

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de astilladora con capacidad de 20 kg por hora para uso
de laboratorio

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Jordan Rafael Hurtado Vera

José Gabriel Fuentes García

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

El presente proyecto va dedicado a mi familia que siempre me han impulsado a superarme. A mis padres y hermanos, que con su amor y trabajo me han educado y me han apoyado desinteresadamente logrando la culminación de esta etapa de mi vida.

A mis queridos familiares que partieron de este mundo y no pudieron acompañarme hasta el final de mi carrera universitaria.

José Gabriel Fuentes García

Este trabajo va dedicado a aquellas personas que han confiado en mí durante este largo camino universitario. A mis padres, hermanos y sobrinas por ser el pilar fundamental de mi vida, con el que he podido sostener y cumplir mis sueños, son la razón de haber obtenido este gran logro.

Jordan Rafael Hurtado Vera

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento a mis tutores: Juan Peralta, Fausto Maldonado, Andrea Boero por su colaboración e indicaciones para poder culminar exitosamente este trabajo.

A las personas que han tenido una estadía corta o larga en mi vida y me han ayudado en lo personal y lo académico.

Asimismo, quiero agradecer a mi compañero Jordan Hurtado por haber confiado en mí para poder realizar este trabajo en conjunto.

José Gabriel Fuentes García

Mis más sinceros agradecimientos a las personas que han aportado en mi desarrollo tanto académico como personal con experiencias, conocimiento y consejos. Aquellos amigos que han estado desde inicios de esta importante etapa de mi vida académica con un mismo objetivo y es siempre dar lo mejor de nosotros. A los tutores Juan Peralta, Fausto Maldonado y Andrea Boero por ser una firme guía de responsabilidad, sabiduría y compromiso por un buen trabajo. Con el mismo sentimiento de agradecimiento, quiero nombrar a mi compañero José Fuente por haber confiado en mí para alcanzar esta meta profesional.

Jordan Rafael Hurtado Vera

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Jordan Rafael Hurtado Vera y José Gabriel Fuentes García, damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

Jordan Hurtado

Jordan Hurtado

José Fuentes

José Fuentes

EVALUADORES

Ing. Andrea Boero
PROFESOR DE LA MATERIA

Ing. Juan Peralta
PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En el Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable se tiene la iniciativa de estudiar el poder calorífico de los pellets de una porción de biomasa que se recoge de la poda, limpieza y clareo. El astillado es un proceso intermedio del peletizado, el cual se lo realiza actualmente de forma manual, donde tardan en astillar 20 kilogramos en aproximadamente 16 horas en un día.

Se estableció automatizar el proceso mediante el diseño de una máquina astilladora de disco y aplicando normativa, se estableció un tamaño de astillas de 5.6 mm. Se asimiló un proceso de taladrado, permitiendo emplear sus fórmulas fundamentales y calcular la velocidad de giro del disco. Además, se estableció que el porcentaje de humedad de la madera debía estar por debajo del 12%.

El ángulo de corte de las cuchillas fue de 39, 5° y 5 mm de espesor. El diámetro del eje es de 75 mm en la sección más crítica. Para el disco se obtuvo un diámetro exterior de 300 mm y una velocidad de giro de 150 rpm.

La astilladora que se propuso reduce el tiempo de astillado en un 93.75%, las dimensiones de la máquina no superan los 2 metros por lado, se redujo el riesgo de atascamiento. Las astillas están en un rango de granulometría alrededor de la clase G 50 medio y, del análisis de elementos finitos, se concluyó que los elementos críticos como la cuchilla, el eje y el volante pueden soportar los esfuerzos a los que serán sometidos.

Palabras Clave: Velocidad de giro, astillado, astilladora de disco, ángulo de corte.

ABSTRACT

The Center for Sustainable Technological Development has the initiative to study the heating value of pellets from a portion of biomass that is collected from pruning, cleaning and thinning. Chipping is an intermediate process of pelletizing, which is currently done manually, where it takes 20 kilograms to chip in approximately 16 hours a day.

