos en estado líquido que al solidificarse formarán el cordón de soldadura.

Como todos los metales al calentarse es más fácil que se oxiden, a este electrodo se le coloca un revestimiento químico el cual dará propiedades específicas a la soldadura y formará una nube protectora contra el medio ambiente. Al solidificarse el fundente este protegerá al metal sólido de enfriamientos bruscos, así como contaminaciones por absorción de gases.

Sujetadores roscados

Los sujetadores roscados con componentes separados del equipo que tienen roscas externas o internas para el ensamble de partes.

El perno es un sujetador con rosca externa que se inserta a través de orificios en las partes y se asegura con una tuerca del lado opuesto. Una tuerca es un sujetador con rosca interna que coincide con la del perno del mismo diámetro, paso y forma de rosca.

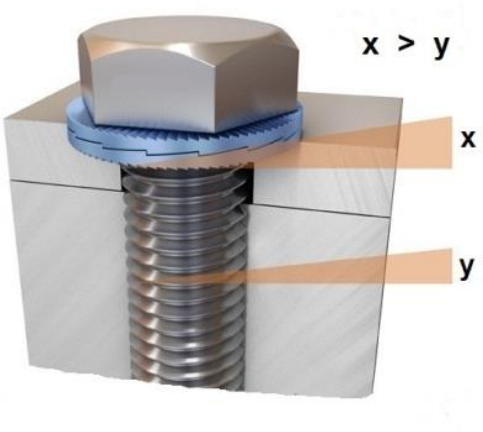


Figura C. Ensamble mecánico por medio de un perno y una tuerca.

Dibujo Técnico

Es la representación gráfica sobre un plano y a una determinada escala, de una pieza, mecanismos u objetos con las medidas y datos de las particularidades correspondientes como rugosidades, tolerancias, acabados, tratamiento térmicos que obedecen a una serie de reglas unificadas llamadas normas.

El plano técnico

Es un documento que recoge de forma gráfica la representación completa, clara, correcta y precisa de un elemento, conjunto o instalación industrial. Este va acompañado de indicación de medidas, materiales, acabado o cualquier otro dato que posibilite y facilite tanto la fabricación como el montaje, la construcción e incluso la duplicación por parte del técnico correspondiente.

Tipos de planos técnicos

Los planos técnicos son clasificados en dos grandes grupos: plano de conjunto y plano de despiece.

El plano de conjunto conlleva información relativa a una entidad de orden superior. Tanto si se elabora en dos dimensiones (2D) como en tres dimensiones (3D) tiene por objeto transmitir información de carácter global.

El plano de despiece, pieza aislada, conlleva información de detalle relativa a una entidad de orden elemental. Tanto si se elabora en dos como en tres dimensiones tiene

por objeto transmitir información de carácter concreto, haciendo especial hincapié en el detalle.

Dibujo asistido por computador

El Diseño Asistido por Computadora es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y a otros profesionales del diseño en sus respectivas actividades. El Diseño Asistido por Computadora suele asociarse con gráficas interactivas en computadoras y se conoce como sistema CAD (de Computer-Aided Design, diseño asistido por computadora). Estos sistemas son medios poderosos que se usan en el diseño mecánico y el modelado geométrico de productos y componentes.

Sistemas de transmisión

Bandas

Una banda es un elemento flexible de transmisión de potencia que asienta firmemente en un conjunto de poleas o poleas ancladas.

Los tipos de bandas son:

- Bandas planas
- Bandas síncronas
- Bandas trapeciales
- Bandas estriadas

Figura D. Tipos de banda.

Ejes o arboles

Son elementos de máquina utilizados para transmitir movimientos de potencias de un sitio a otro entre diversos elementos de máquinas. Por ejemplo sirven de soporte para

engranajes o ruedas dentadas, mismos que transmiten un movimiento rotatorio entre una y otra flecha por medio de poleas o engranajes.

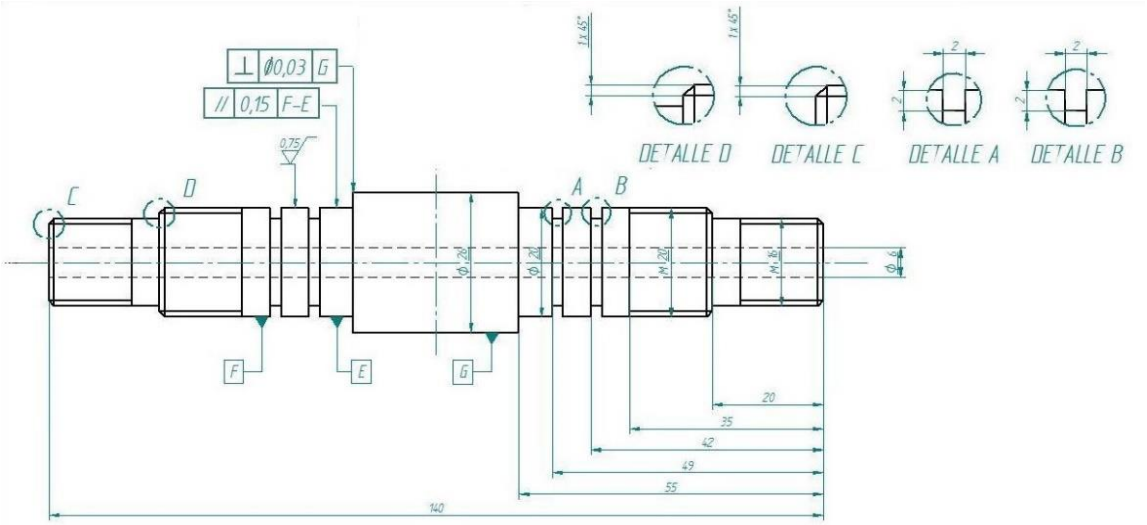


Figura E. Eje escalonado con secciones.

Poleas

La polea es una rueda o disco, generalmente maciza, con una acanaladura ("garganta"), por la que hace pasar una cuerda, cable o correa y un agujero en su centro para montarla en un eje.

Figura F. Polea de manguito para desplazamiento en el eje.

Chavetas

Se denomina chaveta a una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero. La chaveta tiene que estar

muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

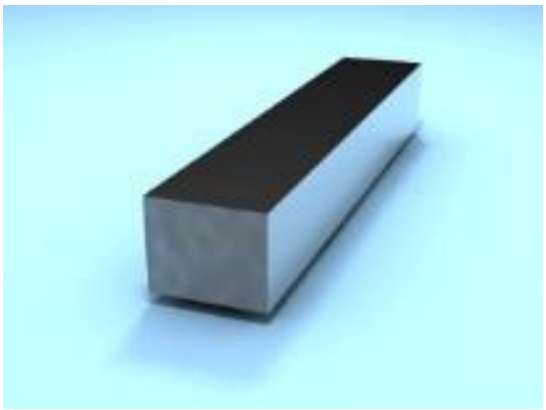


Figura G. Chaveta prismática.

Sistemas de soporte mecánico

Chumacera

Es una combinación de un cojinete con contacto de rodadura, sello y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas para que la unidad sea autoalineable.

Algunas de sus características de diseño y ventajas están: tipo libre de mantenimiento, tipo relubricable, dispositivos de obturación, rodamientos de alta capacidad de carga nominal del rodamiento y su fácil instalación de montaje y reemplazo.

Figura H. Chumacera de pie.

Capítulo 1

Cálculo de Potencias de corte

1.1. Cálculo de la potencia de corte de sierra y potencia de lijado

La máquina herramienta cuenta con dos instrumentos de corte, como lo son la sierra circular y el escopleador, al estar en ejes totalmente distintos, se calculará la potencia individualmente de cada una de ellas, en esta sección se analizará la potencia que necesita la sierra circular para operar.

El eje de la cierra circular estará montada un ascensor junto con el motor para poder cambiar la altura de corte, el eje para la sierra también podrá ser usado para montar un disco de lijado, por lo que se harán cálculos de ambas potencia de aserrado y lijado, para así determinar qué operación requiere mayor potencia, para la selección del motor y posteriores cálculos, tomando en cuenta que la máquina será diseñada para utilizar un diámetro máximo de sierra de trescientos cincuenta milímetros.

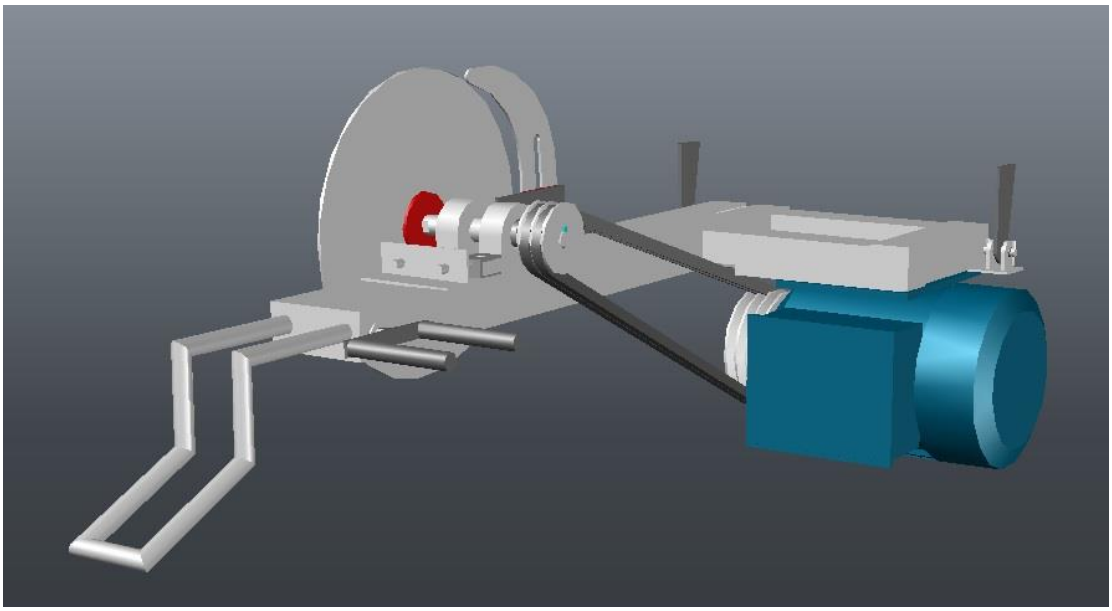


Figura 1-1. Disco de sierra en ascensor.

1.1.1. Potencia requerida/absorbida por la sierra circular

La potencia de corte de la sierra depende de la velocidad de corte y la fuerza de corte y viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_c = F_c * V_c \qquad \text{Ecuación 1-1}$$

En donde:

P_c: Potencia de corte de herramienta (W).

F_c: Fuerza especifica de corte (N).

V_c: Velocidad de corte (m/s).

1.1.1.1. Selección de la sierra circular

Como el diámetro máximo de la sierra circular es de trescientos cincuenta y cinco milímetros, se selecciona el disco en base catálogos la sierra circular que se aproxime a esta medida.

Del catálogo "Herramientas para la madera" de Pilana es seleccionada la sierra y se tienen los siguientes datos:

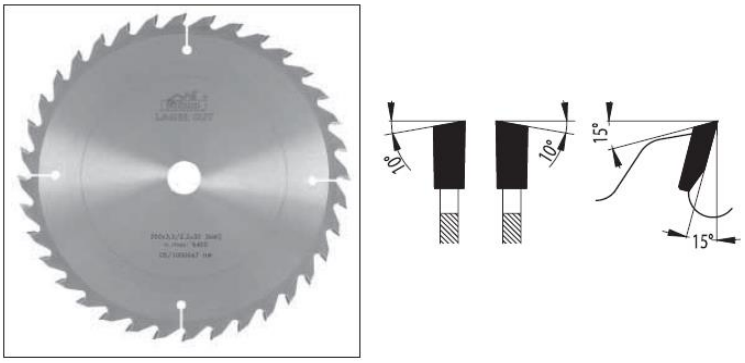


Figura 1-2. Perfil de sierra circular

Diámetro	Espesor de diente	Espesor de cuerpo	Diámetro orificio sujeción	Numero de dientes
D (mm)	B (mm)	b (mm)	d (mm)	Z
350	3.6	2.2	30	40

Tabla 1-1. Dimensiones de la hoja de sierra circular.

1.1.1.2. Fuerza de corte necesaria en la sierra

$$F_c = K_c * A \qquad \text{Ecuación 1-2}$$

En donde:

F_c**:** Fuerza de corte de sierra (N).

K_c**:** es la fuerza específica cuyo valor oscila entre 14.71 y 24.52 (N/mm^2) según el tipo y espesor de madera, para los cálculos se tomara el valor mayor.

A: Sección cortada instantánea (mm^2).

En la operación de aserrado, varios dientes trabajan a la vez, por lo tanto el cálculo de la fuerza de corte resulta complejo y además en cada diente el corte no es uniforme debido a esto se considera que la sección cortada en cada instante es el producto del

espesor medio de la viruta (e_m) por la longitud (b) instantánea como se muestra en la siguiente ecuación.

$$A = e_m * b \qquad \text{Ecuación 1-3}$$

En donde:
A: Sección cortada instantánea (mm^2).
e_m: Espesor medio de la viruta (mm).
b: Longitud de corte instantánea (mm).

La longitud b es la suma de las longitudes de contacto de cada diente de la sierra que esté cortando, en un instante dado

Por lo tanto

$$b = B * Z" \qquad \text{Ecuación 1-4}$$

En donde:
b: Longitud de corte instantánea (mm).
B: Espesor de diente: 3.6 mm.
$Z"$: numero de dientes que están en cortando en un instante dado (mm).

Para determinar el número de dientes que están cortando en un instante dado se utiliza la siguiente ecuación:

$$Z" = Z * \frac{\phi}{2*\pi} \qquad \text{Ecuación 1-5}$$

En donde:
$Z"$: Número de dientes que están cortando en un instante dado.
Z : Número de dientes de la sierra.
ϕ : Ángulo de contacto (*rad*).

Para el sistema a diseñarse el mayor ángulo de contacto será el que se muestra a continuación en la figura 1-3.

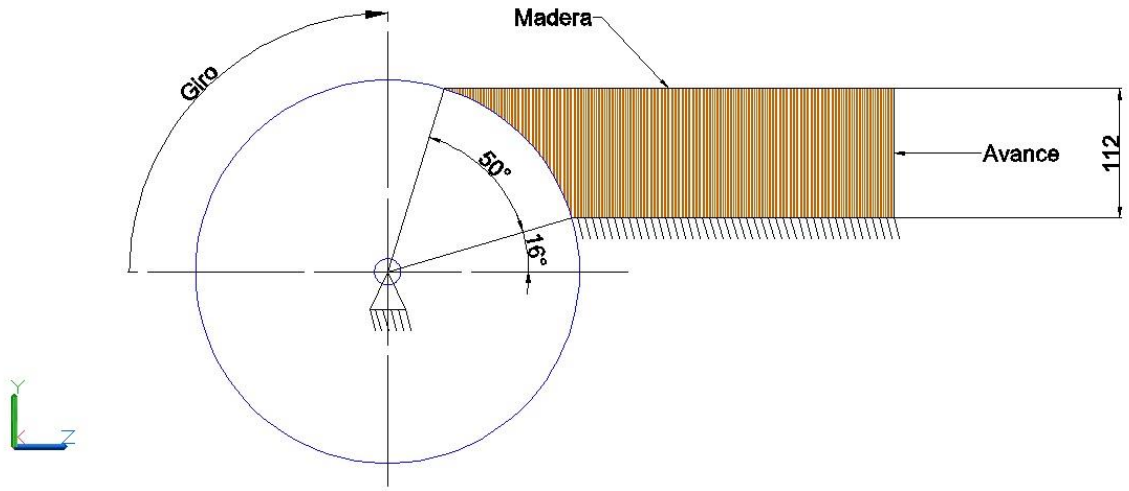


Figura 1-3. Ángulo de contacto entre sierra y la madera.

De la figura 1-3 se tiene que el mayor ángulo de contacto entre la sierra y la madera es de 50° ó 0.87 (rad).

Por lo tanto aplicando la ecuación 1-5 se tiene que:

$$Z" = 40 * \frac{0.87}{2 * \pi} == \ 5.538\ dientes$$

Es decir se considera $Z" = 5$ dientes.

Se procede a calcular b de la ecuación 1-4.

$$b = 3.6 * 5 = 18\ mm$$

El espesor medio de la viruta está dado por:

$$e_m = a_z * \sqrt{\frac{h}{D} * \left(1 - \frac{h}{D}\right)}$$ Ecuación 1-6

En donde:
e_m: Espesor medio de la viruta (mm).
a_z: Avance por diente $(0.1mm)$ recomendado para madera dura.
h: Altura de corte $(112\ mm)$ como se muestra en la figura 1-3.
D: Diámetro de la sierra $(350\ mm)$.

$$e_m = 0.1 * \sqrt{\frac{112}{350} * \left(1 - \frac{112}{350}\right)} = 0.046\ mm$$

Con los valores calculados se procede a determinar el valor de A con la ecuación 1-3.

$$A = (0.04mm)(18mm) = 0.828\ mm^2$$

Ahora se calcula la fuerza de corte F_c con la ecuación 1-2.

$$F_c = (24.52N/mm^2)(0.828mm^2) = 20.302\ N$$

1.1.1.3. Velocidad de corte.

Para el cálculo de la potencia de la sierra primero se determina la velocidad de corte del disco con la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi * D * n}{60{,}000} \qquad \text{Ecuación 1-7}$$

En donde:
V: Velocidad de corte del disco (m/s).
D: Diámetro de la sierra (mm).
n: Revoluciones por minuto del disco ($3{,}500\ rpm$) recomendadas para madera solida dura.

$$V = \frac{(\pi)(350mm)(3{,}500rpm)}{60{,}000} = 64.140\ m/s$$

Con este último dato se procede a calcular la potencia de corte con la ecuación 1-1.

$$P_c = F_c * V_c$$

$$P_c = 20.302 * 64.140 = 1{,}302.17\ W \approx 1.746\ HP$$

La potencia bruta requerida para operar la máquina herramienta es más grande que la potencia usada en el proceso de corte, debido a las pérdidas mecánicas en el motor y la transmisión de la máquina. Estas pérdidas se pueden compensar asignándole un valor razonable de eficiencia mecánica a la máquina herramienta determinando así la potencia bruta con la ecuación 1-8.

$$P_g = \frac{P_c}{\eta} \qquad \text{Ecuación 1-8}$$

En donde:
P_g: Potencia bruta requerida (W).
P_c: Potencia de corte (W).
η: Eficiencia de la máquina herramienta 90% (Según el libro de Fundamentos de Manufactura Moderna).

$$P_g = \frac{1{,}302.17\ W}{0.9} = 1{,}446.855\ W \approx 1.940\ Hp$$

1.1.1.4 Momento torsor de la sierra

Para la selección de motor se debe conocer el momento torsor necesario para el accionamiento de la herramienta, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_g = T * \omega \qquad \text{Ecuación 1-9}$$

En donde:

P: Potencia de corte de sierra (W).

T: Torque transmitido al disco $(N.m)$.

ω: Velocidad angular $\left({}^{rad}/_{s}\right)$; 366.52 $\left({}^{rad}/_{s}\right)$ Equivalente a 3500 rpm.

Se despeja T:

$$T = \frac{P_g}{\omega} = \frac{1{,}446.855\ W}{366.52} = 3.947\ N.m \approx 3{,}947\ N.mm$$

1.1.2. Calculo de potencia de lijado con disco

Para el cálculo de la potencia de lijado con disco, primero se realiza un análisis funcional del sistema, dicho análisis se realiza al observar la figura 1-4 y se calcula mediante la ecuación 1-10.

$$P = T * \omega \qquad \text{Ecuación 1-10}$$

En donde:

T: Par torsor absorbido por el eje $(N.mm)$.

ω: Velocidad angular (rad/seg).

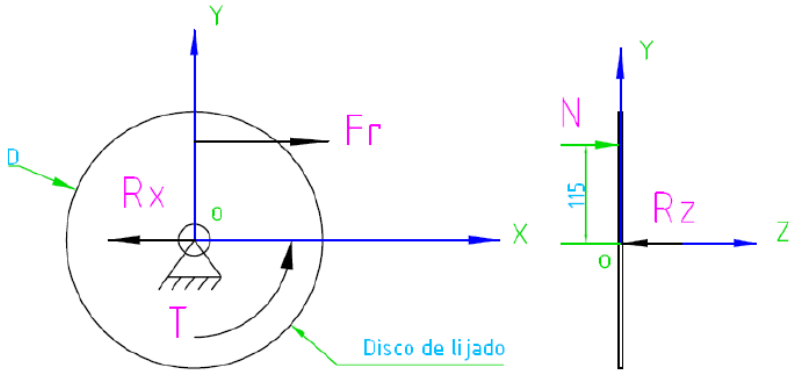


Figura 1-4. Fuerzas que actúan sobre lija.

Para determinar el torque necesario para el lijado mediante los discos se procede a realizar un sumatorio de fuerzas en el eje Z y una sumatoria de momentos en el punto O.

$$\sum F_z = 0$$
$$N = R_z = 25\ N$$

$$\sum M_z = 0$$
$$T = F_r * 115(mm)$$

Donde:
F_r: Fuerza de rozamiento (N).

Se procede a calcular F_r con la ecuación 1-11:

$$F_r = \mu * N \qquad \text{Ecuación 1-11}$$

Donde:
N: Reacción de la pieza a lijar sobre el disco; 25 N.
μ: Coeficiente de rozamiento entre la lija y madera; 0,90.

$$F_r = 0.9 * 25 = 22.5\ N$$

Una vez con el valor de F_r se calcula T.

$$T = 22.5N\ * 115mm = 2{,}587.500\ N.mm$$

Con el torque absorbido por el disco se procede a determinar la potencia necesaria para el lijado de la ecuación 1-10:

$$P = T * \omega$$

$$P = 2{,}587.500\ N.mm * 366.52\frac{rad}{s} = 948{,}370.5\ mW \approx 948.370\ W$$

Como se puede apreciar la potencia de lijado es menor que la potencia de corte, por lo que los cálculos para el diseño del eje se tomaran a partir de los valores del cálculo de potencia de corte de sierra.

1.2. Potencia requerida/absorbida por el escopleador.

El escopleador estará situado en el extremo derecho de la mesa, suponiendo que el frente es la entrada para la madera que se cortará en la sierra, y de esta manera poder trabajar con libertad sin tener que entorpecer las operaciones que se realicen con el

disco de sierra, a como se presenta en la figura 1-5. El escopleador tendrá una mesa de trabajo que pueda cambiar la altura por medio de un eje roscado.

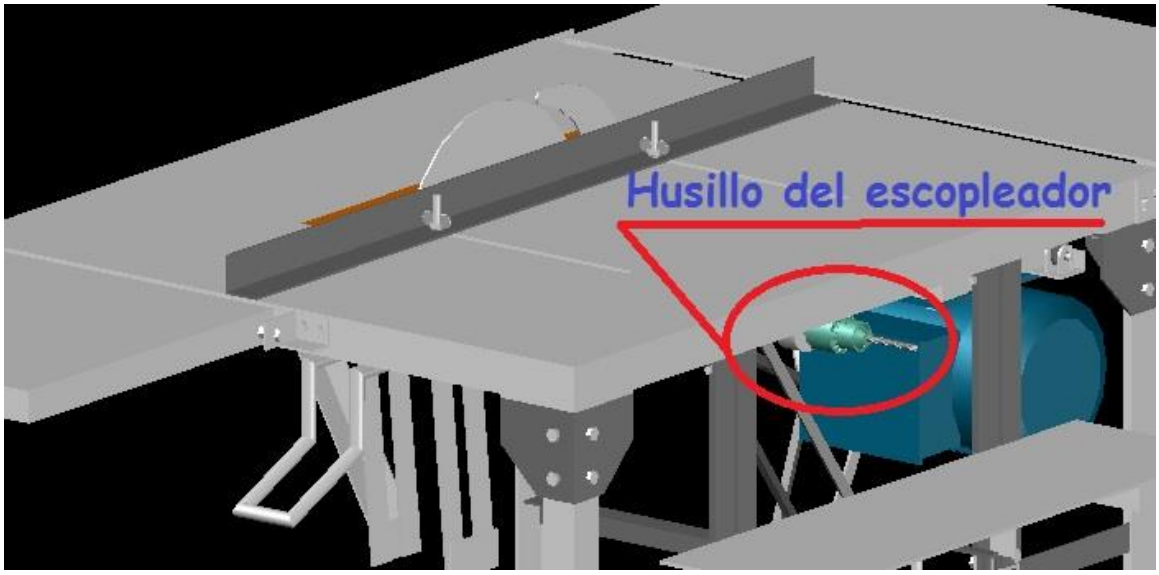


Figura 1-5. El husillo del escopleador situado en un extremo de la mesa.

La broca del escopleador crea ranurados en la madera realizando operaciones de dos herramientas distintas, como son el taladro por el avance axial, y la fresa por el avance transversal o perpendicular a la broca.

Así que de esta manera podemos utilizar las ecuaciones de estas herramientas para poder encontrar la potencia que necesita la broca de escoplo e inclusive conocer de esta forma la operación que requiere mayor potencia al momento que se está utilizando dicha broca.

1.2.1. La broca de escopleador considerada como broca de taladro.

La potencia que necesita la broca para operar se puede determinar mediante la ecuación 1-1:

$$P_c = F_c * V_c$$

1.2.1.1. Fuerza de corte.

Primero hemos de determinar la fuerza de corte que nos pide la ecuación para la determinar la potencia de corte

$$F_c = K_c * a * f \qquad \text{Ecuación 1-12}$$

En donde:
K_c: Fuerza especifica de corte ($24.52 N/mm^2$). Asumido según el tipo de madera.
a: Profundidad de pasada (mm).
f: Avance por revolución (mm).

La profundidad de pasada "$a\ (mm)$" se puede obtener dividiendo el diámetro de la herramienta D_c de trabajo a la mitad.

$$a = D_c/2 \qquad \text{Ecuación 1-13}$$

En el catálogo de "Brocas para madera Heller", donde podemos encontrar diversas brocas para taladrar. Según el empleo de la broca, se seleccionará la herramienta más adecuada con dimensiones que se presentan en la Figura.

mm Ø	mm	mm	
3.0	30	60	3.0
4.0	43	75	4.0
5.0	50	85	5.0
6.0	52	90	6.0
7.0	68	110	7.0
8.0	75	120	8.0
9.0	78	125	9.0
10.0	80	130	9.5
11.0	90	140	9.5
12.0	100	150	9.5
13.0	100	150	9.5
14.0	105	160	9.5
15.0	105	170	9.5

Tabla 1-2. Brocas para madera del catálogo Heller.

Una vez seleccionado el diámetro de broca que se va a utilizar, que en este caso será la broca de 12 mm como punto de referencia, procedemos a calcular la profundidad de pasada con la ecuación 1-13.

$$a = \frac{12\ mm}{2}$$
$$a = 6\ mm$$

Para determinar el avance por revolución basta con saber la velocidad de avance, la cual se puede encontrar mediante una tabla del material que se va a trabajar, divido entre el número de revoluciones por minuto en que va a estar girando la herramienta.

$$f = f_r/n \qquad \text{Ecuación 1-14}$$

En donde:
f: Velocidad de avance (mm).
f_r: Avance por revolución (mm/min).
n: Revoluciones por minuto (rpm).

La velocidad de rotación será de 2,600 revoluciones por minuto, justificado por el hecho de que otras máquinas herramientas para escopleación poseen este tipo de velocidades, y se ha tomado como un punto de partida.

Dado a que la velocidad de avance la aplica el operario, se puede dar como valido que sea de 6,000 mm/min.

Entonces una vez obtenidos los datos previos, se procede a completar la ecuación 1-14.

$$f = \frac{6{,}000\ mm/min}{2{,}600\ rpm}$$
$$f = 2.308\ mm$$

Ahora la ecuación 1-12 de fuerza de corte puede ser completada:

$$F_c = K_c * a * f$$

$$F_c = (24.52\ N/mm^2)\ (6\ mm)\ (2.31\ mm) = 339.847\ N$$

1.2.1.2. Velocidad de corte.

La velocidad de corte se calcula con la ecuación 1-7:

$$V = \frac{\pi * D * n}{60{,}000}$$

En donde:
V: Velocidad de corte del disco (m/s).
D: Diámetro de la sierra (mm).
n: Revoluciones por minuto de la broca ($2{,}600\ rpm$).

Como ya se conocen las revoluciones de la herramienta y el diámetro de la misma se procede a realizar el cálculo.

$$V_c = \frac{(\pi)(2{,}600\ rpm)(12\ mm)}{60{,}000}$$

$$V_c = 1.634\ m/s$$

En este punto se calculará potencia de corte o la potencia que requiere la herramienta para operar con la ecuación 1-1.

$$P_c = F_c * V_c$$

$$P_c = (339.847\ N)\ (1.634\ m/s)$$

$$P_c = 555.310\ W$$

Como suceden perdidas mecánicas en el motor y en la transmisión de la máquina, se debe encontrar la potencia bruta (ecuación 1-8) que nos sirve para compensar dichas perdidas.

$$P_g = \frac{P_c}{\eta}$$

Según el libro de Fundamentos de Manufactura Moderna; la eficiencia mecánica de una máquina herramienta puede ser considerada aproximadamente de 90%.

$$P_g = \frac{555.310\ W}{90\%}$$

$$P_g = 617.011\ W$$

1.2.2. La broca de escopleador considerada como broca de fresa.

La potencia de corte que necesita la broca para operar como una fresa se puede determinar mediante la ecuación que se presenta a continuación.

$$P_c = \frac{A_c * h * S * K_c}{60x10^3 * \eta}$$ Ecuación 1-15

En donde:
A_c: Ancho de corte (mm).
h: Altura de corte (mm).

S: Velocidad de avance (mm/min).
η: Eficiencia de la máquina herramienta.
K_c: Fuerza especifica de corte $(24.52\ N/mm^2)$. Asumido según el tipo de madera.

A continuación se presenta la tabla 1-3, tomada del catálogo Vinil Shop, donde está la fresa que se utiliza para hacer ranuraciones, este proceso de ranuración es bastante idéntico al trabajo transversal que realiza una broca de escopleador.

FRESA DE DOS DIENTES PARA CORTE A DERECHAS TD
plástico, madera, materiales no ferrosos

Ref.	D	l	L	Z
94104	4	20	60	2
94105	6	25	60	2
94106	8	35	60	2

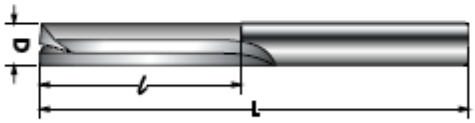


Tabla 1-3. Broca para fresar del catálogo Vinil Shop.

Se elige la broca con diámetro de 8 mm y longitud de trabajo de 35 mm; entonces se dice que la longitud de trabajo de la broca es el valor para la altura de corte y el diámetro de la herramienta es el espesor del diente o el ancho de corte.

La eficiencia de la ecuación para encontrar la potencia de corte de la fresadora será de un 90%; como se había explicado anteriormente, este valor es a causa de las pérdidas que se dan en las maquinas herramientas.

La velocidad de avance "S" se obtiene como sigue:

$$S = s_z * n * z \qquad \text{Ecuación 1-16}$$

En donde:
S: Velocidad de avance (mm/min).
s_z: Avance por diente $(mm/diente)$.
n: Revoluciones por minuto (rpm).
z: Número de dientes.

Los valores que se incluyen en la fórmula para encontrar la velocidad de avance S, tales como, el avance por diente de 0.2 mm/diente y el número de dientes igual a 2, las revoluciones que ya se establecieron anteriormente que son 2,600 revoluciones por minuto. Lo que da como resultado que la velocidad de avance será:

$$S = (0.2\ mm/diente)\ (2{,}600\ rpm)\ (2\ dientes)$$
$$S = 1040\ mm/min$$

Se sustituye los datos en la ecuación 1-15:

$$P_c = \frac{A_c * h * S * K_c}{60x10^3 * \eta}$$ Ecuación 1-15

$$P_c = \frac{(8\ mm)\ (35\ mm)\ (1040\ mm/min)\ (24.52\ N/mm^2)}{(60x10^3)\ (0.9)}$$
$$P_c = 132.226\ W$$

Entonces como se observa, la potencia de corte en la operación de escopleación como si fuese una broca de taladro, demanda más potencia que si este fuese una broca de fresadora.

Fuerza de corte del escopleador con broca de fresa.

La fuerza de corte del escopleador considerando que fuese una broca de fresa, se calcula despejando "F_C" de la ecuación 1-1.

$$P_C = F_C * V_C$$
$$F_C = \frac{P_C}{V_C}$$

La velocidad de corte se calcula con la ecuación 1-7:

$$V = \frac{\pi * n * D}{60{,}000} = \frac{(\pi)(2{,}600\ rpm)(8\ mm)}{60{,}000} = 1.089\ \mathrm{m/s}$$

Entonces:

$$F_C = \frac{132.226\ W}{1.089\ m/s} = 121.420\ N$$

1.2.3. Momento torsor del escopleador.

Para calcular el momento torsor del escopleador se empleara la ecuación 1-9.

$$P_g = T * \omega$$

Despejando T:

$$T = \frac{P_g}{\omega}$$

Si las revoluciones empleadas por el escopleador son $2{,}600\ rpm$, entonces en radianes por segundo es 272.271 rad/s.

$$T = \frac{(617.011\ W)}{(272.271\ rad/s)}$$

$$T = 2.266\ N.m \approx 2{,}266\ N.mm$$

Ahora con la misma velocidad a la cual gira la herramienta pero con la potencia considerando que fuese una broca de fresa.

$$T = \frac{(132.226\ W)}{(272.271\ rad/s)} = 0.486\ N.m \approx 486\ N.mm$$

1.3 Selección del motor.

Para proceder a la selección del motor es necesario saber el par torsor requerido de la sierra y del escopleador, así como la potencia bruta calculada previamente, esto se debe porque en la propuesta de diseño, ambas herramientas deben trabajar con un mismo motor.

La suma de los pares torsores, tanto como las potencias brutas de ambas herramientas sirven para determinar que motor se debe seleccionar. Existen diversas marcas de motores de inducción en Nicaragua, el motor de marca Baldor es accesible y es una de las marcas que es muy utilizada en varias industrias de manufactura, a través de un catálogo de motores proporcionado por Baldor Electrics, se escogerá el motor de la máquina.

El motor a seleccionar debe ser monofásico, debido a que el taller escuela INFIL necesita que la maquina pueda ser conectada a tomas corrientes accesibles que no se encuentren dentro del taller.

La tabla de un motor monofásico Baldor, muestra que el torque a carga completa es de $9\ Lb.ft$, esto equivale aproximadamente a $12{,}202.362\ N.mm$.

Product Nameplate Data :					
Rated Output	3 HP	Hertz	60	NEMA Nom. Eff.	78
Volts	115/230	Phase	1	Power Factor	85
Full Load Amps	28/14	NEMA Design Code	L	Service Factor	1
Speed	1725	LR KVA Code	K	Rating - Duty	40C AMB-CONT

(Typical performance - Not guaranteed values)

General Characterstics at 230 V, 60 Hz, 3 HP			
Full Load Torque	9 LB-FT	Starting Current	105 Amps
Start Configuration	DOL	No-Load Current	6.35 Amps
Break Down Torque	23 LB-FT	Line-line Resistance @ 25° C	0.688 Ohms
Pull-Up Torque	18 LB-FT	Temperature Rise, C @ FL (in deg)	86
Locked-Roter Torque	29 LB-FT	Temp. Rise @ S.F. Load (in deg)	0

Tabla 1-4. Tabla de especificaciones de un motor monofásico Baldor.

Según la tabla 1-4, la eficiencia de este motor es del 78%, con la cual se puede determinar mediante una ecuación sencilla la potencia y el par torsional.

$$P_{motor} = P_{nom} \cdot \eta \qquad \text{Ecuación 1-17}$$

En donde:
P_{motor}: Potencia del Motor.
P_{nom}: Potencia Nominal.
η: Eficiencia.

$$P_{motor} = (3\ HP)(78\%) = 2.340\ HP \approx 1{,}745.174\ W$$

$$M_{T\,motor} = M_T \cdot \eta \qquad \text{Ecuación 1-18}$$

En donde:
$M_{T\,motor}$: Momento Torsor del Motor.
M_T: Momento Torsor.
η: Eficiencia.

$$M_{T\,motor} = (9\ Lb.ft)\ (78\%) = 7.020\ Lb.ft \approx 9{,}517.842\ N.mm$$

Esto quiere decir que el par torsional y la potencia requerida por ambas herramientas, tanto la sierra como el escopleador, pueden ser suministrados por el motor seleccionado sin ningún problema.

Capítulo 2

Cálculo de transmisión

2.1. Selección del tipo de correas para la polea de la sierra.

Una vez seleccionado el motor y conociendo sus parámetros, se procede a seleccionar el perfil de la banda que se utilizara en la transmisión, pero se debe determinar la potencia trasmitida corregida, debido a que el valor de potencia de salida del motor se ve afectada por diversos factores como: el motor eléctrico es asíncrono o síncrono, la máquina que accionará el motor, horas de servicio por día. Esto se soluciona agregando un factor de servicio que compensará dichas perdidas.

El factor de servicio se selecciona de la siguiente tabla:

Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor: Motores de CA: par torsional normal[a]; Motores de CD: bobinado en derivación; Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional[b]; Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto; Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

[a]Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
[b]Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Tabla 2-1. Factores de servicio para bandas V.

Entonces la potencia de diseño de motor:

$$P_{dm} = P_{motor} * f_s \qquad \text{Ecuación 2-1}$$

En donde:
P_{dm} : Potencia de diseño.
P_{motor} : Potencia del motor.
f_s : Factor de servicio.

$$P_{dm} = 3\ Hp * 1.3$$
$$P_{dm} = 3.9\ Hp \approx 2{,}908.23\ W$$

Al obtener la potencia de diseño del motor se procederá a seleccionar la banda con el grafico 2-1.

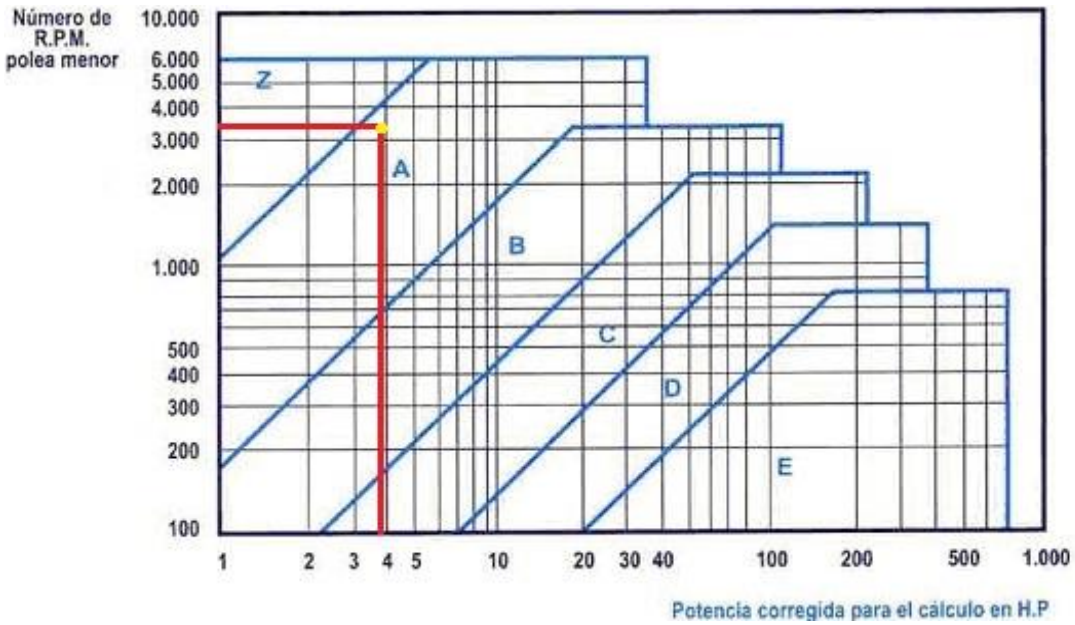


Gráfico 2-1. Selección de banda trapezoidal para la sierra.

Según el grafico, el tipo de banda a utilizar es de perfil "A", sabiendo esto se encontrará la longitud de la misma y la distancia entre centros o distancia que existe entre el eje del motor y el eje para la sierra, pero primero se establecerá el diámetro de la polea motriz y el diámetro de la polea conducida.

2.2. Transmisión del eje motor – eje sierra.

Las revoluciones del motor seleccionado son de $1{,}725\ rpm$ y las revoluciones con las que se realizaron los cálculos de potencia de corte es $3{,}500\ rpm$, así que la relación de transmisión se calcula con la ecuación 2-2:

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}} \qquad \text{Ecuación 2-2}$$

En donde:
i: Relación de transmisión.
n_m: Revoluciones del motor (rpm).
n_s: Revoluciones de la sierra (rpm).

D_{pm}: Diámetro de la polea del motor (mm).

d_{ps}: Diámetro de la polea de la sierra (mm).

$$i = \frac{1{,}725}{3{,}500} = 0.49$$

En la tabla 2-2, se seleccionará el diámetro de la polea de la sierra, en función del espacio donde estará ubicada. En esta tabla la polea de la sierra que se propone utilizar (señalizado en rojo), se encuentra dentro de los rangos permisibles para la selección de poleas para bandas tipo A, que en tal caso sería una polea con diámetro:

$$d_{ps} = 75mm.$$

Las dimensiones como el ancho de las poleas para la transmisión del motor al eje para la sierra y el eje del escopleador, en posteriores cálculos, son seleccionados en los apéndices A-III, A-IV y A-V.

Diámetros mínimos de poleas						
Diámetro polea (mm)	Z	A	B	C	D	E
60	*V*					
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	V				
80	R	V				
90	*V*	R				
95		V				
100	R	R				
106		V				
112	V	R	V			
118		V	V			
125	R	R	V			
132		V	V			
140	V	R	R			
150	V	V	V			
160	**R**	R	**R**			

Tabla 2-2. Diámetros mínimos de poleas; siendo V diámetro válido de polea y R diámetro de polea especialmente recomendado.

.

Conociendo el diámetro de la polea de la sierra se calcula el diámetro de la polea del motor.

Por consiguiente D_{pm}:

$$D_{pm} = \frac{d_{ps}}{i} = \frac{75}{0.49} = 153\ mm.$$

El valor más aproximado según la tabla 2-2 (seleccionado en azul), seria:

$$D_{pm} = 150\ mm$$

Ahora que se tiene los diámetros, se procede a calcular la longitud de banda, y la formula a utilizar viene expresada del siguiente modo:

$$L = 2 * C + \left[\frac{\pi}{2} * \left(D_{pm} + d_{ps}\right)\right] + \left[\frac{\left(D_{pm} - d_{ps}\right)^2}{4 * C}\right] \qquad \text{Ecuación 2-3}$$

En donde:
C: distancia entre centros de los ejes (mm).

C debe estar dentro del intervalo de acuerdo a la siguiente expresión de diseño:

$$D_{pm} < C < 3(D_{pm} + d_{ps})$$

$$150\ mm < C < 675\ mm$$

$$C = 526.45\ mm$$

El valor de C, tal y como se muestra en la figura 2-1, se toma debido a que el motor se ensamblara en el mismo ascensor en el que está montado el eje para la sierra.

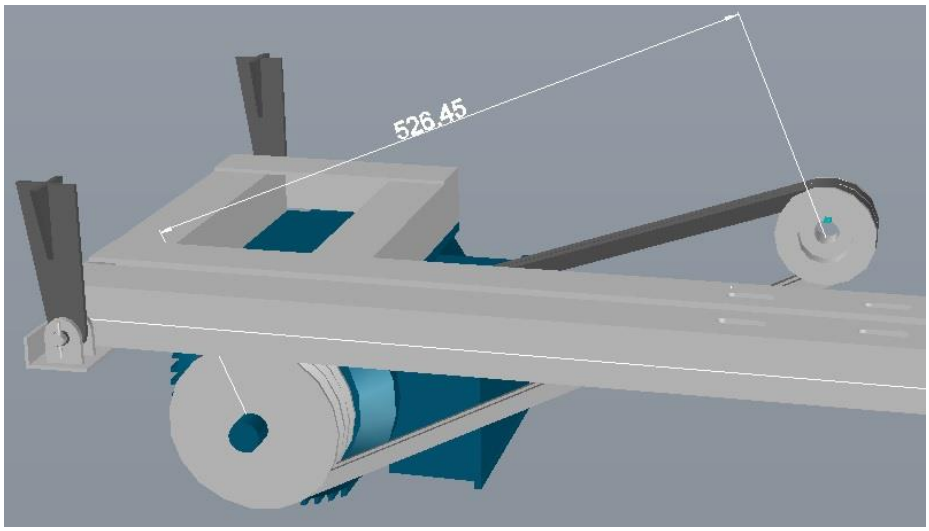


Figura 2-1. Distancia entre el centro del eje del motor y el eje para la sierra.

Asi que se sustituyen los valores en la ecuacion 2-3.

$$L = (2)(526.45\ mm) + \left[\frac{\pi}{2} * (150\ mm + 75\ mm)\right] + \left[\frac{(15\ 0mm - 75\ mm)^2}{(4)(526.45\ mm)}\right]$$

$$L = 1{,}409\ mm$$

Con la longitud de correa calculada, se selecciona con la tabla 2-3, la longitud recomendada, para posteriormente establecer el número de correas necesarias.

Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)
41	1066	1075	1086	-
42	1092	1106	1100	-
43	1117	1134	1140	-
44	1143	1153	1156	1191
45	1168	1186	1184	1217
46	1193	1199	1204	1242
47	1219	1232	1237	1267
48	1244	1262	1268	1293
49	1270	1280	1288	1318
50	1295	1306	1318	1344
51	1320	1330	1328	1357
52	1346	1354	1367	1394
53	1371	1381	1392	1429
54	1397	1405	1410	1442
55	1422	1429	1443	1460
56	1447	1459	1460	1497
57	1473	1492	1491	1527
58	1498	1507	1512	1550
59	1524	1532	1541	1576
60	1549	1556	1556	1598

Tabla 2-3. Longitud primitiva nominal

La longitud de correas estandarizada que se aproxima a los cálculos es la correa (señalizado en amarillo).

$$L = 1{,}405\ mm$$

Se recalcula la distancia entre eje con la longitud de correa estándar:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 + 32(D_{pm} - d_{ps})^2}}{16}$$ Ecuación 2-4

En donde:

$$B = 4L - 6.28 * (D_{pm} + d_{ps})$$
$$B = (4)(1{,}405\ mm) - (6.28)(150\ mm + 75\ mm)$$
$$B = 4{,}207\ mm$$

Entonces

$$C = \frac{4{,}207\ mm + \sqrt{(4{,}207\ mm)^2 - 32(150\ mm - 75\ mm)^2}}{16}$$
$$C = 524.535\ mm$$

El resultado indica que la distancia propuesta entre centros para la máquina, figura 2-1, está muy aproximado a las longitudes de correas y a las distancias entre centros calculados.

2.2.1.Calculo de número de correas para la polea de la sierra.

El número de correas puede ser determinado mediante la siguiente expresión:

$$N_c = H_d / H_a$$ Ecuación 2-5

En donde:
N_c: Numero de correas.
H_d: Potencia de diseño (W).
H_a: Potencia permitida por banda (W).

La potencia de diseño se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_d = P_g * K_s * n_d$$ Ecuación 2-6

En donde:
H_d : Es la potencia de diseño.
P_g: Potencia bruta para la herramienta = $1{,}446.855\ W$.
K_s: Factor de servicio = 1.1 (tabla 2-4).
n_d: Factor de diseño = 1 (sugerido por transmisión de carga bajas).

$$H_d = (1{,}446.855\ W)(1.1)(1)$$
$$H_d = 1{,}591.541\ W$$

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia: Características del par de torsión normal	Fuente de potencia: 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

Tabla 2-4. Factores de servicio sugeridos para transmisiones de banda en V.

La potencia permitida por banda se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_a = H_{tab} * K_1 * K_2 \qquad \text{Ecuación 2-7}$$

En donde:
H_a : Potencia permitida por banda.
H_{tab}: Potencia permitida por banda según circunstancia.
K_1: Factor de corrección del ángulo de contacto.
K_2: Factor de corrección de longitud de la banda.

El factor de corrección K_1 por ángulo de contacto dependerá del dato que se obtenga con la ecuación:

$$\theta_{dps} = 180° - sen^{-1}\left[\frac{D_{pm} - d_{ps}}{2*c}\right] \qquad \text{Ecuación 2-8}$$

En donde:

θ_{dps}: Angulo de contacto de la polea de la sierra.

$$\theta_{dps} = 180° - sen^{-1}\left[\frac{150\ mm - 7\ 5mm}{2 * 527.21\ mm}\right]$$

$$\theta_{dps} = 175.9°$$

Entonces según la tabla 2-5, si se toma el valor más próximo al ángulo de contacto, el factor será:

$$K_1 = 0.99$$

$\frac{D-d}{C}$	θ, grados	K_1 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

Tabla 2-5. Factor de corrección K_1 por el ángulo de contacto.

Ahora se buscará el factor por corrección de longitud de correa. La longitud nominal de la banda tipo A, es: 1,405 mm, aproximadamente 41 pulgadas, de la tabla 2-6, se obtiene que el factor de corrección (señalizado en azul), es:

$$K_2 = 0.95$$

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

Tabla 2-6. Factor de corrección K_2 por longitud de banda.

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

Tabla 2-7. Potencias nominales de bandas en V estándar.

En la tabla 2-7, el diámetro indicado en la tabla es el diámetro de la polea más pequeña y la velocidad tangencial de la banda en la herramienta.

Se procede a calcular la velocidad de la correa; con una polea de diámetro de $75\ mm$ o $3\ pulgadas$ aproximadamente, y la velocidad de giro de la herramienta de $3{,}500\ rpm$, con una banda tipo A, la velocidad de la correa estará dada por la ecuación:

$$V_b = \omega * r \qquad \text{Ecuación 2-9}$$

En donde:
V_b: Velocidad de la banda (m/min).
ω: Velocidad angular del eje (rad/seg).
r: Radio de la polea (m). $d_{ps} = 75mm$; $r = 37.5\ mm$ (Página 34).

$$\omega = (3500\ rpm)(2\pi\ rad) = 21{,}991.149\ rad/min$$

$$V_b = \left(21{,}991.149\frac{rad}{min}\right)(\ 0.038\ m) = 835.664\ \frac{m}{min} \approx 2{,}741.680\ ft/min$$

Según la tabla 2-7, la potencia permitida por banda según circunstancia (señalizado en rojo), es:

$$H_{tab} = 1.12Hp\ \approx 835.184\ W$$

Sustituimos los valores en la ecuación 2-7, para encontrar la potencia corregida.

$$H_a = H_{tab} * K_1 * K_2$$
$$\mathrm{H_a} = (835.184\ W)(0.99)(0.95)$$
$$\mathrm{H_a} = 785.491\ \mathrm{W}$$

El número de correas necesaria se calcula sustituyendo valores en la ecuación 2-5.

$$N_c = H_d / H_a$$

$$\mathrm{N_c} = \frac{1{,}591.541\ W}{785.491\ \mathrm{W}}$$

$$\mathrm{N_c} = 2.026$$

El número de correa es igual a 2.

2.3. Selección del tipo de correas para la polea del escopleador.

Para poder transmitir la potencia del motor hacia el escopleador, este deberá primero pasar por un eje intermedio como se muestra en la figura 2-2, por esa razón se calculará la transmisión de este sistema en ambos ejes consecutivamente.

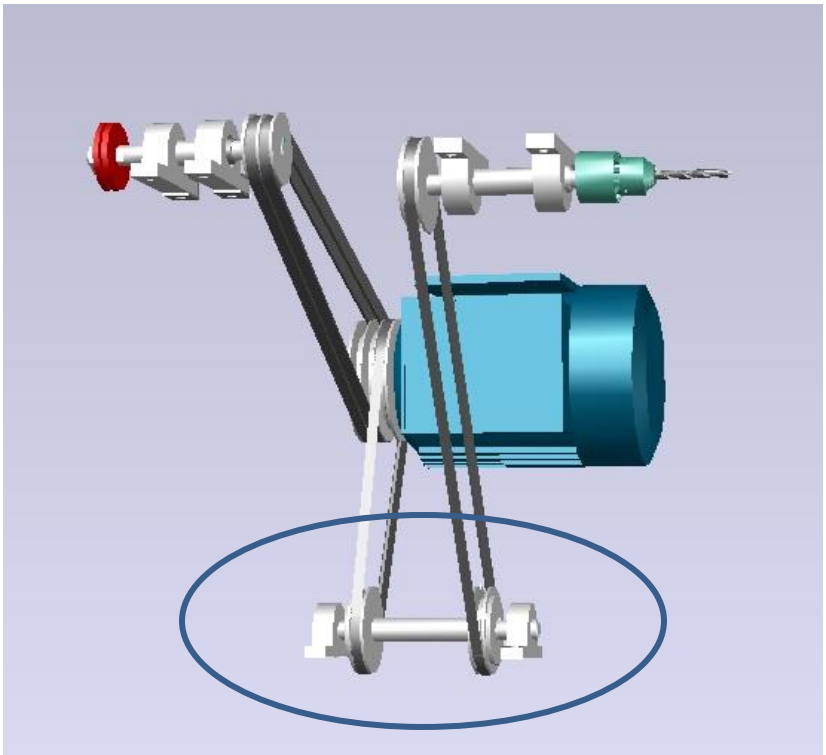


Figura 2-2. Eje intermedio que transmite potencia del motor al escopleador.

Se selecciona la banda para el escopleador con la potencia de diseño del motor calculada con la ecuación 2-1, que es igual a $2{,}908.23\ W \approx 3.9\ HP$ y con el siguiente gráfico.

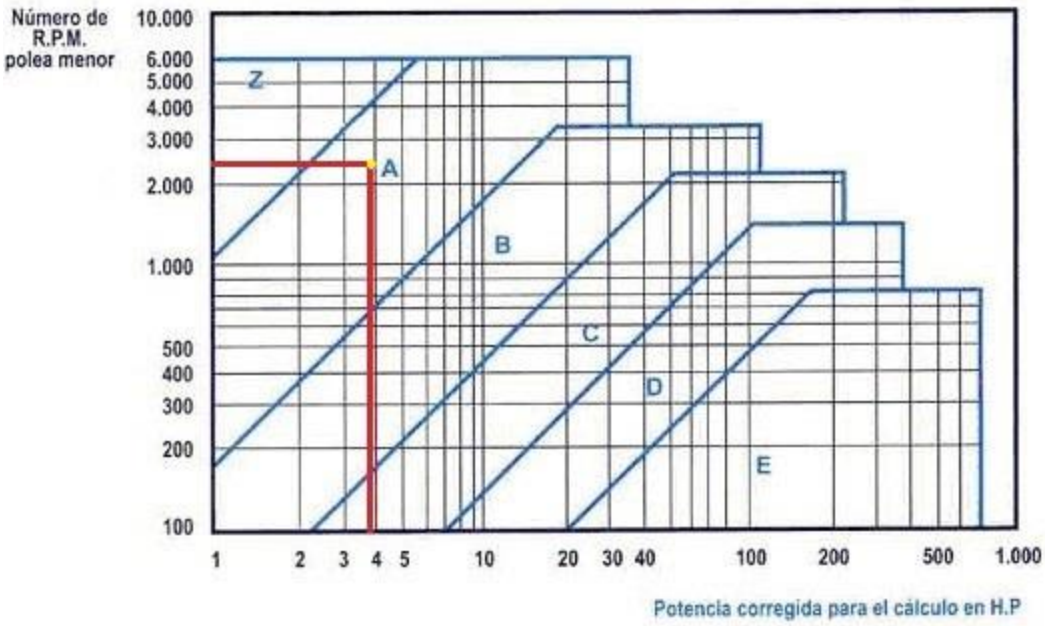


Gráfico 2-2. Selección de banda trapezoidal para el escopleador.

La correa de sección "A", es la que va a utilizar el escopleador, y consiguientemente se encontrará la longitud de la correa y la distancia entre centros del eje del motor al eje intermedio.

2.4. Transmisión del eje motor – eje intermedio.

La relación de transmisión para poder establecer el diámetro de la polea motriz al igual que el de la polea conducida con la ecuación 2-2:

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}}$$

En donde:

n_m: Revoluciones por minuto del motor (rpm).

n_t: Revoluciones por minuto del eje transmisión (rpm).

d_{pt}: Diámetro de la polea del eje de transmisión (mm).

D_{pm}: Diámetro de la polea del motor (mm).

$$i = \frac{1{,}725\ rpm}{2{,}600\ rpm} = 0.66$$

El diámetro de la polea del motor está establecido en 150 mm (página 35), entonces con el siguiente despeje de la ecuación 2-2, se conocerá el diámetro de la polea del eje intermedio:

$$d_{pt} = i * D_{pm} = (150\ mm)\ (0.66) = 99\ mm$$

El diámetro de la polea del eje intermedio es 99 mm y con la tabla 2-2 se toma el valor más próximo (señalizado en verde; página 34):

$$d_{pi} = 100\ mm.$$

Ahora que se tienen los diámetros se calculará la longitud de banda, y la formula a utilizar viene expresada del siguiente modo:

$$L = 2 * C + \left[\frac{\pi}{2}\left(D_{pm} + d_{pt}\right)\right] + \left[\frac{(D_{pm} - d_{pm})^2}{4 * C}\right] \qquad \text{Ecuación 2-3}$$

En donde:
C: Distancia entre centros de los ejes (mm).

C debe estar dentro del intervalo de acuerdo a la siguiente expresión de diseño:

$$D_p < C < 3\ (D_p + d_p)$$
$$150\ mm < C < 750\ mm$$
$$C = 341.95\ mm$$

El valor C, tal y como se muestra en la figura 2-3, se toma porque el eje intermedio se encuentra en una posición, tal que, no permita que las correas del escopleador alcancen a tocar el motor y que cuando el ascensor de la sierra cambie de altura no varíe la distancia entre centro del eje del motor y del eje intermedio.

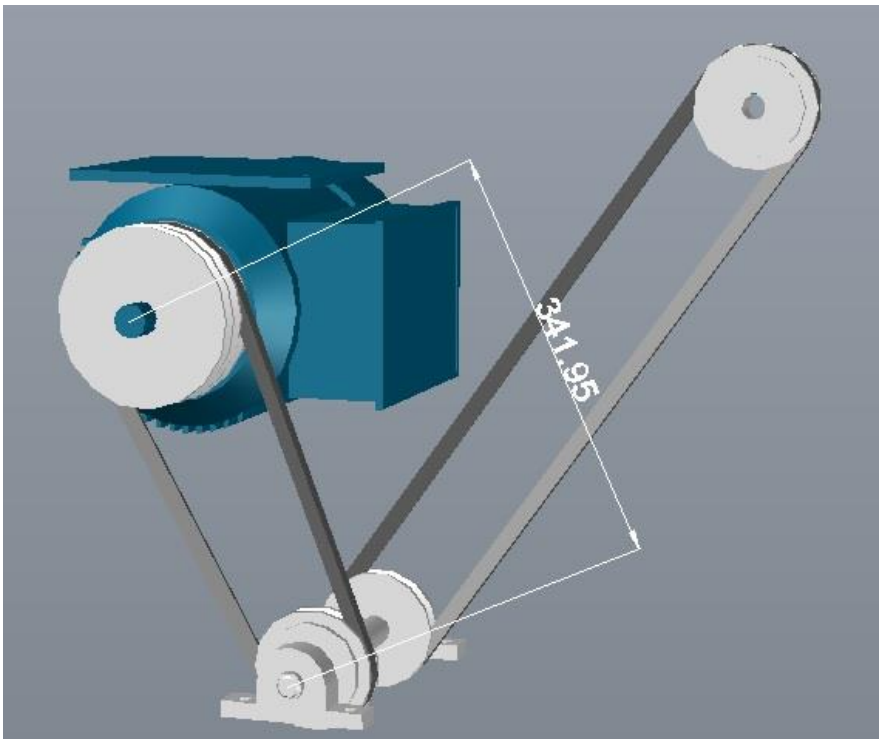


Figura 2-3. Distancia entre centros del eje del motor y el eje intermedio.

Asi que se sustituye los valores en la ecuacion 2-3:

$$L = 2(341.95\,mm) + \left[\frac{\pi}{2}(150\,mm + 100\,mm)\right] + \frac{(150\,mm - 100\,mm)^2}{4(341.95\,mm)}$$

$$L = 1{,}078.427\,mm$$

Con la longitud de correa calculada, el largo recomendado por la tabla 2-2, La longitud de correas estandarizada que se aproxima a los cálculos es la correa 1,075 mm de sección A (señalizado en negro).

Se recalcula la distancia entre ejes con la longitud de correa estándar con la ecuación 2-4:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_P - d_P)^2}}{16}$$

En donde:

$$B = 4L - 6.28(D_p + d_p)$$

$$B = 4(1{,}075\,mm) - 6.28(150\,mm + 100mm)$$

$$B = 2{,}730\,mm$$

Entonces

$$C = \frac{2{,}730\ mm + \sqrt{(2{,}730)^2 - 32(150\ mm - 100\ mm)^2}}{16}$$

$$C = 340.332\ mm$$

El resultado indica que la distancia propuesta entre centros para la máquina, figura 2-3, está muy aproximado a las longitudes de correas y a las distancias entre centros calculados.

El número de correas puede ser determinado mediante la siguiente expresión:

$$N_c = H_d / H_a \qquad \text{Ecuación 2-5}$$

En donde
H_d: Potencia de diseño (W).
H_a: Potencia permitida por banda (W).

La potencia de diseño se calcula con la potencia bruta por el factor de servicio y el factor de diseño.

$$H_d = P_g * K_s * n_d \qquad \text{Ecuación 2-6}$$

En donde:
K_s: 1.1 (Tabla 2-4).
n_d: 1.0 (Sugerido por transmisión de carga bajas).

$$H_d = (617.011\ W)\ (1.1)\ (1.0) = 678.712\ W$$

La potencia permitida por banda es igual a la potencia permitida por banda según circunstancias H_{tab} por el factor de corrección por ángulo de contacto K_1 y el factor de corrección por longitud de correa K_2.

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} \qquad \text{Ecuación 2-7}$$

La potencia permitida por banda según circunstancias, se puede elegir con la tabla 2-7. El diámetro de la polea menor y la velocidad de la banda, esta última se calcula con la ecuación 2-9.

$$V_b = \omega * r$$

En donde:
V_b: Velocidad de la banda (m/min).
ω: Velocidad angular del eje (rad/seg).
r: Radio de la polea (m). $d_{pi} = 100\ mm; r = 50\ mm$ (Página 43).

$$\omega = (2{,}600\ rpm)(2\pi\ rad) = 16{,}336.282\ rad/min$$

$$V_b = \left(16{,}336.282\frac{rad}{min}\right)(\ 0.050\ m) = 816.814\frac{m}{min} \approx 2{,}679.836\ ft/min$$

Entonces la potencia permitida por banda según circunstancias (señalizado en azul), es:

$$H_{tab}\ =\ 1.927\ HP\ \approx\ 1{,}436.964\ W$$

El factor de corrección por ángulo de contacto dependerá del dato que se obtenga con la ecuación 2-8:

$$\theta_1\ =\ 180°\ -\ sen^{-1}\left[\frac{D_P - d_P}{2C}\right]$$

$$\theta_1\ =\ 180°\ -\ sen^{-1}\left[\frac{(150\ mm)\ -\ (100\ mm)}{2(340.33\ mm)}\right] = 176°$$

Entonces según la tabla 2-5, el valor del factor de corrección por el ángulo de contacto (señalizado en rojo), es:

$K_1 = 0.99$

Ahora se busca el factor por corrección de longitud de correa. La longitud nominal para una banda tipo A es: 1,075 mm, equivalente aproximadamente a 41 pulgadas, y según la tabla 2-6, el factor de corrección (señalizado con rojo), es:

$K_2 = 0.90.$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2-7, para encontrar la potencia permitida por banda.

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

$$H_a\ =\ (0.99)\ (0.90)\ (1{,}436.964\ W)$$

$$H_a\ =\ 1{,}280.335\ W$$

Queda por calcular el número de correas necesarias de la ecuación 2-5.

$$N_c = H_d/H_a$$

$$N_c = \frac{(678.712\ W)}{(1{,}280.335\ W)}$$

$$N_c = 0.530$$

Por lo regular, el número de correas es el entero siguiente mayor, quiere decir que el número de correa es igual a 1.

2.5. Transmisión del eje intermedio – eje escopleador

Es necesario que la velocidad que tiene el eje de transmisión la posea el eje del escopleador, esto quiere decir que la relación de transmisión debe ser igual a 1.

$$i = \frac{(2{,}600\ rpm)}{(2{,}600\ rpm)} = 1$$

En la tabla 2-2, donde se selecciona el diámetro de la polea motriz también se puede ubicar el diámetro de las poleas de los dos ejes y como se ha dicho que la relación de transmisión es igual a 1, por lo tanto el diámetro de las poleas de ambos ejes es de 100 mm, especialmente recomendado. Una vez conseguido los diámetros de las poleas se procede a calcular la longitud de correa.

C se debe establecer dentro del intervalo de acuerdo a la siguiente expresión de diseño:

$$D_p < C < 3\,(D_p + d_p)$$
$$100\ mm < C < 600\ mm$$
$$C = 583.83\ mm$$

En la figura 2-4, se presenta la distancia entre centros a la que se encuentra el eje intermedio y el eje del escopleador, la ubicación del eje del escopleador se debe a que la escuela taller INFIL, hizo la peticion a que dicha herramienta estuviese ubicada en el centro de la mesa y a una altura aproximada 80 cm.

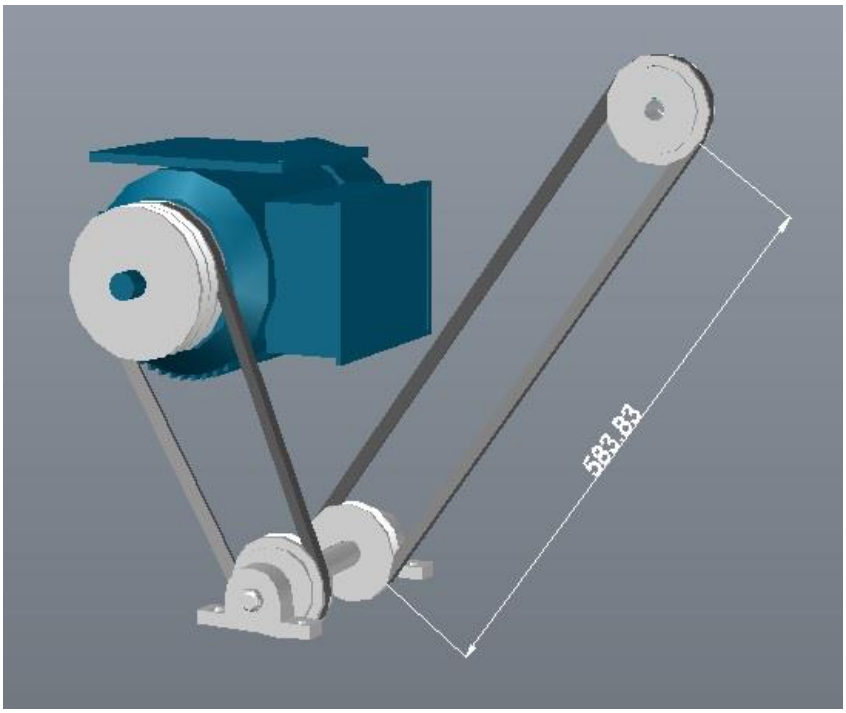


Figura 2-4. Distancia entre centros del eje intermedio y el eje del escopleador.

Asi que sustituyendo los valores en la ecuacion 2-3 de longitud de correa.

$$L = 2(583.83\ mm) + \left[\frac{\pi}{2}(100\ mm + 100\ mm)\right] + \frac{(100\ mm - 100\ mm)^2}{4(583.83\ mm)}$$

$$L = 1{,}481.819\ mm$$

Con la longitud de correa calculada, con la tabla 2-3, se estandariza el largo de la correa. La longitud de correas estandarizada que se aproxima a los cálculos es la correa 1,492 mm de sección A (señalizado en rojo).

Se recalcula la distancia entre eje con la longitud de correa estándar, y se tiene que:

$$B = 4(1{,}492\ mm) - 6.28(100\ mm + 100mm)$$

$$B = 4{,}712\ mm$$

Entonces

$$C = \frac{4{,}712\ mm + \sqrt{(4{,}712)^2 - 32(100\ mm - 100\ mm)^2}}{16}$$

$$C = 589\ mm$$

El resultado indica que la distancia propuesta entre centros para la máquina, figura 2-4, está muy aproximado a las longitudes de correas y a las distancias entre centros calculados.

Ahora solo resta determinar cuántas correas se deben usar en esta transmisión.

La potencia de diseño calculada con el eje del motor y el eje del escopleador se mantiene igual (página 45), para este caso:

$$H_d = 678.712\ W$$

La potencia transmitida por banda según circunstancias será seleccionada con la tabla 2-7, con el valor del diámetro de la polea menor y la velocidad de la banda, esta última se calcula con la ecuación 2-9.

$$V_b = \omega * r$$

En donde:
V_b: Velocidad de la banda (m/min).
ω: Es la velocidad angular del eje (rad/seg).
r: Es el radio de la polea (m). $d_{pi} = 100\ mm; r = 50\ mm$ (Página 43).

$$\omega = (2{,}600\ rpm)(2\pi\ rad) = 16{,}336.282\ rad/min$$

$$V_b = \left(16{,}336.282\ \frac{rad}{min}\right)(\ 0.050\ m) = 816.814\frac{m}{min} \approx 2{,}679.836\ ft/min$$

Entonces la potencia permitida por banda según circunstancias (señalizado en azul), es:

$$H_{tab}\ =\ 1.927\ HP\ \approx\ 1{,}436.964\ W$$

El ángulo de contacto es:

$$\theta_d\ =\ 180°\ -\ sen^{-1}\left[\frac{(100\ mm)\ -\ (100\ mm)}{2(340.33\ mm)}\right]$$
$$\theta_d\ =\ 180°$$

Y la tabla 2-5 muestra que a 180°, el valor para el factor de corrección por el ángulo de contacto (señalizado en azul), es:

$$K_1\ =\ 1.00$$

En el caso del factor por corrección de longitud de correa se toma el valor más aproximado, considerando que la longitud nominal para una banda de sección A es:

$$L = 492\ mm \approx 47\ pulgadas$$

Entonces seleccionando el factor de corrección de longitud con la tabla 2-6 (señalizado en azul).

$K_2 = 0.97.$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2-7, y se puede ver que:

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab}$$
$$H_a = (1.00)\,(0.97)\,(1{,}436.964\,) = 1{,}393.855\,W$$

2.5.1 Calculo de número de correas del eje intermedio-eje escopleador

Para calcular el número de correas se utiliza la ecuación 2-5.

$$N_c = H_d/H_a$$
$$Nc = \frac{678.712\ \ W}{1{,}393.855}$$
$$Nc = 0.487$$

De donde se toma el número de correas igual a 1, por ser el valor número entero siguiente mayor, al ser la misma potencia transmitida desde el eje motor eje intermedio se utiliza la misma cantidad de correas.

Capítulo 3

Cálculo de ejes

3.1. Cálculo de eje para la sierra.

Para el cálculo del eje para la sierra es necesario saber las fuerzas que actúan sobre él, se analizará la propuesta geométrica en la figura 3-1 y el material del que será fabricado.

Las piezas que estarán montadas en el eje son: las chumaceras en D_3 y D_5, la polea de doble garganta que va a estar en D_1, y la sierra en D_7 (en el escalon D_6 se le harán dos superficies planas por medio de un cepillado para colocar una llave de diecinueve milímetros y facilitar el cambio del disco), las longitudes se basan en el espacio donde va ir ensamblado el eje, en este caso en el ascensor para la sierra como se muestra en la figura 3-2, también se toma en cuenta que la sierra tiene que estar a una distancia de 400 mm del lado izquierdo de la mesa como se muestra en la figura 3-3, considerando que el frente es donde entra la madera para ser cortada por la sierra.

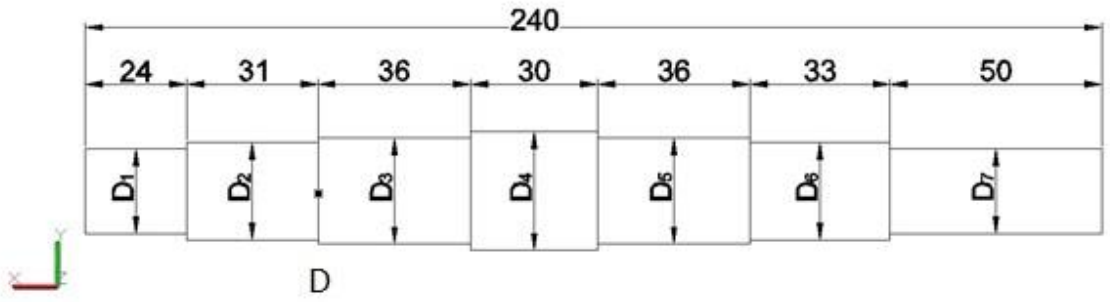


Figura 3-1. Propuesta de forma geométrica del eje para la sierra.

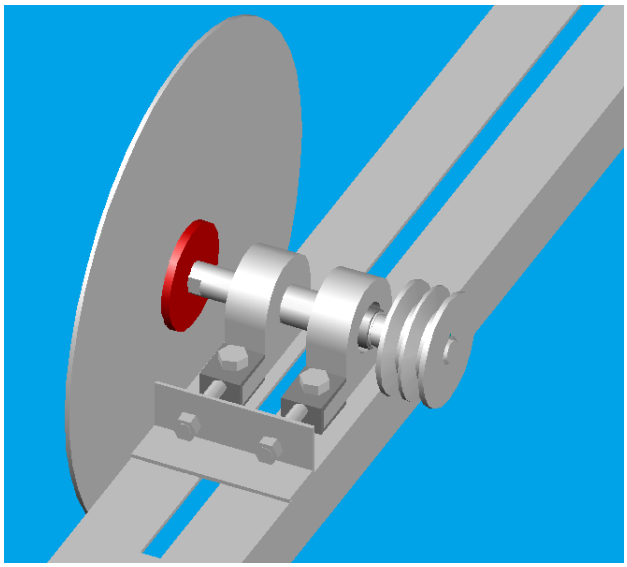


Figura 3-2. Ubicación de piezas en el eje para la sierra.

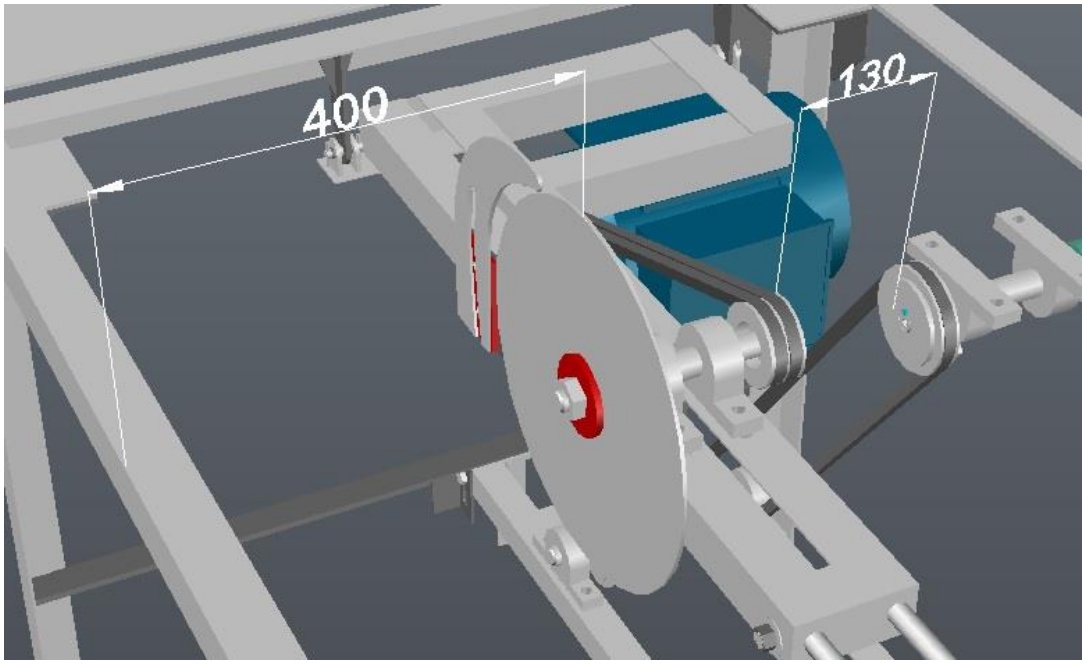


Figura 3-3. Ubicación del eje para la sierra en la mesa.

Haciendo un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre él.

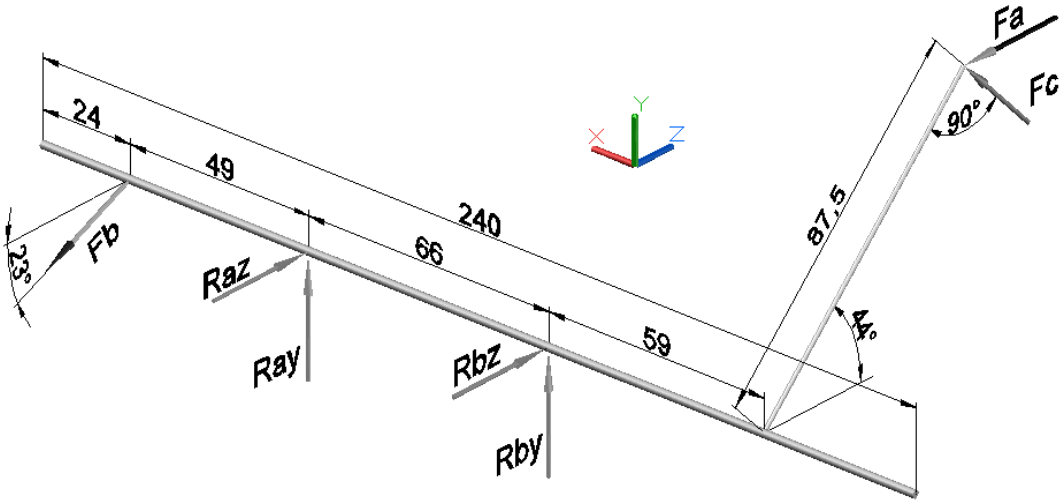


Figura 3-4. Diagrama de cuerpo libre.

Donde:

Fa: Fuerza de avance.
Fc: Fuerza de corte.
Fb: Fuerza Flexionante de la polea sobre el eje.
Ray: Reacción vertical sobre la chumacera cercana a la polea.
Raz: Reacción horizontal sobre la chumacera cercana a la polea.
Rby: Reacción vertical sobre la chumacera cercana a la sierra.
Rbz: Reacción horizontal sobre la chumacera cercana a la sierra.

3.1.1.Calculo de las fuerzas ejercidas por las correas sobre el eje.

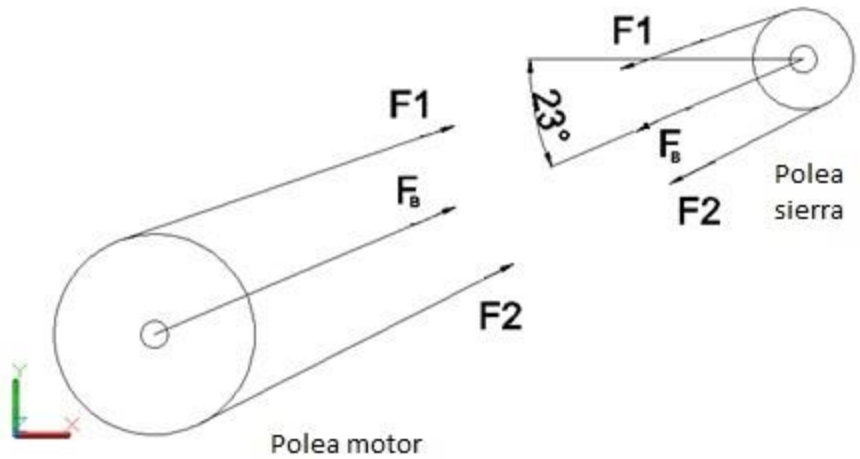


Figura 3-5. Fuerzas que ejerce la tensión de banda sobre el eje.

La fuerza de flexión F_B que ejerce la polea sobre el eje, depende de la suma de F1 y F2, y al desconocer el valor de ambas, se utilizara la ecuación 3-1 para el cálculo de la fuerza.

$$F_B = 1.5 * F_N \qquad \text{Ecuación 3-1}$$

En donde:
F_B: Fuerza flexionante sobre el eje.
F_N: Fuerza impulsora.

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} \qquad \text{Ecuación 3-2}$$

En donde:
T: Par torsional transmitido $(3{,}947\ N.mm)$ necesario para el funcionamiento de la sierra (página 21).

D: Diámetro de la polea ($75mm$) diámetro de la polea montada en el eje de la sierra.

$$F_N = \frac{3{,}947\ N.mm}{\left({}^{75mm}/_{2}\right)}$$
$$F_N = 105.253\ N$$

Sustituyendo en la ecuación 3-1:

$$F_B = 1.5 * 105.253\ N$$
$$F_B = 157.880\ N$$

<u>Componentes de F_B horizontal y vertical</u>

Fuerza vertical de la polea sobre el eje:

$F_{Bv} = F_B * \sin 23° = (157.880\ N) \sin 23° = 61.689\ N$

Fuerza horizontal de la polea sobre el eje:
$F_{Bh} = F_B * \cos 23° = (157.880\ N) \cos 23° = 145.329\ N$

<u>Calculo de la fuerza de la sierra F_c y F_a sobre el eje</u>

Fuerza vertical de la sierra sobre el eje: $F_{Sv} = F_c * \cos 44°$
Fuerza horizontal de la sierra sobre el eje: $F_{Sh} = (F_c * \sin 44°) + F_c * 40\%$

En las máquinas herramientas de arranque de viruta la fuerza de corte y la fuerza de avance tienen una proporcionalidad recomendada del 40%. La fuerza de corte F_c es 20.302 N, calculada en la página 20.

Fuerza de avance de la madera (horizontal):
$F_a = F_c * 40\% = 20.302\ N * 0.4\ = 8.121\ N$

$F_{vs} = (20.302\ N) \cos 44° = 14.604$ N
$F_{hs} = ((20.302\ N) \sin 44°) + F_a = 14.103\ N + 8.121\ N = 22.224\ N$

Para el cálculo de gráficas de la fuerza cortante (shear diagram) y el momento flexionante (moment diagram), se hará uso del software Mdsolids, así mismo el programa proporciona el valor del momento flexionate en cualquier punto del eje.
Para determinar los diámetros del eje se inicia el análisis en el punto D, donde es alto el momento flexionante, hay una concentración del esfuerzo en el hombro y hay un par

de torsión transmitido hacia la herramienta desde la polea; el momento flexionante total en ese punto se calcula con la siguiente ecuación:

$$M_D = \sqrt{{M_h}^2 + {M_v}^2} \qquad \text{Ecuación 3-3}$$

En donde:

M_D: Momento flexionante total en el punto D.

M_h: Momento flexionante horizontal.

M_v: Momento flexionante vertical.

El punto D se encuentra en la coordenada 55 del eje x, introduciendo este dato en el software proporciona el valor del momento flexionante (bending moment) por carga vertical.

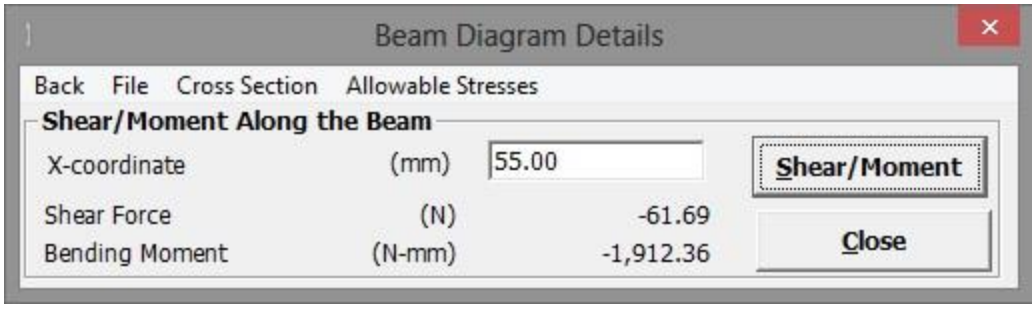


Figura 3-6. Momento flexionante en el punto D plano X-Y.

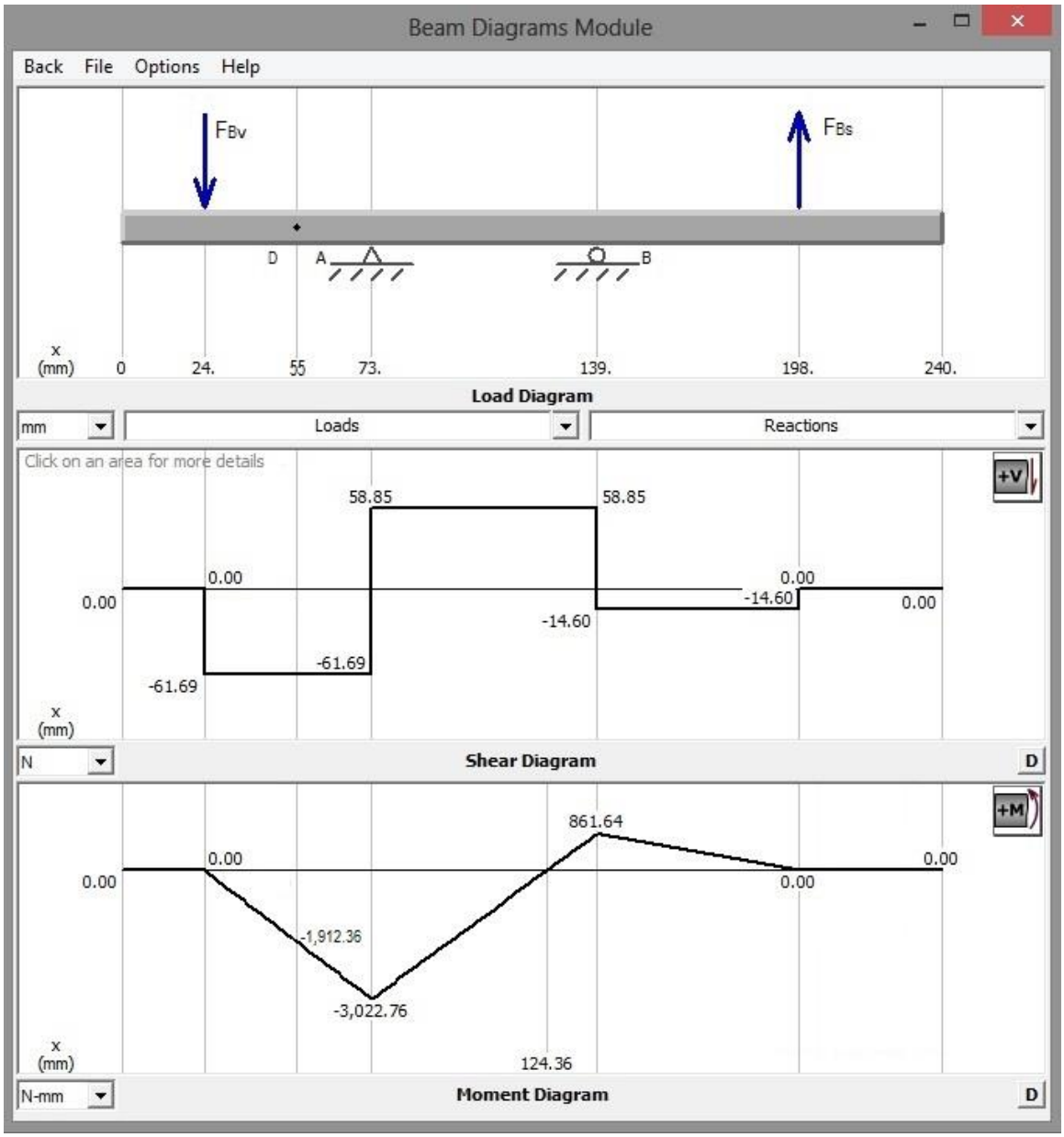


Diagrama 3-1. Fuerza cortante y momento flexionante vertical plano X-Y.

Del mismo modo se determina el valor del momento flexionante (bending moment) en el punto D, pero esta vez debido a cargas horizontales.

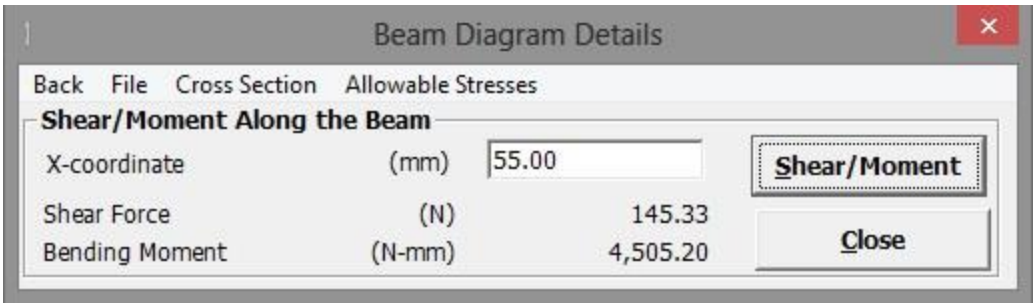


Figura 3-7. Momento flexionante en el punto D plano X-Z.

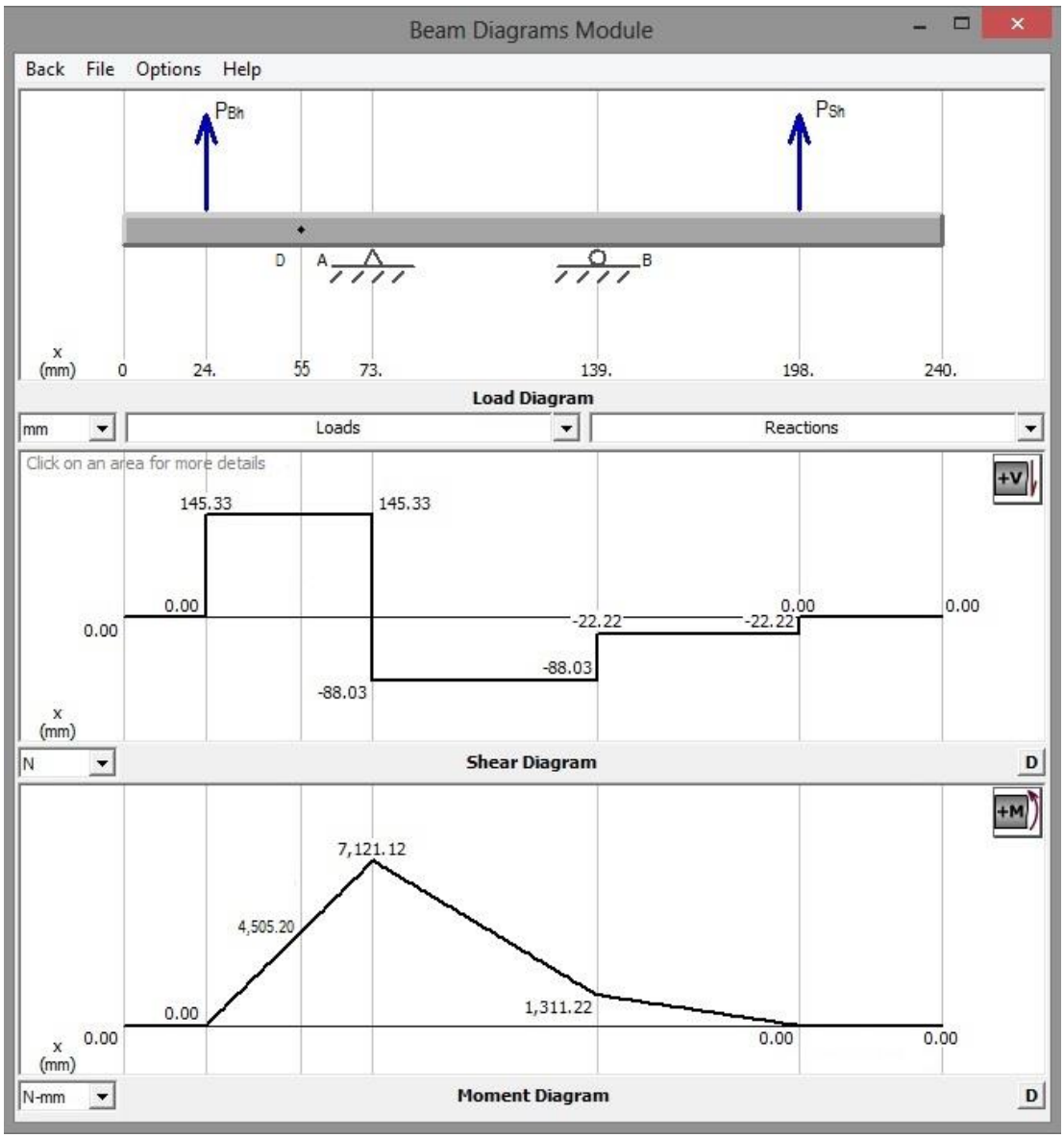


Diagrama 3-2. Fuerza cortante y momento flexionante horizontal plano X-Z.

Con los valores de $M_v = 1{,}912.360\ N.mm$ (figura 3-6) y $M_h = 4{,}505.200\ N.mm$ (figura 3-7), introduciendo valores en la ecuación 3-3:

$$M_D = \sqrt{(4{,}505.200\ N.mm)^2 + (1{,}912.360\ N.mm)^2}$$

$$M_D = 4{,}894.277\ N.mm$$

El material que se utilizara para la fabricación del eje será un acero AISI 1020 estirado en frio, con una resistencia a la tensión $S_u = 420\ N/mm^2$ y una resistencia de fluencia $S_y = 352\ N/mm^2$.

Teniendo los resultados de las fuerzas que actúan sobre el eje y las características del material se puede calcular el diámetro del eje con la siguiente ecuación.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S_n^{'}}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3}$$ Ecuación 3-4

En donde:
D: Diámetro del eje (mm).
N: Factor de diseño: 2.25.
K_t: Factor de concentración de esfuerzos: 2.5 (chaflan agudo).
M_f: Momento flexionante total en el punto D: (4,894.277 N.mm).
$S_n^{'}$: Resistencia estimada a la fatiga real (N/mm^2).
T: Par torsional transmitido: 3,947 N.mm (necesario para el funcionamiento de la sierra página 21).
S_y: Resistencia a la fluencia: 352 N/mm^2.

Para el cálculo de $S_n^{'}$ se utilizara la ecuación:

$$S_n^{'} = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$ Ecuación 3-5

En donde:
S_n: Resistencia a la fatiga: 155 N/mm^2 (gráfico 3-1).
C_m: Factor material: 1(Acero forjado).
C_{st}: Factor tipo de esfuerzo: 1 (esfuerzo flexionante).
C_R: Factor confiabilidad: 0.81 (confiabilidad 99%).
C_s: Factor tamaño: 0.88 (gráfico 3-2).

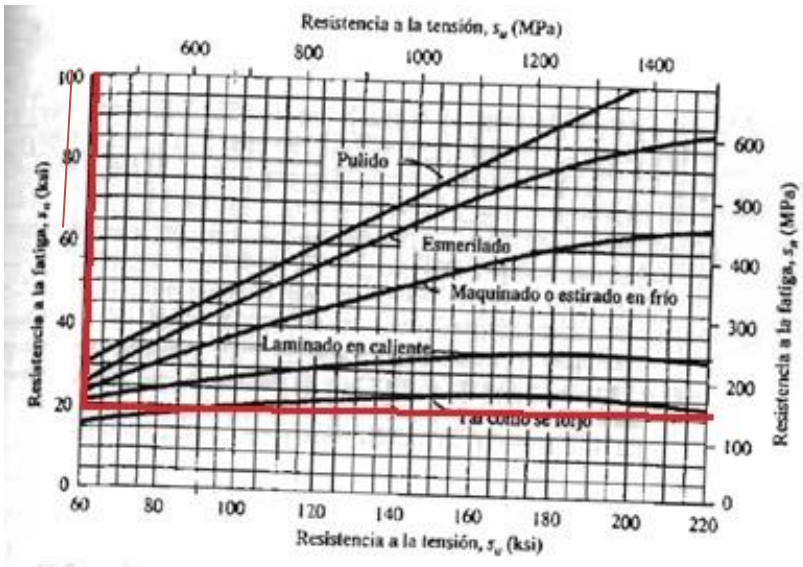


Gráfico 3-1. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión y las condiciones de superficie.

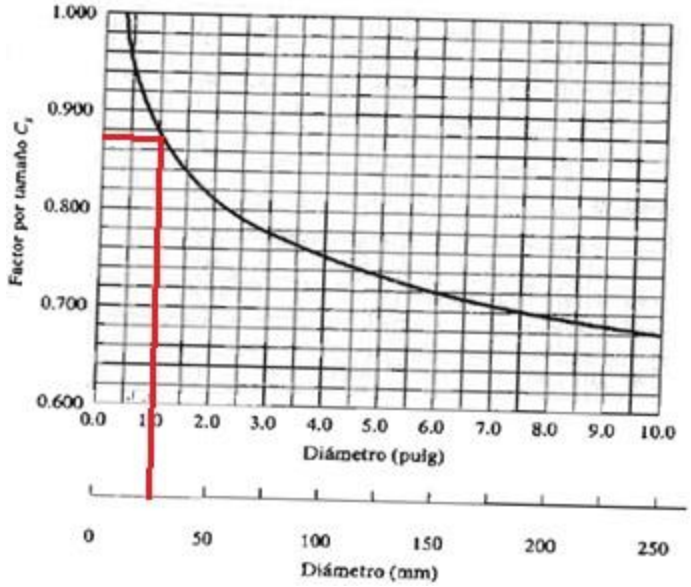


Gráfico 3-2. Factor tamaño C_s respecto al diámetro.

Al sustituir valores en la ecuación 3-5:

$$S_n^{'} = (155Mpa)(1)(1)(0.81)(0.88) = 110.484\ MPa$$

Ahora se procede al cálculo de diámetro del eje con la ecuación 3-4:

$$D_2 = \left[\frac{(32)(2.25)}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{(2.5) * (4{,}894.277\ N.mm)}{110.484\ N/mm^2}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{3{,}947\ N.mm}{352\ N/mm^2}\right]^2}\right]^{1/3}$$

$$D_2 = 13.658\, mm \approx 14\, mm$$

El diámetro calculado no es el menor del eje, los datos arrojados por la ecuación son conservadores y se tomaran como referencia, por efecto de los accesorios que estarán montados en el eje, así como los escalones necesarios para el montaje de los mismos, la propuesta final del eje seria la siguiente:

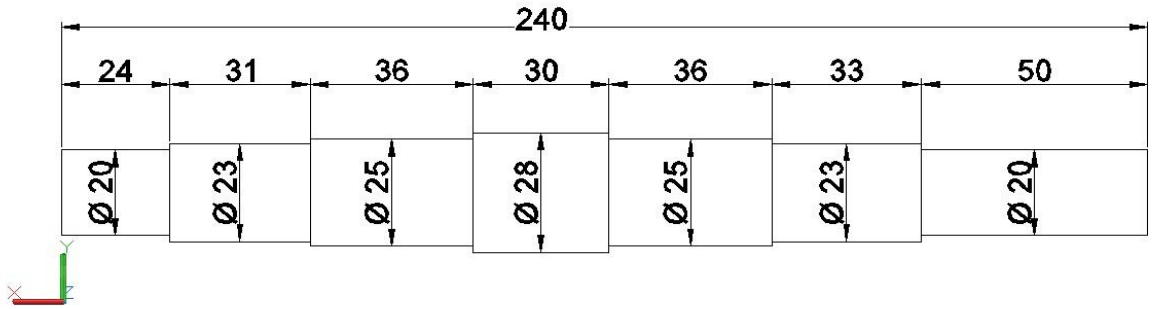


Figura 3-8. Eje para la sierra con dimensiones propuestas.

3.2. Calculo de eje del escopleador.

Se realizara el procedimiento del diseño del eje para escopleador tal y como se realizó en la sección anterior. La polea irá montada en D_1 y el husillo porta herramientas en D_7, las chumaceras estarán en D_3 y D_5.

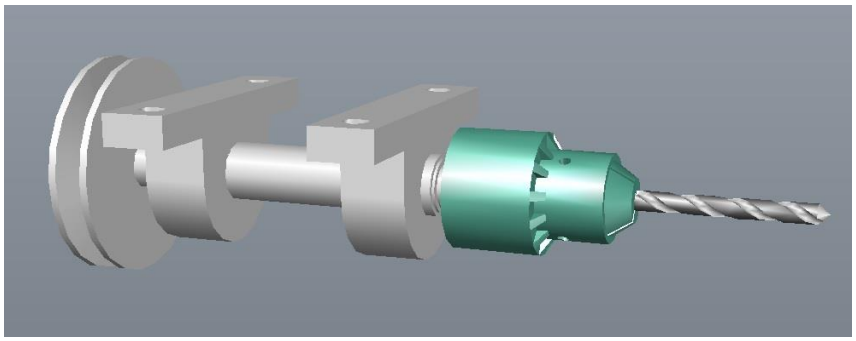


Figura 3-9. Ubicación de las piezas en el eje para el escopleador.

La forma geometrica del eje del ecopleador se presenta en la Figura 3-7.

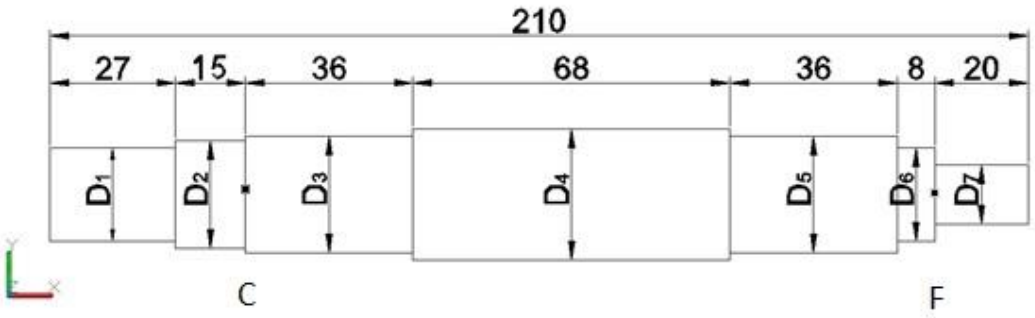


Figura 3-10. Propuesta de forma geométrica del eje para el escopleador.

A continuación se presenta un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre este eje. Aquí se incluye la distancia que va desde el punto donde inicia el eje hasta el extremo opuesto, considerando la longitud del husillo del escopleador y la broca.

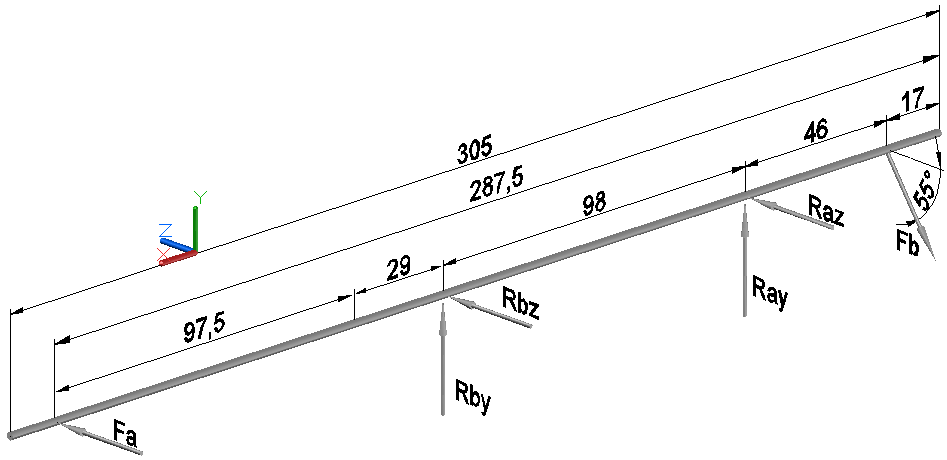


Figura 3-11. Diagrama de cuerpo libre del eje del escopleador.

Donde:

Fa: Fuerza de avance.
Fb: Fuerza Flexionante de la polea sobre el eje.
Ray: Reacción vertical sobre la chumacera cercana a la polea.
Raz: Reacción horizontal sobre la chumacera cercana a la polea.
Rby: Reacción vertical sobre la chumacera cercana a la sierra.
Rbz: Reacción horizontal sobre la chumacera cercana a la sierra.

3.2.1.Calculo de las fuerzas ejercidas por las correas sobre el eje.

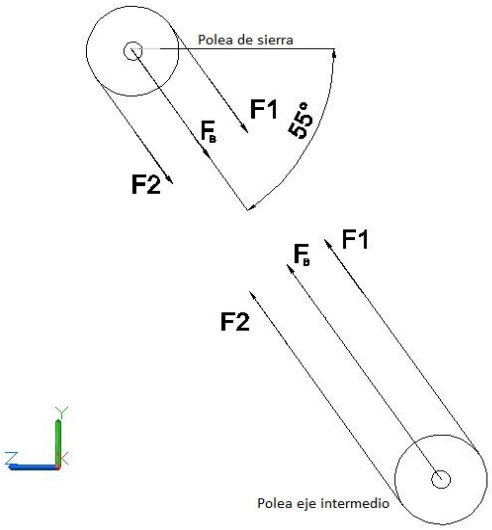


Figura 3-12. Fuerzas que ejerce la tensión de banda sobre el eje

Se determina la fuerza de flexión ejercida sobre el eje del escopleador mediante el uso de la ecuación 3-1.

$$F_B = 1.5 * F_N$$

Entonces la fuerza impulsora F_N neta está dada por ecuación 3-2:

$$F_N = \frac{T}{(D/2)}$$

Donde:
T : Par torsor 2,266 N.mm (necesario para el funcionamiento del escopleador página 29).
D: Diámetro de la polea 100 mm.

$$F_N = \frac{2{,}266\ N.mm}{(100\ m/2)}$$
$$F_N = 45.320\ N$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza impulsora neta, se sustituyen valores en la ecuación 3-1.

$$F_B = 1.5\ (45.320\ N)$$
$$F_B = 67.980\ N$$

Componentes de, F_B, horizontal y vertical.

Fuerza vertical de la polea sobre el eje:
$F_{Bv} = F_B * \sin 55° = (67.980\ N) \sin 55° = 55.686\ N$
Fuerza horizontal de la polea sobre el eje:
$F_{Bh} = F_B * \cos 55° = (67.980\ N) \cos 55° = 38.992\ N$

Calculo de la fuerza de avance del escopleador sobre el eje.

$F_C = 121.420\ N$ (Página 28)
$F_a = F_c * 40\% = 121.420\ N * 0.4 = 48.568\ N$

Del mismo modo que se calcularon las gráficas de la fuerza cortante (shear diagram) y el momento flexionante (moment diagram) del eje para la sierra se procede a hacer el cálculo de gráficas para el eje del escopleador eje.

Se inicia el análisis en el punto C, donde es alto el momento flexionante, hay una concentración del esfuerzo en el hombro y hay un par de torsión transmitido hacia la herramienta desde la polea, además se analizará el punto F, que también está sometido a esfuerzos y par de torsión; el momento flexionante total en ambos puntos se calcula con la ecuación 3-3.

El punto C y F se encuentra en la coordenada 42 y 190 respectivamente del eje x, introduciendo este dato en el software proporciona el valor del momento flexionante (bending moment) por carga vertical y horizontal.

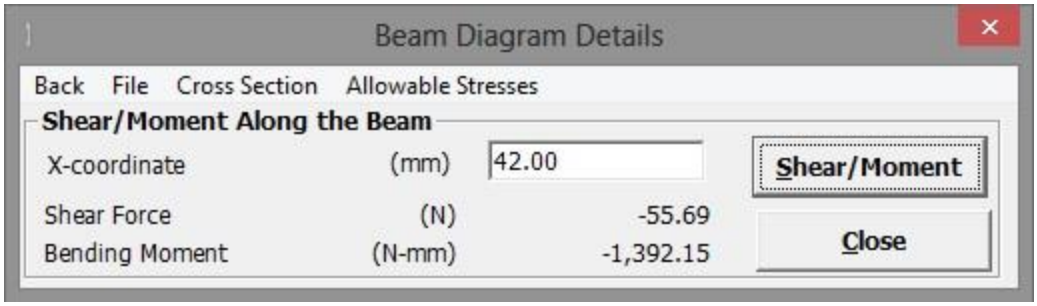


Figura 3-13. Momento flexionante vertical en el punto C.

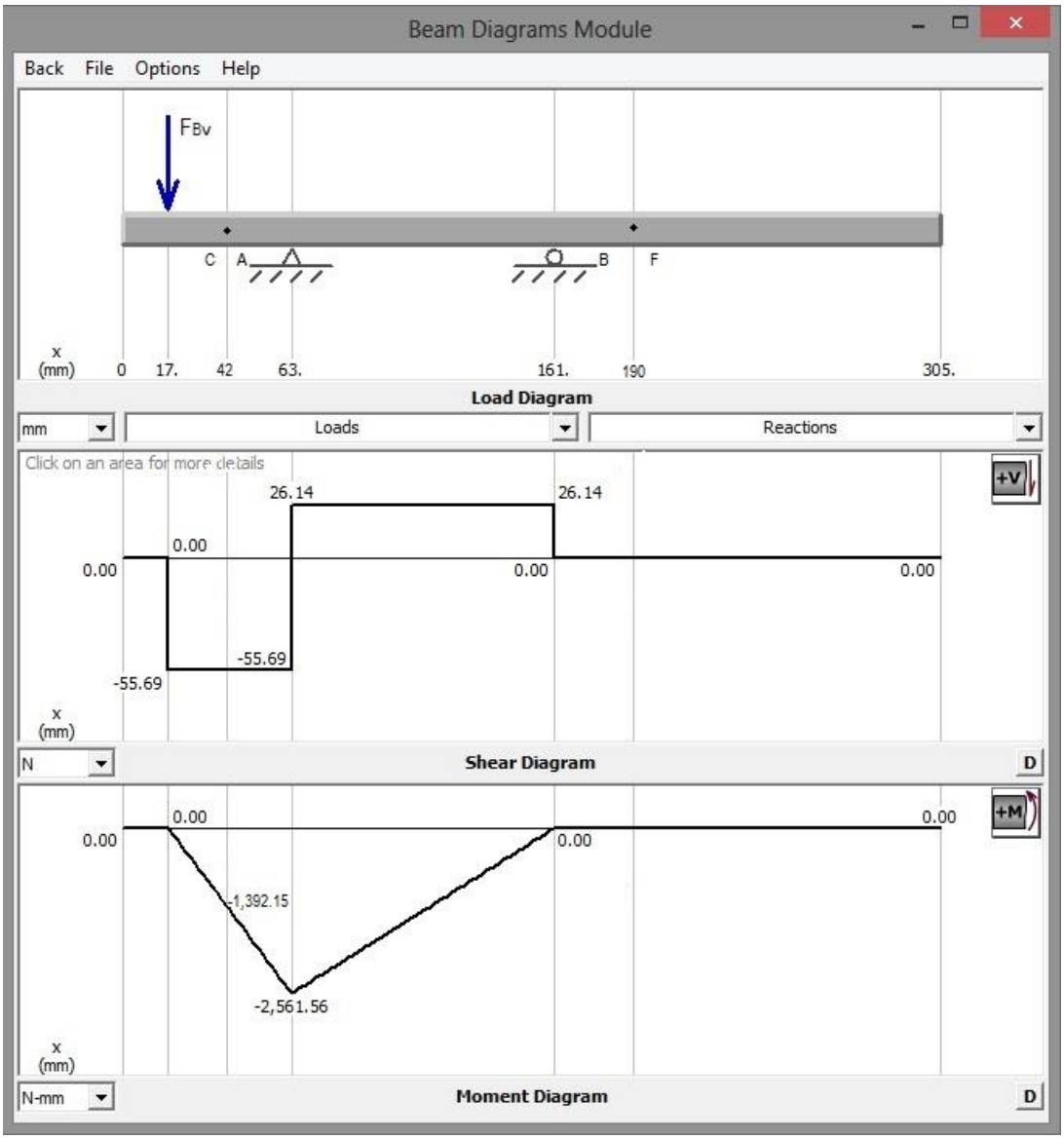


Diagrama 3-3. Fuerza cortante y momento flexionante vertical plano X-Y.

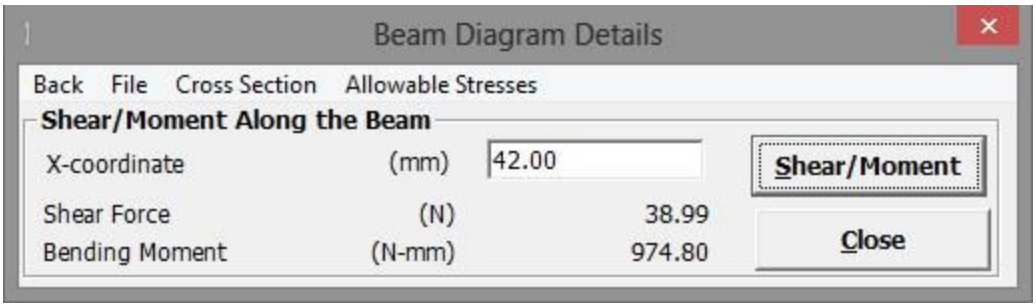


Figura 3-14. Momento flexionante horizontal en el punto C.

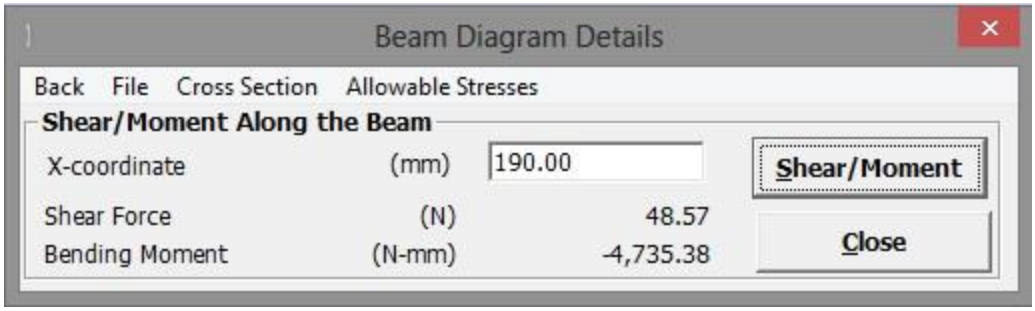


Figura 3-15. Momento flexionante horizontal en el punto F.

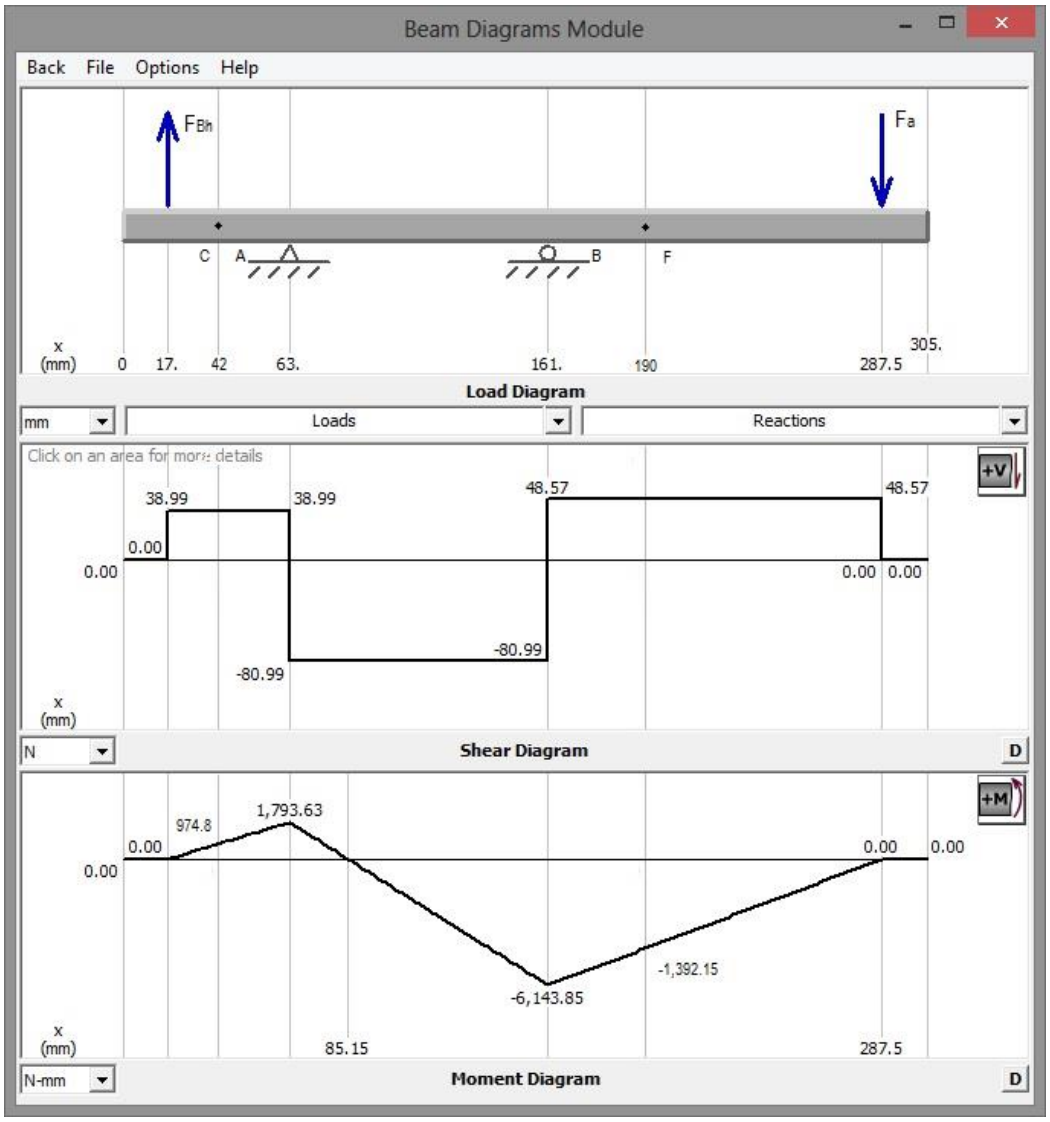


Diagrama 3-4. Fuerza cortante y momento flexionante horizontal plano X-Z.

Primero se analizara el punto C, el momento flexionante total se calcula con la ecuación 3-3:

$$M_t = \sqrt{{M_h}^2 + {M_v}^2}$$

Con los momentos flexionantes calculados $M_h = 974.800\ N.mm$ (figura 3-14) y $M_v = 1{,}392.150\ N.mm$ (figura 3-13).

$$M_C = \sqrt{(947.800\ N.mm)^2 + (1{,}392.150\ N.mm)^2}$$

$$M_C = 1{,}684.163\ N.mm$$

El material que se utilizara para la fabricación del eje será un acero AISI 1020 estirado en frio con una resistencia a la tensión $S_u = 420\ N/mm^2$ y una resistencia de fluencia $S_y = 352\ N/mm^2$.

Teniendo los resultados de las fuerzas que actúan sobre el eje, se puede calcular el diámetro del eje con la ecuación 3-4:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S_n^{'}}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3}$$

Los valores para la ecuación:

N: Factor de diseño: 3.
K_t: Factor de concentración de esfuerzos: 2.5.
M_f: Momento flexionante: 1,699.505 N.mm.
T: Par torsor: 2,266 N.mm. Necesario para el funcionamiento del escopleador, página 29.
S_y: Resistencia a la fluencia: 352 N/mm^2.
$S_n^{'}$: Resistencia estimada a la fatiga real.

Para el cálculo de $S_n^{'}$ se utilizara la ecuación 3-5:

$$S_n^{'} = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$

En donde:
S_n: Resistencia a la fatiga: 155 N/mm^2 (Gráfico 3-1).
C_m: Factor material: 1.00 (Acero forjado).
C_{st}: Factor tipo de esfuerzo: 1.0 (esfuerzo flexionante).
C_R: Factor confiabilidad: 0.9.
C_s: Factor tamaño: 0.88 (Gráfico 3-2).

Sustituyendo valores en la ecuación 3-5:

$$S_n^{'} = (155\ N/mm^2)(1)(1)(0.9)(0.88)$$
$$S_n^{'} = 122.760\ N/mm^2$$

Ahora se procede al cálculo de diámetro del escalón D2

$$\mathrm{D}_2 = \left[\frac{(32)(3)}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{(2.5) * (1{,}699.505)}{122.760\ \mathrm{N/mm^2}}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{2{,}266\ \mathrm{N.mm}}{352\ \mathrm{N/mm^2}}\right]^2}\right]^{1/3}$$
$$\mathrm{D}_2 = 10.202\ mm$$

De segundo se analizará el punto F.

$M_h = 4{,}735.38\ N.mm$ (Figura 4-15) y $M_v = 0\ N.mm$

$$M_F = \sqrt{(4{,}735.38\ N.mm)^2 + (0\ N.mm)^2}$$
$$M_F = 4{,}735.38\ N.mm$$

El material que se utilizara para la fabricación del eje será un acero AISI 1020 estirado en frio con una resistencia a la tensión $S_u = 420\ N/mm^2$ y una resistencia de fluencia $S_y = 352\ N/mm^2$.

Teniendo los resultados de las fuerzas que actúan sobre el podemos calcular el diámetro del eje con la ecuación 3-4:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S_n^{'}}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3}$$

Los valores seria en tal caso para la ecuación:

N: Factor de diseño: 3.
K_t: Factor de concentración de esfuerzos: 2.5.
M_f: Momento de flexionante: 4,735.38 N.mm.
T: Par torsor: 2,266 N.mm necesario para el funcionamiento del escopleador página 29.
S_y: Resistencia a la fluencia: 352 N/mm^2
$S_n^{'}$: Resistencia estimada a la fatiga real.

Para el cálculo de $S_n^{'}$ se utilizara la ecuación 3-5:

$$S_n^{'} = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$

En donde:
S_n: Resistencia a la fatiga = 155 N/mm^2 (Gráfico 3-1)
C_m: Factor material = 1.00 (Acero forjado)
C_{st}: Factor tipo de esfuerzo = 1.0 (esfuerzo flexionante)
C_R: Factor confiabilidad = 0.9
C_s: Factor tamaño = 0.88 (Gráfico 3-2)

Sustituyendo valores en la ecuación 3-5:

$$S_n^{'} = (155\ N/mm^2)(1)(1)(0.9)(0.88)$$
$$S_n^{'} = 122.760\ N/mm^2$$

Ahora se procede al cálculo de diámetro del escalón D6

$$\mathrm{D}_7 = \left[\frac{(32)(3)}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{(2.5) * (4{,}735.38)}{122.760\ \mathrm{N/mm^2}}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{2{,}266\mathrm{N.mm}}{352\mathrm{N/mm^2}}\right]^2}\right]^{1/3}$$

$$\mathrm{D}_7 = 14.345\ mm$$

Por los accesorios montados en el eje la propuesta final sería la siguiente:

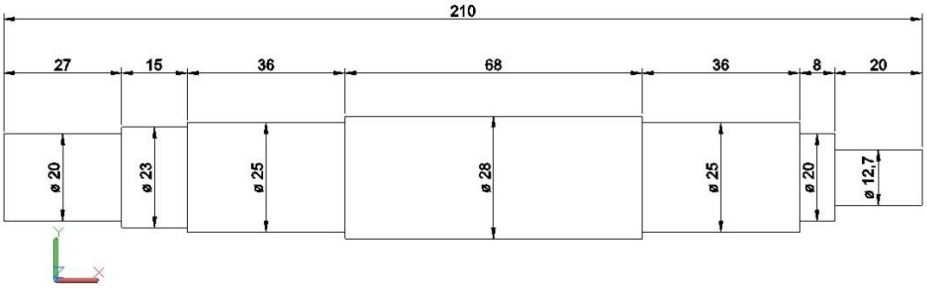


Figura 3-16. Eje del escopleador con dimensiones propuestas.

3.3. Eje intermedio.

Las dimensiones del eje intermedio se basan en las dimensiones calculadas del eje del escopleador, ya que, la fuerza de flexión es similar por la tensión de las correas, debido a que el par torsor que se quiere transmitir al eje del escopleador es el mismo que se va a transmitir al eje intermedio, por lo tanto hacemos una propuesta de geometría y dimensiones mostradas en la figura 3-16 y 3-17 respectivamente.

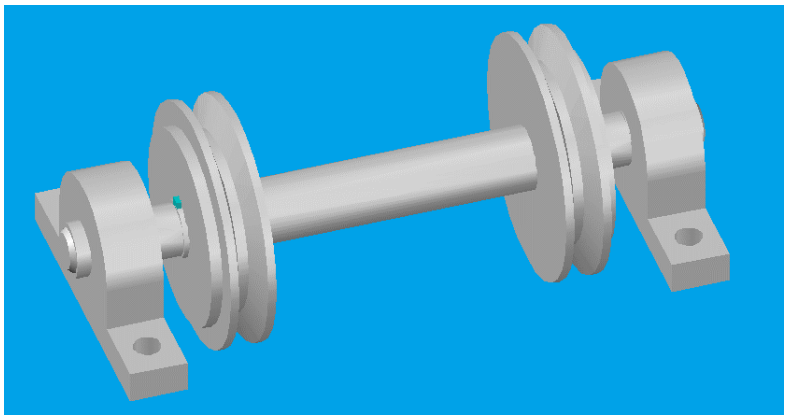


Figura 3-17. Ubicación de las piezas en el eje intermedio.

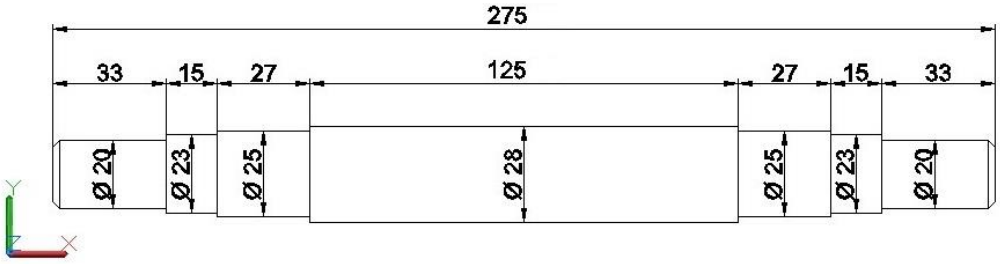


Figura 3-18. Eje intermedio con dimensiones propuestas.

3.4 Cálculo de chaveta

3.4.1. Dimensiones de ancho y alto de la cuña.

Las dimensiones de la cuña ancho y alto (W, H, respectivamente por sus siglas en inglés) se toma en cuenta a partir del diámetro del eje donde estará ubicada, que en este caso corresponde al diámetro donde irá montada la polea en el eje de la sierra, que tiene un diámetro $D_1 = 20mm$, y el ancho de la polea es de 22 mm. (Dimensiones de la polea Anexo A-IV)

Entonces según tabla de Anexo A-I el ancho y el alto serán los siguientes:
$W = 6\ mm$
$H = 6\ mm$

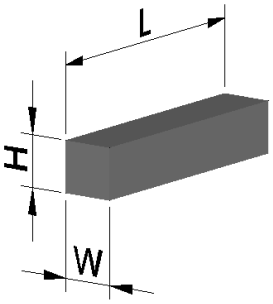


Figura 3-19. Dimensiones de la cuña

3.4.2 Longitud de la cuña

Se procede al cálculo de la longitud, proponiendo usar un acero AISI 1020 estirado en frio, con una resistencia a la fluencia $S_y = 352\ N/mm^2$, con la ecuación 3-6 para el cálculo de la longitud mínima de la misma:

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y}$$ Ecuación 3-6

En donde:
L: Longitud de la cuña (mm)
T: Par torsor a transmitir: 3,947 N.mm par torsional necesario para la sierra página 21.
N: Factor de seguridad: 3
D: Diámetro del eje: 20 mm.
W: es el ancho de la cuña: 6 mm
S_y: Resistencia a la fluencia: 352 N/mm^2

$$L = \frac{(4)(3{,}947\ \ N.mm)(3)}{(20\ mm)(6\ mm)(352\ N/mm^2)}$$

$$L = 1.121\ mm$$

Como se puede observar la longitud de la chaveta es bastante menor con respecto al ancho de la polea por lo que le daremos una longitud aproximada de:

$$L = 22\ mm$$

Al ver que esta es la herramienta que absorbe mayor potencia, por ende tiene el mayor par torsional, las demás cuñas no tendrán ningún problema. Tomando en cuenta que las poleas estarán montadas en una sección del eje de 25 mm de diámetro, el ancho y alto de chaveta es el mismo para todos los ejes.

Como mecanismo de seguridad se colocara un perno roscado al eje que mantendrá la polea en su lugar mostrado en la figura 3-20, que evita que tanto la polea como la chaveta se desplace axialmente; en el eje intermedio se utilizará una tuerca roscada al eje entre la chumacera y la polea como se muestra en la figura 3-21.

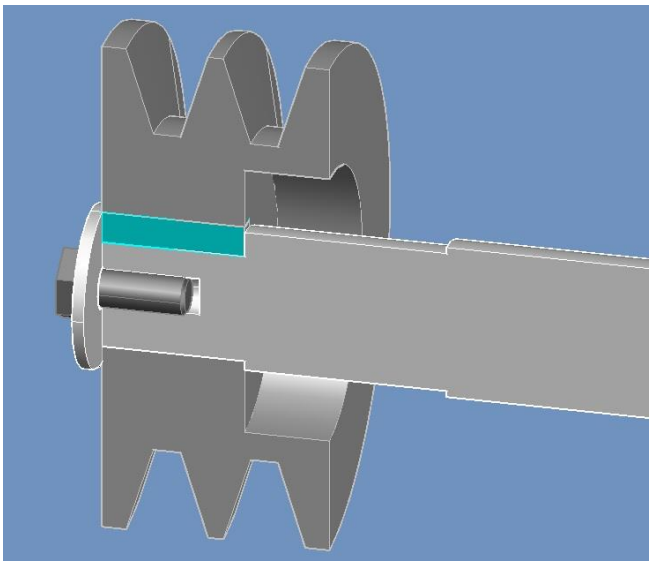


Figura 3-20. Sujeción de la polea al eje.

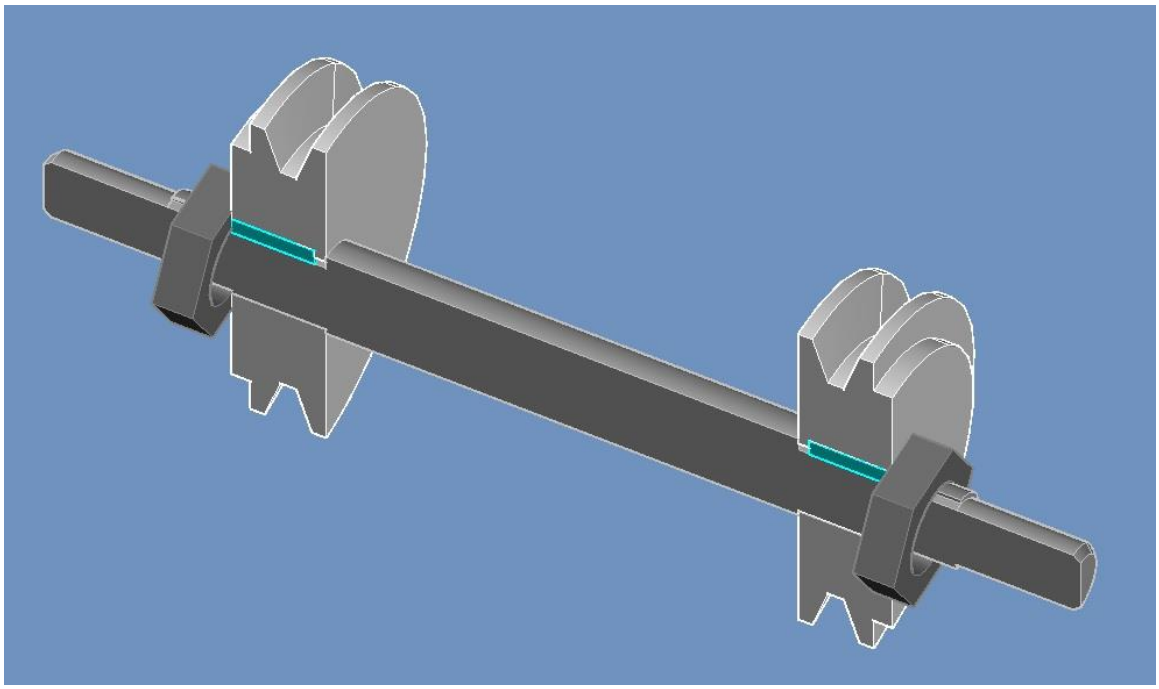


Figura 3-21. Sujeción de la polea por medio de tuerca al eje intermedio.

Capítulo 4

Selección de los soportes (chumaceras) y de los elementos de unión

4.1 Selección de soportes (chumaceras).

La carga total radial que soporta la chumacera será la suma vectorial de las reacciones, estas reacciones fueron tomadas del cálculo realizado en las cargas que se aplican en los ejes, con el software MDsolids.

A continuación se presentan los diagramas donde a su vez el programa brinda el valor de las reacciones:

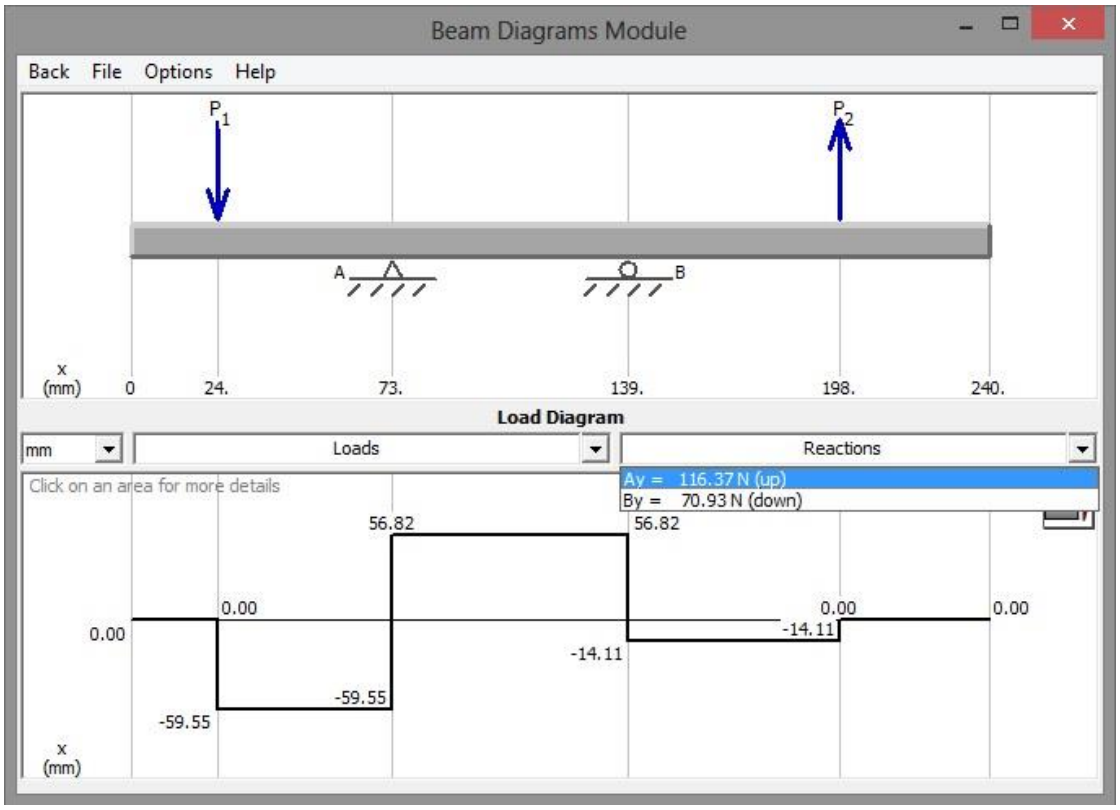


Diagrama 4-1. Reacciones en el plano X-Y de las cargas aplicadas en el eje para la sierra.

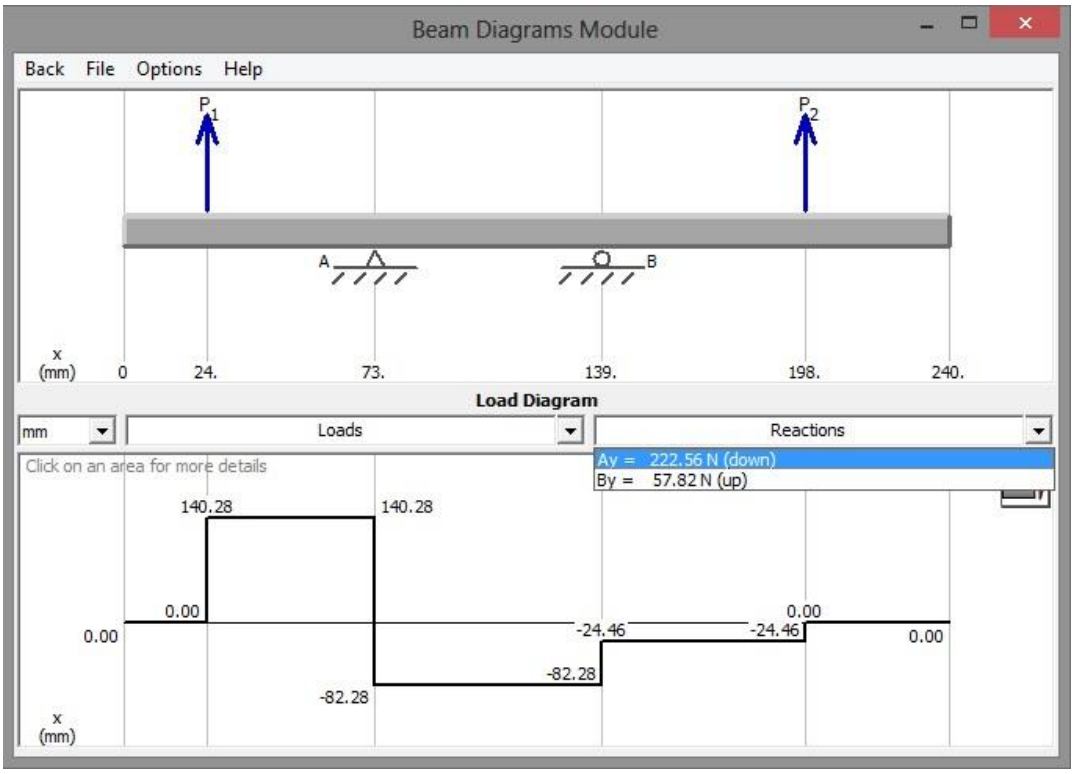


Diagrama 4-2. Reacciones en el plano X-Z de las cargas aplicadas en el eje para la sierra.

$R_v = 116.37\ N$ (Ay en el diagrama 4-1, plano X-Y)
$R_h = 222.56\ N$ (Ay en el diagrama 4-2, plano X-Z)

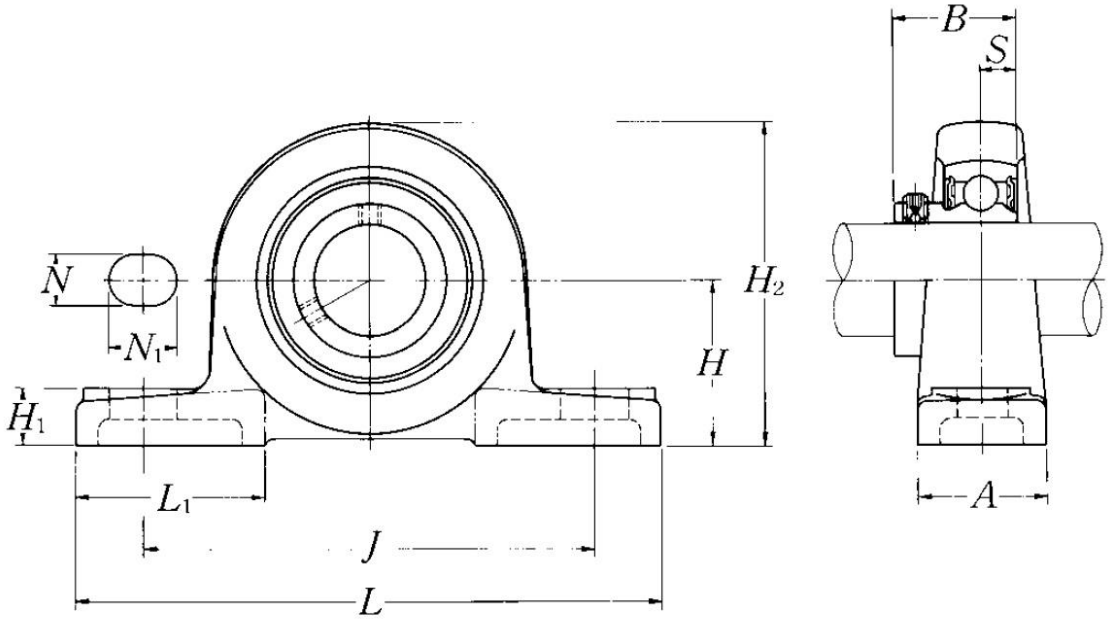
$$C_r = \sqrt{{R_v}^2 + {R_h}^2}$$ Ecuación 4-1

Donde:
C_r: Carga total radial
R_v: Fuerza vertical sobre la polea.
R_h: Fuerza horizontal sobre la polea.

$$C_r = \sqrt{(116.37\ N)^2 + (222.56\ N)^2}$$

$$C_r = 251.147\ N$$

Con el valor de la carga dinámica y el diámetro del eje se selecciona la siguiente chumacera del catálogo NTN, con las especificaciones técnicas siguientes:



Diámetro del eje mm / pulg.	Número 1) de la chumacera	Dimensiones nominales (mm / pulg.) H	L	J	A	N	N1	H1	H2	L1	B	S	Tamaño del perno mm / pulg.	Número del rodamiento
12	ASPB201	30.2	114	87	25	11	16	12	57	38	22	6	M8	AS201
1/2	ASPB201-008	1 3/16	4 1/2	3 7/16	31/32	7/16	5/8	15/32	2 1/4	1 1/2	0.8661	0.236	5/16	AS201-008
15	ASPB202	30.2	114	87	25	11	16	12	57	38	22	6	M8	AS202
9/16	ASPB202-009	1 3/16	4 1/2	3 7/16	31/32	7/16	5/8	15/32	2 1/4	1 1/2	0.8661	0.236	5/16	AS202-009
5/8	ASPB202-010													AS202-010
17	ASPB203	30.2	114	87	25	11	16	12	57	38	22	6	M8	AS203
11/16	ASPB203-011	1 3/16	4 1/2	3 7/16	31/32	7/16	5/8	15/32	2 1/4	1 1/2	0.8661	0.236	5/16	AS203-011
20	ASPB204	33.3	125	97	27	11	16	13	65	40	25	7	M8	AS204
3/4	ASPB204-012	1 5/16	4 29/32	3 13/16	1 1/16	7/16	5/8	1/2	2 9/16	1 9/16	0.9843	0.276	5/16	AS204-012
25	ASPB205	36.5	130	100	29	11	16	13	71	42	27	7.5	M8	AS205
13/16	ASPB205-013													AS205-013
7/8	ASPB205-014	1 7/16	5 1/8	3 15/16	1 5/32	7/16	5/8	1/2	2 25/32	1 21/32	1.0630	0.295	5/16	AS205-014
15/16	ASPB205-015													AS205-015
1	ASPB205-100													AS205-100

Tabla 4-1. Especificaciones técnicas de la chumacera.

4.2. Estructura base de la máquina

La máquina de procesamiento de madera tiene como principal base, una estructura hecha de angulares de 50.8 x 50.8 mm y de espesor 3.175 mm, a como se puede observar en la figura 4-1 (#1), incluyendo las partes que conformaran las bases para las herramientas (#2).

Las demás partes son construidas de angular de 38.1 x 38.1 mm con espesor de 3.175 mm, que incluyen las extensiones (#3), los soportes de las extensiones (#4), los soportes del eje intermedio que también sirven para tensar las correas (#5), las guías que sostienen a la mesa de trabajo del escopleador (#6), los soportes de la mesa del escopleador que son sostenidos por estas últimas (#7).

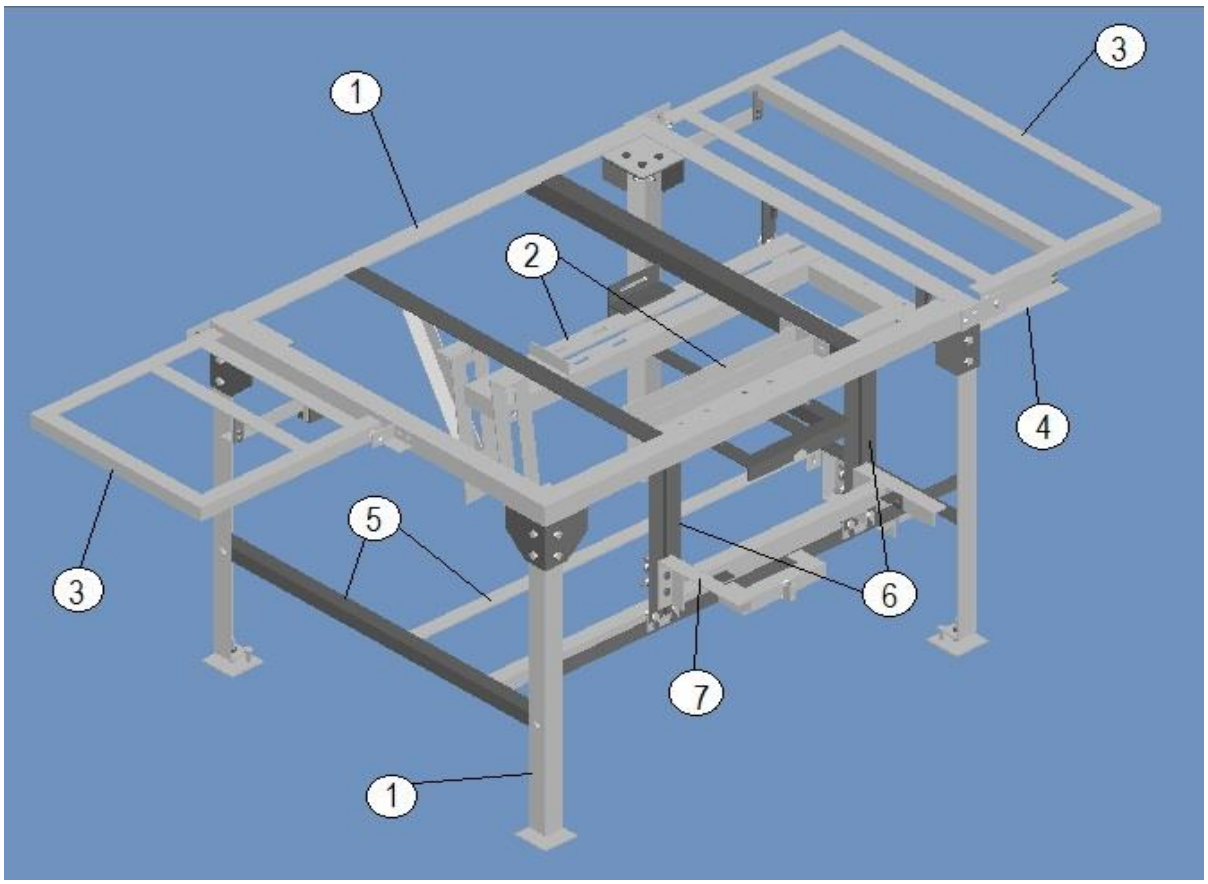


Figura 4-1. Cuerpo estructural de la máquina de procesamiento de madera.

Las extensiones estarán soportado por brazos, los cuales pueden ser plegados para permitir que estas bajen en los momentos que no sean necesarios ocuparlas.

El escopleador cuenta con una mesa de trabajo que puede cambiar de altura girando un eje roscado con un maneral, los soportes tienen cuatro pernos para mantener la estabilidad de la mesa mientras se está trabajando y que pueden deslizarse a través de guías.

Los soportes donde está el eje intermedio, también cumplen la función de tensar las bandas que transmiten la potencia hacia el eje del escopleador, haciendo uso de las bisagras que están en un extremo, para que el otro extremo se pueda plegar hacia abajo.

4.3 Selección de lámina

Para determinar que espesor debe tener la lámina de la máquina, se tomará en cuenta que esta se encontrará soportada por su parte inferior por cuatro angulares que proporcionaran un buen soporte, se propone utilizar una lámina de 3/16” la cual brindará rigidez a la estructura, además facilitará la soldabilidad y reducirá la deformación debido a la soldadura.

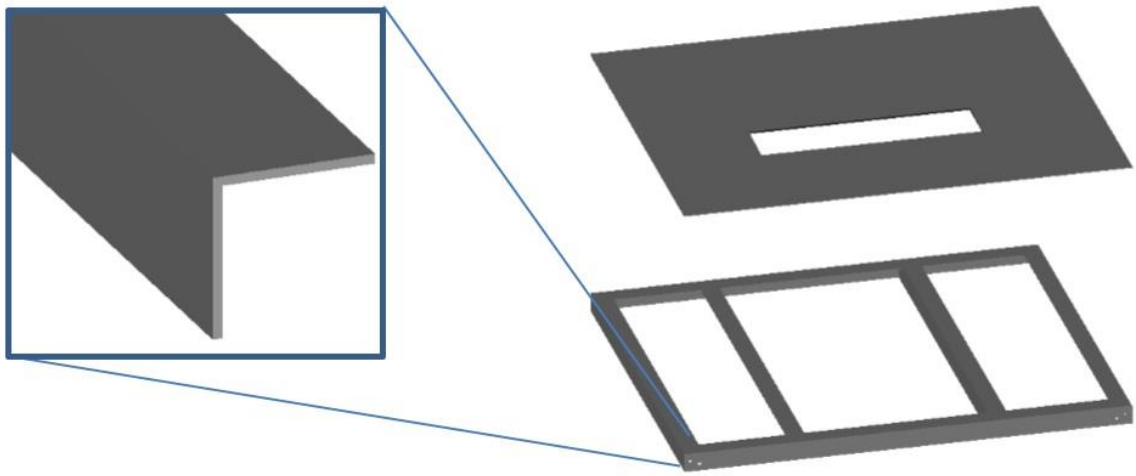


Figura 4-2. Lámina superior y estructura base.

4.4 Análisis de propuesta de estructura

Para el análisis se toma el angular que soporta más carga estática que las demás, en este caso será el angular de la parte posterior donde va montado el motor ya que soporta el peso del motor, el peso del ascensor del disco de sierra y además la tensión que ejercen la correas entre el motor y el eje intermedio, la fuerza total vertical ejercida sobre el angular al cual están unidos todo estas partes es de: 491.47N, pero en cada bisagra del ascensor del disco de sierra, se encuentran distribuidas en 371.42N y 120.05N, con ayuda de Mdsolids, tal y como se muestra en el diagrama 4-3, de una viga apoyada en sus extremos, se determina que el momento flexionante máximo es de:

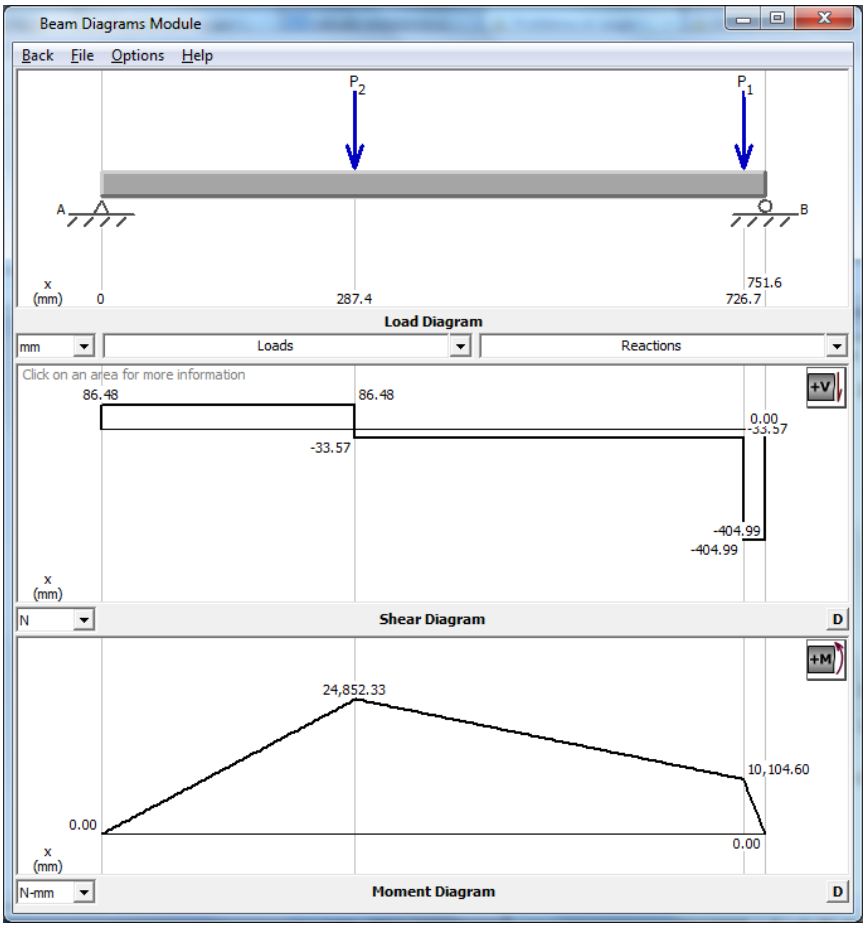


Diagrama 4-3. Calculo por medio de software del momento flexionante máximo

$$M = 24{,}852.33\ N.mm$$

Entonces se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{M}{\sigma} \qquad \text{Ecuación 4-2}$$

Donde:

W: Modulo de sección (cm^3).
M: Momento flexionante ($N.mm$).
σ: Resistencia a la Tracción: $352\ N/mm^2$ (Acero AISI 1020. Anexo A-II).

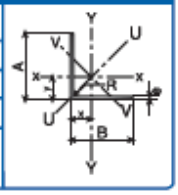
$$W = \frac{24{,}852.33\ N.mm}{352\ N/mm^2}$$

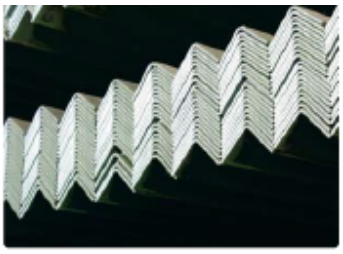
$$W = 70.10mm^3 \approx 0.071\ cm^3$$

Del catálogo CINTAC se obtiene que el angular propuesto tiene un módulo de sección de 1.95, esto quiere decir que soportará sin ningún problema las cargas, e incluso cargas aún mayores.

Especificaciones generales

Largo Normal:	6 m. Otros largos previa consulta.
Recubrimiento:	Negro.
Terminación:	Extremos lisos de máquina.
Calidades normales:	A42-27ES. A37-24ES
Otras dimensiones:	A pedido, previa consulta a CINTAC.





Dimensiones Nominales			Peso Teórico	Area	Propiedades					
					EJES X-X e Y-Y				EJE U-U	EJE V-V
A	B	e	P	A	I	W	i	x-y	iuu	ivv
mm	mm	mm	kgf/m	cm²	cm⁴	cm³	cm	cm	cm	cm
20	20	2	0,58	0,73	0,28	0,20	0,62	0,59	0,79	0,37
		3	0,83	1,05	0,38	0,28	0,60	0,64	0,78	0,35
25	25	2	0,73	0,93	0,56	0,32	0,78	0,72	0,99	0,47
		3	1,06	1,35	0,79	0,45	0,76	0,77	0,98	0,45
30	30	2	0,89	1,13	1,00	0,46	0,94	0,84	1,20	0,57
		3	1,30	1,65	1,41	0,67	0,92	0,89	1,18	0,55
		4	1,68	2,14	1,76	0,86	0,91	0,94	1,17	0,53
40	40	2	1,20	1,53	2,44	0,84	1,26	1,09	1,61	0,78
		3	1,77	2,25	3,50	1,22	1,25	1,14	1,59	0,76
		4	2,31	2,94	4,46	1,58	1,23	1,19	1,58	0,74
		5	2,82	3,59	5,31	1,92	1,22	1,24	1,56	0,71
		6	3,30	4,21	6,06	2,23	1,20	1,28	1,55	0,69
50	50	2	1,52	1,93	4,86	1,33	1,58	1,34	2,01	0,98
		3	2,24	2,85	7,03	1,95	1,57	1,39	2,00	0,96
		4	2,93	3,74	9,04	2,54	1,56	1,44	1,99	0,94
		5	3,60	4,59	10,88	3,10	1,54	1,48	1,97	0,92
		6	4,25	5,41	12,57	3,62	1,52	1,53	1,96	0,90

Tabla 4-2. Especificaciones técnicas de perfil de angular.

4.5 Uniones Soldadas

Para la soldadura de la estructura con la lámina superior, se utilizara una unión discontinua.

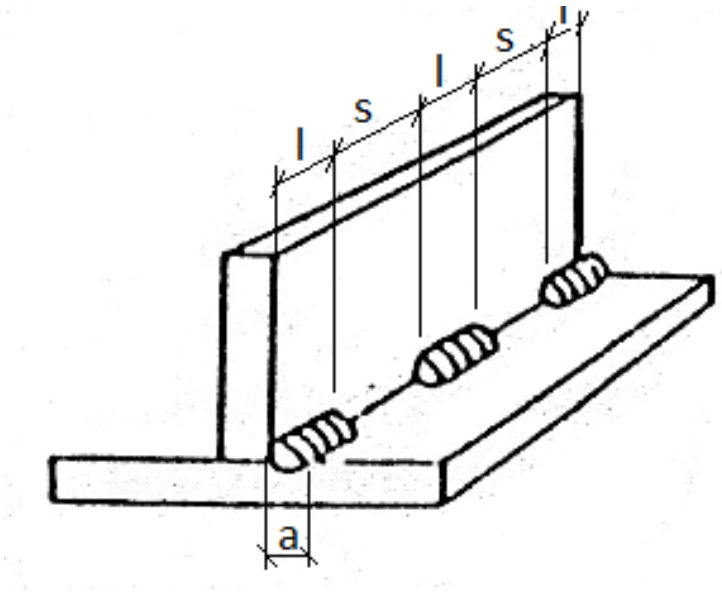


Figura 4-3. Unión soldada discontinua.

Donde:

a: valor de la garganta.

l: es la longitud de la soldadura eficaz.

l ≥ 15 veces “a”, para uniones a fuerza.

e: valor del espesor de las piezas unidas

s: es la distancia entre cordones

s ≤ 25 veces “e”.

Ya que el valor del espesor de las piezas es 3.175mm el valor de “s” será:

$$s = 15 * 3.175 = 79.375mm.$$

La tabla siguiente muestra el valor mínimo de garganta.

Espesor de la pieza (mm)	Garganta a	
	Valor máximo (mm)	Valor mínimo (mm)
4.0- 4.2	2.5	2.5
4.3- 4.9	3	2.5
5.0- 5.6	3.5	2.5
5.7- 6.3	4	2.5
6.4- 7.0	4.5	2.5
7.1- 7.7	5	3
7.8- 8.4	5.5	3
8.5- 9.1	6	3.5
9.2- 9.9	6.5	3.5
10.0-10.6	7	4

Tabla 4-3. Valores máximos y mínimos de garganta según el espesor de la pieza.

El valor mínimo de garganta para un espesor entre 4.3 mm y 4.9 mm es: 2.5mm, con este valor se puede determinar el valor de la longitud de cada cordón de soldadura, ya que el valor recomendado para la longitud y la plataforma no estará sometida a grandes fuerzas, se tomara un valor de 10 veces “a”.

$$l = 10 * a = 10 * 2.5mm = 25mm$$

En las uniones de la estructura se realizarán soldaduras a tope en T en las secciones internas de la estructura, como se muestra en la figura 4-4, también se harán uniones a tope en las secciones superior de las esquinas.

Para el caso de las soldaduras a tope en T y soldadura a tope, el nuevo Código Técnico de la Edificación, Norma: **DB-SE A** (*Acero*), específica que estas soldaduras, siempre que sean realizadas correctamente, esto quiere decir, ejecutadas de forma continua en toda su longitud y con una penetración total, no requieren cálculo alguno.

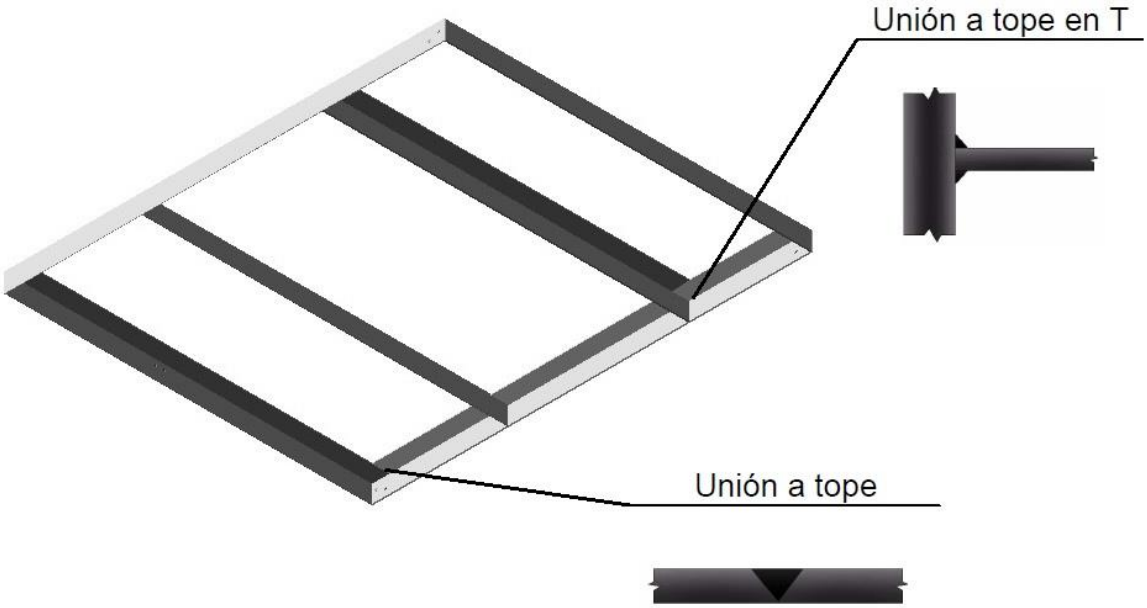


Figura 4-4. Tipos de uniones usadas en la estructura base.

La tabla 6-3 se va a usar como una guía, cuando se seleccione la medida del electrodo y amperaje para un trabajo particular, y sea necesario subir o bajar el amperaje según la posición de la obra, su espesor y la medida de cómo trabaja cada operario.

Posición Plana Espesor del Metal	Medida del Electrodo	Amperaje Aproximado
Calibre 18	3/32"	50 - 80
Calibre 16	3/32"	
Calibre 14	1/8"	90 - 135
Calibre 12	1/8"	
Calibre 10	5/32" ó 1/8"	120 - 175
3/16"	5/32" ó 1/8"	
1/4"	3/16" ó 5/32"	140 - 200
5/16"	3/16" ó 5/32"	200 - 275
3/8"	1/4" ó 3/16"	
1/2"	1/4" ó 3/16"	250 - 350
3/4"	1/4"	
1"	1/4"	325 - 400

Tabla 4-4. Tabla de medidas y amperaje de un electrodo.

El máximo de los espesores de materiales utilizados en la máquina es la lámina de 4.762 mm o en su aproximado 3/16 pulgadas, y según la tabla 4-4, se puede ocupar un electrodo de 1/8 de pulgada; el catálogo de OXGASA recomienda usar el electrodo de mayor diámetro posible dado a que este costaría menos y se puede aportar una mayor cantidad de metal por unidad de tiempo.

Se elige el electrodo de 1/8 de pulgada que utiliza un amperaje aproximado de 120 a 175 amperios.

Se empleara un electrodo E6013, con la tabla 4-5

ELECTRODOS PARA ACEROS DE BAJO CARBÓN

TIPO NORMA AWS	USOS Y CARACTERISTICAS	RESISTECIA TENSIL LIMITE ELASTICO ELONGACIÓN	CORRIENTES OPTIMAS DE APLICACION (AMPERES)-CORRIENTE		
			3/32	1/8	5/32
6010 (E-6010) A5.1	ELECTRODO DE ALTA PENETRACION PARA SOLDAR EN TODA POSICION. RECIPIENTES SOMETIDOS A ALTA PRESION Y UNIONES DE TUBERIAS. TIENE CALIDAD RADIODRÁFICA	RT=71.000LB/Pu^2 LE=60.450LB/Pu^2 E=25%	60	110	150
6011 (E-6011) A5.1	ELECTRODO DE ALTA PENETRACION PARA SOLDAR EN TODA POSICION CON CA Y CD, BARCOS, ESTRUCTURAS, REPARACIONES Y UNIONES DE TUBERIAS.	RT=71.000LB/Pu^2 LE=60.450LB/Pu^2 E=25%	60	105	155
6013 (E-6013) A5.1 *	ELECTRODO DE FÁCIL APLICACIÓN PARA TRABAJOS GENERALES EN LA INDUSTRIA METAL MECÁNICA LIGERA, ARCO CORTO Y BAJO CHISPORRETEO.	RT=71.100LB/Pu^2 LE=66.410LB/Pu^2 E=25%	70	120	160

Tabla 4-5. Tabla de electrodos para aceros de bajo carbón, C = 20%.

4.6 Uniones Empernadas

La carga total que deben soportar los pernos que unen la estructura superior de la mesa con las patas es de aproximadamente 1,522.961 N (valor de la carga total en Anexo A-VI), esta carga está distribuida en cuatro puntos, lo que resultara en 380.740 N.

Cada punto de unión llevara dos pernos, esto quiere decir que cada uno debe soportar una carga de aproximadamente 190.370 N.

Haciendo uso de la tabla 4-6, se puede hacer la selección del diámetro de los pernos.

1	2	3	4
Carga en N	Diámetro nominal en mm.		
	Clase de calidad		
	12,9	10,9	8,8
250			
400			
630			
1000			
1600	3	3	3
2500	3	3	4
4000	4	4	5
6300	4	5	5
10000	5	6	8
16000	6	8	8
25000	8	10	10
40000	10	12	14
63000	12	14	16
100000	16	16	20
160000	20	20	24
250000	24	27	30
400000	30	36	

Tabla 4-6. Estimación de los diámetros de los pernos.

Conclusiones

Las piezas de las máquinas cumplen con los requisitos de diseño y trabajo que el taller escuela Instituto Forestal Latinoamericano (INFIL), había sugerido, siendo esta máquina diseñada con cada una de las piezas debidamente dimensionadas para el correcto funcionamiento y ergonómica para el operador.

Los tres ejes que utiliza la máquina múltiple para la transmisión de potencia, soportaran las fuerzas y cargas que puedan ser aplicadas en el transcurso de operación, debido a su forma geométrica y dimensiones debidamente calculadas.

El material seleccionado como principal materia prima en el diseño de la maquina múltiple, es el acero estructural 1020, este es muy accesible en ferreterías y herrerías, se encuentra a la venta con precios bajos en todo el mercado nacional.

El motor de inducción eléctrica marca Baldor, que se seleccionó por medio de un catálogo virtual, cumple con las exigencias de potencia y velocidad que las herramientas de la máquina múltiple necesitan para su operación.

Los planos de ensambles, los planos de cada una de las piezas de la máquina y los planos eléctricos se dibujaron con la asistencia del software AutoCAD y estos logran brindar una visión en la que las piezas deben ser unidas de forma ordenada y secuencial, gracias a sus sistemas de referencia que se indica en cada plano.

Recomendaciones

- Realizar un manual de mantenimiento y operación para la máquina múltiple.

- Incorporar al diseño de la máquina un elemento de protección al disco de sierra, hecho a base de acrílico transparente, para evitar que los operarios toquen accidentalmente el disco de sierra.

- Diseñar una tolva para aspirar el aserrín que se situé en la parte inferior de la sierra que se produce durante el corte de la madera.

- Para futuras modificaciones al diseño de la máquina, considerar actualizaciones de algunas piezas como chumaceras, bandas, dispositivos de protección eléctrica.

De ser construida la máquina, se presentan las siguientes recomendaciones:

- El operario debe utilizar los respectivos implementos de seguridad industrial (mascarilla, gafas, protectores auditivos y guantes).

- Seguir el orden de ensamble de los planos de montaje.

- El sistema eléctrico del motor debe usar dispositivos de protección contra elevaciones de corriente y variaciones en la tensión eléctrica.

- Lubricar los rodamientos para evitar consumos innecesarios de potencia y por tal motivo evitar el cambio constante de las mismas.

Bibliografía

Aucay X. L.; Mena E. S. 2013; Diseño y construcción de un sistema de aserrado y lijado para la producción de muebles, Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica 274 p.

Barrio B. S. 2010; Diseño y cálculo de un taladro de columna Tesis; EUITI Zaragoza Escuela Universitaria Ingeniería técnica Industrial Zaragoza, ITI Mecánica 92 p.

Brighton. Catalogo técnico 2006. Best socket screw Mfg. S.A.

Budynas, Richard G. 2008; Diseño en Ingeniería Mecánica, Octava Edición, Editorial McGraw Hill.

Catálogo poleas. Poleas perfil europeo. Ducasse Comercial LTDA.

Catálogo general C005S. Mitsubishi Carbide Materials.

Chávez G.; Magaly; Salinas B., Rosario M. 2012. Medikda del Coeficiente de rozamiento de dos superficies Tesis, Universidad de los Llanos Villavicencio, 80p.

Cintac. 2005. Catalogo técnico de productos y sistemas. Aceros Cintac S.A. Maipú, Chile.

Contreras. M; Técnico en industria y diseño del mueble, Tesis, Escuelas Técnicas Raggio.

Dunlop. Correas de transmisión industrial. Industrias Pirelli S.A.

Espinoza M. M; Domínguez M. Fundamentos de dibujo técnico y diseño asistido Unded Ediciones ISBN-84-362-4349-X.

Groover, Mikell P. 2007; Tercera Edición; Fundamentos de manufactura moderna; Editorial McGraw Hill.

Heller. Brocas para madera. Heller Tools LTDA.

Mott, Robert L. P. E. 2004 Diseño de elementos de Máquinas Cuarta Edición, Editorial Pearson Education.

NTN. Catálogo de chumaceras 2009. NTN corporation.

Oxgasa. Manual del soldador. Infra del El salvador S.A. de C.V.

Silva R. C.; Silva. G. M. Proyecto elementos de Máquinas, Tesis, Universidad de TALCA 30 p.

Vignote, Santiago; Martínez, Isaac; 2006; Tecnología de la madera; Tercera edición; Ediciones Mundi-Prensa.

Vinil Shop. Catalogo Herramientas de corte y grabado 2012. Vinil shop S.A.

Webgrafía

Catálogos de selección de motores marca Baldor. (Disponible en: http://www.baldor.com/products/detail.asp?1=1&page=1&catalogonly=1&catalog=L3609T&product=AC+Motors&family=Single+Phase|w_ACMotors_SinglePhase&phase=1&hp=3&rpm=1400-1800&winding=36WGY129&rating=40CMB-CONT

Diseño de una transmisión con poleas. (Disponible en: http://www.monografias.com/trabajos82/diseno-sistema-trasmision-polea-banda/diseno-sistema-trasmision-polea-banda2.shtml#calculodeb

Herramientas y cálculos para labrar madera de Sandvik. (Disponible en: http://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/milling/formulas_and_definitions/the_milling_process/pages/default.aspx

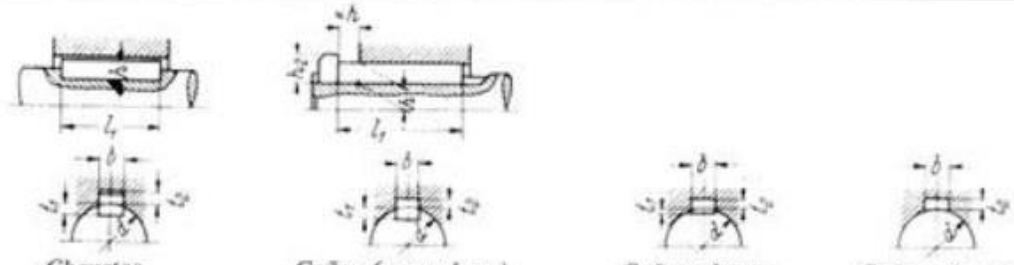
Simbología de soldaduras para dibujo técnico (Disponible en: http://dc396.4shared.com/doc/V8si3-0P/preview.html

Sistemas de transmisión por bandas. (Disponible en: http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#introduccion

Anexos A

A-I. Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Dimensiones de chavetas, cuñas y chaveteros según DIN en mm



Chavetas DIN 6885 — *Cuñas (con cabeza), DIN 6886, 6887* — *Cuñas planas DIN 6883, 6884* — *Cuñas cóncavas DIN 6881, 6889*

Árbol				Cuñas	Chavetas	Altura de la cabeza	Cuñas planas		Aplanamiento del árbol	Cuñas cóncavas		
d	b	h	t_1	t_2	t_2	h_2	b	h	t_1	b	h	t_2
10···12	4	4	2,5	1,2	1,8	7						
12···17	5	5	3,0	1,7	2,3	8						
17···22	6	6	3,5	2,1	2,8	10						
22···30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3	8	3,5	3,2
30···38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8	10	4	3,7
38···44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8	12	4	3,7
44···50	14	9	5,5	2,9	3,8	14	14	6	1,4	14	4,5	4,0
50···58	16	10	6,0	3,4	4,3	16	16	7	1,9	16	5	4,5
58···65	18	11	7,0	3,4	4,4	18	18	7	1,9	18	5	4,5
65···75	20	12	7,5	3,9	4,9	20	20	8	1,9	20	6	5,5
75···85	22	14	9,0	4,4	5,4	22	22	9	1,8	22	7	6,5
85···95	25	14	9,0	4,4	5,4	22	25	9	1,9	25	7	6,4
95···110	28	16	10,0	5,4	6,4	25	28	10	2,4	28	7,5	6,9
110···130	32	18	11,0	6,4	7,4	28	32	11	2,3	32	8,5	7,9
130···150	36	20	12,0	7,1	8,4	32	36	12	2,8	36	9	8,4
150···170	40	22	13,0	8,1	9,4	36	40	14	4,0			9,1
170···200	45	25	15,0	9,1	10,4	40	45	16	4,7			10,4

A-II.

PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS

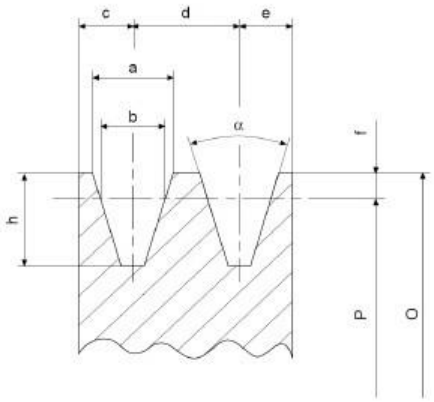
Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de fluencia (MPa)	Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

A-III.

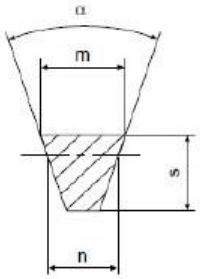
CATÁLOGO POLEAS DUCASSE COMERCIAL LTDA.

Perfil Europeo SPZ – SPA – SPB – SPC

Dimensiones



	a	b	c	d	e	f	h	34º	38º
SPZ	9.7	8.5	8	12	8	2	11	P<=80	P>80
SPA	12.7	11	10	15	10	2.8	13.8	P<=118	P>118
SPB	16.3	14	12.5	19	12.5	3.5	17.5	P<=190	P>190
SPC	22	19	17	25.5	17	4.8	23.8	P<=315	P>315



	m	s	n
SPZ	9.7	8	8.5
SPA	12.7	10	11
SPB	16.3	13	14
SPC	22	18	19

NOMENCLATURA

3 SPB 180 TB 2517

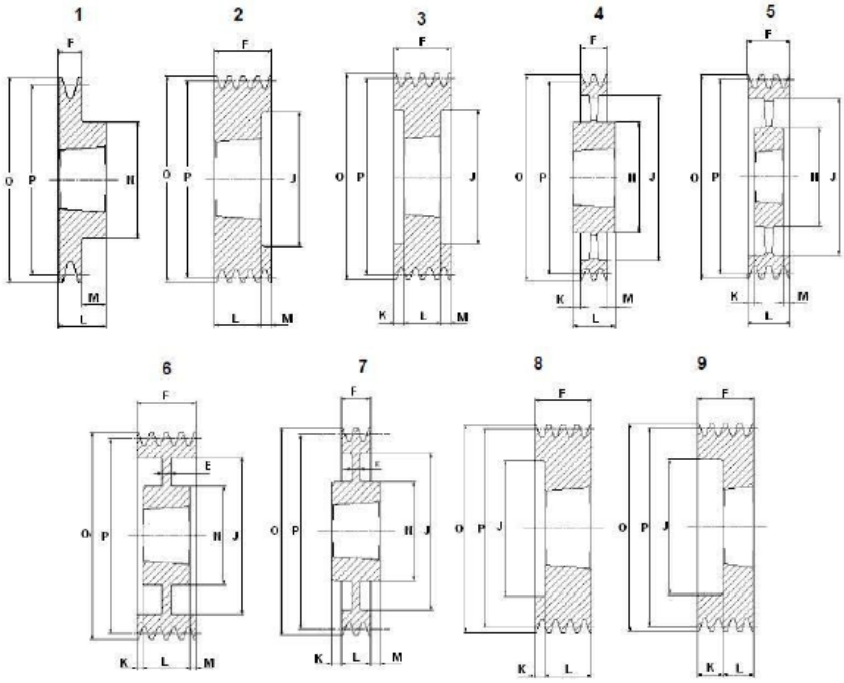
- 3 → Nº CANALES
- SPB → TIPO DE CORREA
- 180 → DIÁMETRO PRIMITIVO 180MM
- TB 2517 → TIPO DE BUSHING

DUCASSE COMERCIAL 24

A-IV.

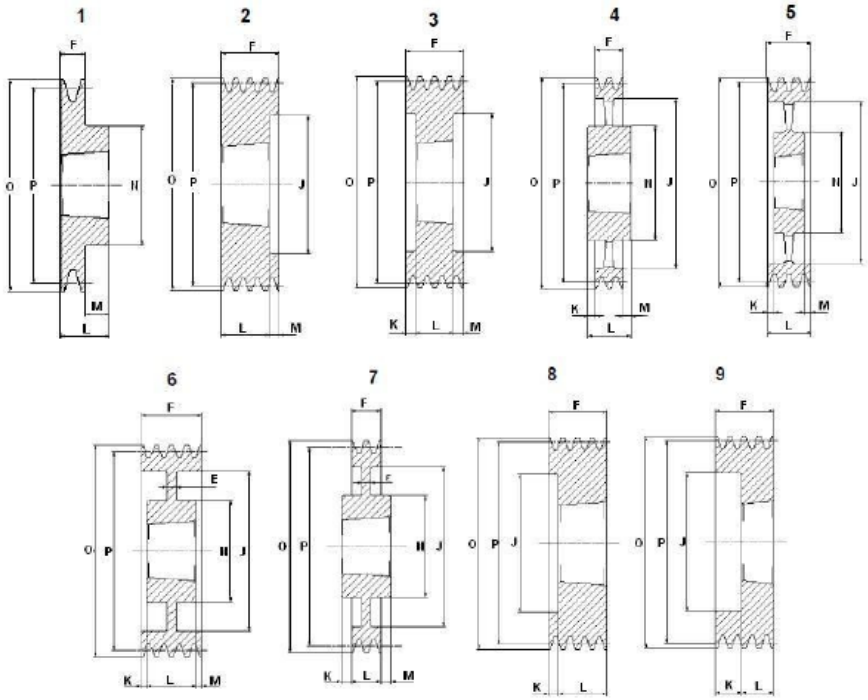
Poleas perfil "SPA"

1 RANURA (DIM. EN MM)													2 RANURAS (DIM. EN MM)										
Nº PARTE	P	O	TIPO	BUSH TL	E	F	J	K	L	M	N	Peso KG	Nº PARTE	TIPO	BUSH TL	E	F	J	K	L	M	N	Peso KG
1 SPA 63 TB 1008	63	68,5	1	1008	-	20	-	-	22	2	56	0,6	2 SPA 63 TB 1008	8	1008	-	35	32,5	13	22	-	-	0,8
1 SPA 67 TB 1108	67	72,5	1	1108	-	20	-	-	22	2	56	0,3	2 SPA 67 TB 1108	8	1108	-	35	37	13	22	-	-	0,5
1 SPA 71 TB 1108	71	76,5	1	1108	-	20	-	-	22	2	60	0,3	2 SPA 71 TB 1108	8	1108	-	35	40	13	22	-	-	0,5
1 SPA 75 TB 1108	75	80,5	1	1108	-	20	-	-	22	2	56	0,4	2 SPA 75 TB 1108	8	1108	-	35	44	13	25	-	-	0,6
1 SPA 80 TB 1210	80	85,5	1	1210	-	20	-	-	25	5	75	0,5	2 SPA 80 TB 1210	8	1210	-	35	50	10	25	-	-	0,6
1 SPA 85 TB 1210	85	90,5	1	1210	-	20	-	-	25	5	80	0,6	2 SPA 85 TB 1210	8	1210	-	35	55	10	25	-	-	0,7
1 SPA 90 TB 1210	90	95,5	1	1210	-	20	-	-	25	5	80	0,7	2 SPA 90 TB 1610	8	1610	-	35	59	10	25	-	-	0,7
1 SPA 95 TB 1210	95	100,5	1	1210	-	20	-	-	25	5	85	0,8	2 SPA 95 TB 1610	8	1610	-	35	63	10	25	-	-	0,9
1 SPA 100 TB 1610	100	105,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	85	0,8	2 SPA 100 TB 1610	8	1610	-	35	66	10	25	-	-	0,9
1 SPA 106 TB 1610	106	111,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	0,9	2 SPA 106 TB 1610	8	1610	-	35	72	10	25	-	-	1,1
1 SPA 112 TB 1610	112	117,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1	2 SPA 112 TB 1610	8	1610	-	35	78	10	25	-	-	1,2
1 SPA 118 TB 1610	118	123,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,2	2 SPA 118 TB 1610	8	1610	-	35	84	10	25	-	-	1,4
1 SPA 125 TB 1610	125	130,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,4	2 SPA 125 TB 1610	8	1610	-	35	91	10	25	-	-	1,7
1 SPA 132 TB 1610	132	137,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,6	2 SPA 132 TB 2012	8	2012	-	35	98	3	32	-	-	1,8
1 SPA 140 TB 1610	140	145,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,8	2 SPA 140 TB 2012	8	2012	-	35	106	3	32	-	-	2
1 SPA 150 TB 1610	150	155,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,4	2 SPA 150 TB 2012	8	2012	-	35	116	3	32	-	-	2,4
1 SPA 160 TB 1610	160	165,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	1,9	2 SPA 160 TB 2012	8	2012	-	35	125	3	32	-	-	2,9
1 SPA 170 TB 1610	170	175,5	1	1610	-	20	-	-	25	5	92	2	2 SPA 170 TB 2012	8	2012	-	35	135	3	32	-	-	3,1
1 SPA 180 TB 1610	180	185,5	7	1610	6	20	145	-	25	5	92	2,1	2 SPA 180 TB 2012	6	2012	10	35	146	1,5	32	1,5	108	3,4
1 SPA 190 TB 1610	190	195,5	7	1610	6	20	156	-	25	5	92	2,3	2 SPA 190 TB 2012	6	2012	6	35	156	-	32	3	108	3,8
1 SPA 200 TB 2012	200	205,5	7	2012	6	20	165	-	32	12	108	2,6	2 SPA 200 TB 2517	7	2517	10	35	165	5	45	5	123	4,1
1 SPA 212 TB 2012	212	217,5	7	2012	10	20	177	-	32	12	110	2,7	2 SPA 212 TB 2517	7	2517	18	35	177	5	45	5	123	4,3
1 SPA 224 TB 2012	224	229,5	7	2012	10	20	189	-	32	12	112	2,7	2 SPA 224 TB 2517	7	2517	18	35	189	-	45	10	124	4,4
1 SPA 236 TB 2012	236	241,5	7	2012	10	20	202	-	32	12	112	2,8	2 SPA 236 TB 2517	7	2517	12	35	202	-	45	10	124	4,6
1 SPA 250 TB 2012	250	255,5	7	2012	10	20	215	6	32	6	112	2,9	2 SPA 250 TB 2517	7	2517	12	35	215	5	45	5	124	4,8
1 SPA 280 TB 2012	280	285,5	7	2012	10	20	245	-	32	12	112	3,3	2 SPA 280 TB 2517	7	2517	12	35	245	-	45	10	124	5,4
1 SPA 315 TB 2012	315	320,5	7	2012	12	20	280	-	32	12	112	3,6	2 SPA 315 TB 2517	7	2517	12	35	280	-	45	10	124	6
1 SPA 355 TB 2012	355	360,5	4	2012	-	20	320	-	32	12	112	4,2	2 SPA 355 TB 2517	4	2517	-	35	320	-	45	10	124	6,7
1 SPA 400 TB 2012	400	405,5	4	2012	-	20	365	-	32	12	112	4,9	2 SPA 400 TB 2517	4	2517	-	35	365	-	45	10	124	8,1
1 SPA 450 TB 2012	450	455,5	4	2012	-	20	415	-	32	12	112	7	2 SPA 450 TB 2517	4	2517	-	35	465	-	45	10	124	10,3
1 SPA 500 TB 2517	500	505,5	4	2517	-	20	465	-	45	25	124	8	2 SPA 500 TB 2517	4	2517	-	35	525	-	45	10	125	11,6
1 SPA 630 TB 2517	630	635,5	4	2517	-	20	595	-	45	25	124	10,1	2 SPA 630 TB 3020	4	3020	-	35	595	8	51	18	159	16



A-V.

3 RANURAS (DIM. EN MM)													4 RANURAS (DIM. EN MM)								
Nº PARTE	P	O	TIPO	BUSH TL	E	F	J	K	L	M	N	Peso KG	Nº PARTE	TIPO	BUSH TL	E	F	J	K	L	M
3 SPA 71 TB 1108	71	76,5	8	1108	-	50	40	28	22	-	-	0,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3 SPA 75 TB 1108	75	80,5	8	1108	-	50	44	28	22	-	-	0,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3 SPA 80 TB 1210	80	85,5	8	1210	-	50	50	25	25	-	-	0,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3 SPA 85 TB 1210	85	90,5	8	1210	-	50	55	25	25	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3 SPA 90 TB 1610	90	95,5	8	1610	-	50	59	25	25	-	-	1	4 SPA 90 TB 1615	8	1615	-	65	59	27	38	-
3 SPA 95 TB 1610	95	100,5	8	1610	-	50	63	25	25	-	-	1,1	4 SPA 95 TB 1615	8	1615	-	65	63	27	38	-
3 SPA 100 TB 1610	100	105,5	2	1610	-	50	66	-	25	25	-	1,2	4 SPA 100 TB 1615	2	1615	-	65	66	-	38	27
3 SPA 106 TB 1610	106	111,5	2	1610	-	50	72	-	25	25	-	1,4	4 SPA 106 TB 2012	8	2012	-	65	72	33	32	-
3 SPA 112 TB 2012	112	117,5	8	2012	-	50	78	18	32	-	-	1,3	4 SPA 112 TB 2012	8	2012	-	65	78	33	32	-
3 SPA 118 TB 2012	118	123,5	2	2012	-	50	84	-	32	18	-	1,8	4 SPA 118 TB 2012	2	2012	-	65	84	-	32	33
3 SPA 125 TB 2012	125	130,5	2	2012	-	50	91	-	32	18	-	2	4 SPA 125 TB 2012	2	2012	-	65	91	-	32	33
3 SPA 132 TB 2012	132	137,5	2	2012	-	50	98	-	32	18	-	2,3	4 SPA 132 TB 2517	2	2517	-	65	98	-	45	20
3 SPA 140 TB 2517	140	145,5	8	2517	-	50	106	5	45	-	-	2,8	4 SPA 140 TB 2517	2	2517	-	65	106	-	45	20
3 SPA 150 TB 2517	150	155,5	8	2517	-	50	116	5	45	-	-	3,5	4 SPA 150 TB 2517	2	2517	-	65	116	-	45	20
3 SPA 160 TB 2517	160	165,5	8	2517	-	50	125	5	45	-	-	3,9	4 SPA 160 TB 2517	2	2517	-	65	125	-	45	20
3 SPA 170 TB 2517	170	175,5	8	2517	-	50	135	5	45	-	-	4,6	4 SPA 170 TB 2517	2	2517	-	65	135	-	45	20
3 SPA 180 TB 2517	180	185,5	8	2517	-	50	146	5	45	-	-	5,1	4 SPA 180 TB 2517	2	2517	-	65	146	-	45	20
3 SPA 190 TB 2517	190	195,5	8	2517	-	50	156	5	45	-	-	5,4	4 SPA 190 TB 2517	2	2517	-	65	156	-	45	20
3 SPA 200 TB 2517	200	205,5	6	2517	20	50	165	2,5	45	2,5	123	4,9	4 SPA 200 TB 3020	2	3020	-	65	165	-	51	14
3 SPA 212 TB 2517	212	217,5	6	2517	20	50	177	2,5	45	2,5	123	5,2	4 SPA 212 TB 3020	2	3020	-	65	177	-	51	14
3 SPA 224 TB 2517	224	229,5	6	2517	20	50	189	2,5	45	2,5	124	5,5	4 SPA 224 TB 3020	2	3020	-	65	189	-	51	14
3 SPA 236 TB 2517	236	241,5	6	2517	20	50	202	2,5	45	2,5	124	5,7	4 SPA 236 TB 3020	6	3020	25	65	202	-	51	14
3 SPA 250 TB 2517	250	255,5	6	2517	20	50	215	2,5	45	2,5	124	5,9	4 SPA 250 TB 3020	6	3020	20	65	215	7	51	7
3 SPA 280 TB 2517	280	285,5	6	2517	20	50	245	2,5	45	2,5	124	6,7	4 SPA 280 TB 3020	6	3020	25	65	245	7	51	7
3 SPA 315 TB 3020	315	320,5	4	3020	25	50	280	0,5	51	0,5	159	8,3	4 SPA 315 TB 3020	6	3020	25	65	280	7	51	7
3 SPA 355 TB 3020	355	360,5	4	3020	-	50	320	0,5	51	0,5	159	9,2	4 SPA 355 TB 3020	5	3020	-	65	320	7	51	7
3 SPA 400 TB 3020	400	405,5	4	3020	-	50	365	-	51	1	159	11	4 SPA 400 TB 3020	5	3020	-	65	365	7	51	7
3 SPA 450 TB 3020	450	455,5	4	3020	-	50	415	-	51	1	159	14,1	4 SPA 450 TB 3020	5	3020	-	65	415	7	51	7
3 SPA 500 TB 3020	500	505,5	4	3020	-	50	465	-	51	1	159	16	4 SPA 500 TB 3020	5	3020	-	65	465	7	51	7
3 SPA 560 TB 3020	560	565,5	4	3020	-	50	525	-	51	1	150	17,8	4 SPA 560 TB 3535	4	3535	-	65	525	12	89	12
3 SPA 630 TB 3020	630	635,5	4	3020	-	50	595	-	51	1	150	22	4 SPA 630 TB 3535	4	3535	-	65	595	12	89	12
3 SPA 800 TB 3535	800	805,5	4	3535	-	50	765	19,05	89	19,5	175	27,9	4 SPA 800 TB 3535	4	3535	-	65	765	12	89	12
3 SPA 1000 TB 3535	1000	1005,5	4	3535	-	50	965	19,05	89	19,5	175	34,9	4 SPA 1000 TB 4040	4	4040	-	65	965	18,5	102	18,5



A-VI. Tabla peso-volumen de la máquina.

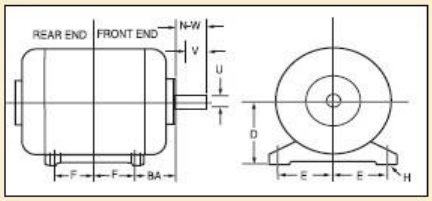
			Area		Longitud		Volumen		Peso		
No.	Nombre	Descripcion	mm2	m2	mm	m	mm3	m3	Kg	Lb	N
1	Plataforma de trabajo sierra circular	Lamina 3/16"	1118,063.4000	1.1181	4.7625	0.0048	5324,776.9425	0.0053	41.8527	92.2686	410.4309
2	Base estructural	Angular 2"	312.4994	0.0003	6,380.0000	6.3800	1993,746.0125	0.0020	15.6708	34.5479	153.6768
3	Unión base estructural	Lamina 3/16"	57,600.0000	0.0576	4.7625	0.0048	274,320.0000	0.0003	2.1562	4.7535	21.1444
4	Nodos de unión	Lamina 3/16"	158,400.0000	0.1584	4.7625	0.0048	754,380.0000	0.0008	5.9294	13.0720	58.1472
5	Extension grande de la mesa	Lamina 3/16"	500,675.0000	0.5007	4.7625	0.0048	2384,464.6875	0.0024	18.7419	41.3184	183.7932
6	Extension pequeña de la mesa	Lamina 3/16"	275,000.0000	0.2750	4.7625	0.0048	1309,687.5000	0.0013	10.2941	22.6945	100.9500
7	Base estructural extensiones	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	5,077.3000	5.0773	1177,194.2182	0.0012	9.2527	20.3986	90.7375
8	Patas de la mesa	Angular 2"	312.4994	0.0003	3,339.6500	3.3397	1043,638.5377	0.0010	8.2030	18.0843	80.4431
9	Ascensor sierra	Angular 2"	312.4994	0.0003	3,358.7269	3.3587	1049,600.0570	0.0010	8.2499	18.1876	80.9026
10	fijador de altura de ascensor sierra	Angular 1 1/2"	231.8544	0.0002	1,694.6702	1.6947	392,916.7001	0.0004	3.0883	6.8085	30.2858
11	Soporte de eje escopleador	Angular 2"	312.4994	0.0003	1,260.0000	1.2600	393,749.2125	0.0004	3.0949	6.8229	30.3500
12	Mesa de trabajo de escopleador	Lamina 3/16"	213,250.0000	0.2133	4.7625	0.0048	1015,603.1250	0.0010	7.9826	17.5985	78.2821
13	Base estructural mesa escopleador	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	1,236.3500	1.2364	286,653.1565	0.0003	2.2531	4.9672	22.0951
14	Guías del soporte mesa escopleador	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	2,780.0000	2.7800	644,555.1625	0.0006	5.0662	11.1690	49.6820
15	Base de guias del soporte	Lamina 3/16"	7,587.1680	0.0076	4.7625	0.0048	36,133.8874	0.0000	0.2840	0.6261	2.7852
16	soporte eje intermedio	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	5,143.0999	5.1431	1192,450.2129	0.0012	9.3727	20.6630	91.9134
17	Bisagras de ascensor de sierra	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	365.2500	0.3653	84,684.8105	0.0001	0.6656	1.4674	6.5275
19	Bisagras de extenciones	Lamina 3/16"	23,725.4929	0.0237	4.7625	0.0048	112,992.6601	0.0001	0.8881	1.9580	8.7094
20	Ascensor de mesa de escople	Angular 1-1/2"	231.8544	0.0002	375.4976	0.3755	87,060.7614	0.0001	0.6843	1.5086	6.7106
21	Empotramiento y nivelador de mesa	Lamina 3/16"	41,935.4000	0.0419	4.7625	0.0048	199,717.3425	0.0002	1.5698	3.4607	15.3941
							0.0000	Total	155.3004	342.3753	1,522.9608

MOTORS

NEMA Guidelines

Motor Dimensional Chart

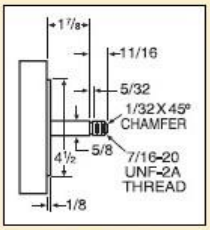
Standardized motor dimensions—established by the National Electrical Manufacturers Association (NEMA)—are tabulated below and apply to all base-mounted motors listed herein that carry a NEMA frame designation.



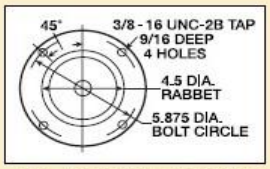
NEMA C- AND J-FACE MOUNTING DIMENSIONS

Mounting dimensions of the 56J-Face are exactly the same as the NEMA 56C.

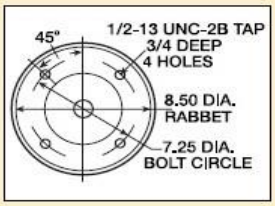
56J-Face has a threaded shaft of stainless steel while all others have a keyed steel shaft. See illustrations and table below for specifics.



56J SHAFT



56C, 56HC, 56J, 143TC AND 145TC- FACE DIMENSIONS



182TC THRU 256TC FACE DIMENSIONS

NEMA Face	Shaft Dia. (U)	Shaft Long (N-W)	Rabbet Dia.	Bolt Circle Dia.
42C	3/8	1 1/8	3	3 3/4
48C	1/2	1 1/2	3	3 3/4
56C	5/8	1 7/8	4 1/2	5 7/8
56HC‡	5/8	1 7/8	4 1/2	5 7/8
56J	5/8	2 1/16	4 1/2	5 7/8
143TC & 145TC	7/8	2 1/4	4 1/2	5 7/8
146ATC & 1412ATC	7/8	2 1/4	4 1/2	5 7/8
L182ACY & 186ACY	7/8	2 1/4	4 1/2	5 7/8
182TC & 184TC	1 1/8	2 3/4	8 1/2	7 1/4
186ATC & 189ATC	1 1/8	2 3/4	8 1/2	7 1/4
213TC & 215TC	1 3/8	3 1/4	8 1/2	7 1/4
219ATC & 2110ATC	1 3/8	2 3/4	8 1/2	7 1/4
254TC & 256TC	1 3/8	4	8 1/2	7 1/4
284TC & 286TC	1 5/8	4 1/4	10 1/2	9

NEMA Frame	D*	2E	2F	BA	H	N-W	U	V§ Min.	Wide	Key Thick	Long
	All Dimensions in Inches										
42	2 7/8	3 1/2	1 11/16	2 1/16	9/32 slot	1 1/4	3/8	—	—	3/64 flat	—
48	3	4 1/4	2 3/4	2 1/2	11/32 slot	1 1/2	1/2	—	—	3/64 flat	—
48H	3	4 1/4	4 3/4	2 1/2	11/32 slot	1 1/2	1/2	—	—	3/64 flat	—
56	3 1/2	4 3/4	3	2 3/4	11/32 slot	1 7/8†	5/8†	—	3/16†	3/16†	1 1/4†
56H	3 1/2	4 3/4	3&5‡	2 3/4	11/32 slot	1 7/8†	5/8†	—	3/16†	3/16†	1 1/4†
56HZ	3 1/2	**	**	**	**	2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
66	4 1/8	5 3/8	5	3 3/8	13/32 slot	2 1/4	3/4	—	3/16	3/16	1 7/8
143T	3 1/2	5 1/2	4	2 1/4	11/32 dia.	2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
145T	3 1/2	5 1/2	5	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
146AT	3 1/2	5 1/2	5 1/2	2 3/4	11/32 dia.	2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
148AT	3 1/2	5 1/2	7	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
149AT	3 1/2	5 1/2	8	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
1412AT	3 1/2	5 1/2	11	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
182	4 1/2	7 1/2	4 1/2	2 3/4	13/32 dia.	2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
184	4 1/2	7 1/2	5 1/2	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
182T	4 1/2	7 1/2	4 1/2	2 3/4		2 3/4	1 1/8	2 1/2	1/4	1/4	1 3/4
184T	4 1/2	7 1/2	5 1/2	2 3/4		2 3/4	1 1/8	2 1/2	1/4	1/4	1 3/4
182AT	4 1/2	7 1/2	4 1/2	2 3/4	13/32 dia.	2 1/4	1 1/8	2	1/4	1/4	1 3/4
L182ACY	4 1/2	7 1/2	4 1/2	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
L182AT	4 1/2	7 1/2	4 1/2	2 3/4		2 1/4	1 1/8	2	1/4	1/4	1 3/4
186ACY	4 1/2	7 1/2	7	2 3/4		2 1/4	7/8	2	3/16	3/16	1 3/4
186AT	4 1/2	7 1/2	7	2 3/4		2 1/4	1 1/4	2	1/4	1/4	1 3/4
L186AT	4 1/2	7 1/2	7	2 3/4		2 1/4	1 1/8	2	1/4	1/4	1 3/4
189AT	4 1/2	7 1/2	10	2 3/4		2 1/4	1 1/4	2	1/4	1/4	1 3/4
203#	5	8	5 1/2	3 1/4	13/32 dia.	2 1/4	3/4	2	3/16	3/16	1 3/4
204#	5	8	6 1/2	3 1/4		2 1/4	3/4	2	3/16	3/16	1 3/4
213	5 3/4	8 1/2	5 1/2	3 1/2	13/32 dia.	3	1 1/8	2 3/4	1/4	1/4	2
215	5 3/4	8 1/2	7	3 1/2		3	1 1/8	2 3/4	1/4	1/4	2
213T	5 3/4	8 1/2	5 1/2	3 1/2		3 1/8	1 1/8	3 7/8	5/16	5/16	2 1/4
215T	5 3/4	8 1/2	7	3 1/2		3 1/8	1 1/8	3 1/8	5/16	5/16	2 1/4
219AT	5 3/4	8 1/2	11	3 1/2	13/32 dia.	2 3/4	1 3/8	2 1/2	5/16	5/16	1 3/4
2110AT	5 3/4	8 1/2	12 1/2	3 1/2		2 3/4	1 3/8	2 1/2	5/16	5/16	1 3/4
224#	5 1/2	9	6 3/4	3 1/2	13/32 dia.	3	1	2 3/4	1/4	1/4	2
225#	5 1/2	9	7 1/2	3 1/2		3	1	2 3/4	1/4	1/4	2
254#	6 3/4	10	8 1/4	4 1/4	21/32 dia.	3 1/4	1 1/4	3 1/2	1/4	1/4	2 1/4
254U	6 3/4	10	8 3/4	4 3/4	17/32 dia.	3 1/4	1 1/8	3 1/2	5/16	5/16	2 1/4
256U	6 3/4	10	10	4 3/4		3 1/4	1 1/8	3 1/2	5/16	5/16	2 1/4
254T	6 3/4	10	8 3/4	4 3/4		4	1 1/8	3 3/4	3/8	3/8	2 1/4
256T	6 3/4	10	10	4 3/4		4	1 1/8	3 3/4	3/8	3/8	2 1/4
284#	7	11	9 1/2	4 3/4	21/32 dia.	3 3/4	1 3/4	3 1/2	1/4	1/4	2 1/4
284U	7	11	9 1/2	4 3/4	17/32 dia.	4 1/8	1 3/8	4 5/8	3/8	3/8	3 1/4
286U	7	11	11	4 3/4		4 1/8	1 3/8	4 5/8	3/8	3/8	3 1/4
284T	7	11	9 1/2	4 3/4		4 1/8	1 3/8	4 3/8	1/2	1/2	3 1/4
286T	7	11	11	4 3/4		4 1/8	1 7/8	4 3/8	1/2	1/2	3 1/4
284TS	7	11	9 1/2	4 3/4		3 1/4^	1 5/8^	3^	3/8	3/8	1 1/4^
286TS	7	11	11	4 3/4		3 1/4^	1 5/8^	3^	3/8	3/8	1 1/4^
324#	8	12 1/2	10 1/2	5 1/4	21/32 dia.	4 1/8	1 3/8	4 5/8	3/8	3/8	3 1/4
326#	8	12 1/2	12	5 1/4		4 1/8	1 3/8	4 5/8	3/8	3/8	3 1/4
324U	8	12 1/2	10 1/2	5 1/4	21/32 dia.	5 1/4	1 3/4	5 7/8	1/2	1/2	4 1/4
326U	8	12 1/2	12	5 3/4		5 1/4	1 3/4	5 7/8	1/2	1/2	4 1/4
324T	8	12 1/2	10 1/2	5 1/4		5 1/4	2 1/4	5	1/2	1/2	3 1/4
326T	8	12 1/2	12	5 3/4		5 1/4	2 1/8	5	1/2	1/2	3 1/4
324TS	8	12 1/2	10 1/2	5 1/4		3 1/4^	1 7/8^	3 1/2^	1/2	1/2	2^
326TS	8	12 1/2	12	5 3/4		3 1/4^	1 7/8^	3 1/2^	1/2	1/2	2^
364#	9	14	11 1/4	5 5/8	21/32 dia.	5 1/8	1 3/8	5 5/8	1/2	1/2	4 1/4
364S#	9	14	11 1/4	5 5/8		3 1/4	1 1/8	3	3/8	3/8	1 1/4
365#	9	14	12 1/2	5 5/8		5 1/8	1 3/8	5 5/8	1/2	1/2	4 1/4
364U	9	14	11 1/4	5 5/8	21/32 dia.	6 1/8	2 1/8	6 1/8	1/2	1/2	5
365U	9	14	12 1/2	5 5/8		6 1/8	2 3/8	6 3/8	1/2	1/2	5
364T	9	14	11 1/4	5 7/8	21/32 dia.	5 1/8	2 7/8	5 1/8	5/8	5/8	4 1/4
365T	9	14	12 1/4	5 7/8		5 1/8	2 7/8	5 1/8	5/8	5/8	4 1/4
364TS	9	14	11 7/4^	5 7/8		3 7/4^	1 7/8^	3 1/2^	1/2	1/2	2^
365TS	9	14	12 7/4	5 7/8		3 7/4^	1 7/8^	3 1/2^	1/2	1/2	2^
404T	10	16	12 7/4	6 7/8	13/16 dia.	7 7/4	2 7/8	7	3/4	3/4	5 7/8
405T	10	16	13 3/4	6 7/8		7 7/4	2 7/8	7	3/4	3/4	5 1/8
404TS	10	16	12 7/4	6 7/8		4 7/4^	2 1/8^	4^	1/2	1/2	2 7/4^
405TS	10	16	13 3/4	6 7/8		4 7/4^	2 1/8^	4^	1/2	1/2	2 7/4^
404U	10	16	12 3/4	6 7/8		7 7/8	2 7/8	6 7/8	5/8	5/8	5 1/2
405U	10	16	13 3/4	6 7/8		7 7/8	2 7/8	6 7/8	5/8	5/8	5 1/2
444T	11	18	14 1/2	7 1/2	13/16 dia.	8 1/2	3 7/8	8 1/4	7/8	7/8	6 1/8
445T, 447TS§	11	18	16 1/2	7 1/2		8 1/2	3 7/8	8 1/4	7/8	7/8	6 7/8
444TS, 447TS §§	11	18	14 1/2	7 1/2		4 7/4^	2 1/8^	4 1/2^	5/8	5/8	3^
445TS	11	18	16 1/2	7 1/2		4 7/4^	2 1/8^	4 1/2^	5/8	5/8	3^
444U	11	18	14 1/2	7 1/2	13/16 dia.	8 1/8	2 7/8	8 1/8	3/4	3/4	7
445U	11	18	16 1/2	7 1/2		8 1/8	2 7/8	8 1/8	3/4	3/4	7
449T	11	18	25	7 1/2		8 1/2	3 7/8	8 1/4	7/8	7/8	6 1/8
449TS	11	18	25	7 1/2		4 7/4^	2 1/8^	4 1/2^	5/8	5/8	3^

(*) Dimension "D" will never be greater than the above values on rigid mount motors, but it may be less so that shims up to 1/32" thick (1/16" on 364U and 365U frames) may be required for certain machines.

(‡) Designated 56H motors have two sets of 2F mounting holes—3" and 5".

(^) Standard short shaft for direct-drive applications.

(#) Discontinued NEMA frame.

(**) Base of Dayton 56HZ frame motors has holes and slots to match NEMA 56, 56H and 145T mounting dimensions. Certain NEMA 56Z frame motors have 1/2" dia. x 1 3/4" long shaft with 3/64" flat. These exceptions are noted in this catalog.

(§) Dimension "V" is shaft length available for coupling, pinion or pulley hub—this is a minimum value.

(§§) The 2F dimension is 20.

GRAINGER®

grainger.com

Anexos B

Anexos C