It was established to automate the process by designing a disc chipper machine and applying regulations, a chip size of 5.6 mm was established. A drilling process was assimilated, allowing its fundamental formulas to be used and the rotational speed of the disk to be calculated. In addition, it was established that the percentage of moisture in the wood should be below 12%.

The cutting angle of the blades was 39.5° and 5 mm thick. The diameter of the shaft is 75 mm in the most critical section. For the disk, an outer diameter of 300 mm and a rotational speed of 150 rpm were obtained.

The chipper that was proposed reduces the chipping time by 93.75%, the dimensions of the machine do not exceed 2 meters per side, the risk of jamming was reduced. The chips are in a range of granulometry around the medium G 50 class and, from the finite element analysis, it was concluded that the critical elements such as the blade, the shaft and the flywheel can withstand the stresses to which they will be subjected.

Keywords: Rotational speed, chipping, disc chipper, cutting angle.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1. Definición del problema	1
1.2. Justificación del proyecto.....	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo General	2
1.3.2. Objetivos Específicos	2
1.4. Marco teórico	3
1.4.1. Características de la biomasa	3
1.4.2. Propiedades físicas y mecánicas de la biomasa lignocelulósica de estudio en el CDTS y el acero A36.	4
1.4.3. Influencia de la madera húmeda en el proceso de corte	6
1.4.4. Formas de realizar el astillado.....	6
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología	9
2.1. Procedimiento para el diseño.....	9

2.2.	Análisis de la alternativa de diseño	9
2.2.1.	Criterios de selección	10
2.2.2.	Planteamiento de las alternativas.....	10
2.2.4.	Comparación por pares	11
2.2.5.	Descripción de la alternativa seleccionada.....	13
2.3.	Diseño detallado	15
2.3.1.	Diseño de disco y cuchillas de corte	15
2.3.2.	Diseño de eje del disco	21
2.3.3.	Diseño de estructura de la máquina.....	24
2.3.4.	Diseño de tolva de alimentación.....	27
2.4.	Selección de componentes principales.....	30
2.4.1.	Selección de motor eléctrico	30
2.4.2.	Selección de bandas y poleas.....	31
2.4.3.	Selección de rodamientos	32
2.5.	Tamaño de las astillas de madera	33
2.6.	Simulación y validación del diseño de elementos mecánicos.....	34
2.7.	Normativas para la selección de materiales.....	34
2.8.	Análisis de costos y financiero	34
CAPÍTULO 3.....		37
3.	Resultados y análisis	37
3.1.	Diseño del disco y cuchillas	37
3.1.1.	Cálculos de diseño para el disco.....	37
3.1.2.	Cálculos de diseño para las cuchillas.....	39
3.2.	Cálculos para el tamaño de astilla	41
3.3.	Cálculos de eje motriz.....	42
3.3.1.	Calculo para carga estática:.....	42
3.3.2.	Cálculo para carga dinámica:.....	47

3.4.	Diseño de la estructura de la máquina.....	56
3.5.	Diseño de tolva de alimentación	60
3.6.	Selección de motor eléctrico.	62
3.7.	Selección de rodamientos.....	62
3.7.1.	Rodamiento para el punto A.....	62
3.8.	Selección de poleas y bandas.	64
3.9.	Simulación y validación del diseño de Elementos Mecánicos	66
3.10.	Análisis de costos	76
3.10.1.	Rentabilidad del proyecto.....	77
CAPÍTULO 4.....		82
4.	Conclusiones y recomendaciones	82
4.1.	Conclusiones	82
4.2.	Recomendaciones	83
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICE		

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
CDST	Centro de Desarrollo Sustentable
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society Automotive Engineers
ONORM	Norma austriaca
ISO	International Organization Standardization
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno

SIMBOLOGÍA

kg	Kilogramo
cm	Centímetro
mm	Milímetro
ksi	Kilolibra por pulgada cuadrada
σ_m	Esfuerzo de corte
F_c	Fuerza de corte
A_c	Área de corte
M_c	Momento en la cuchilla
r_c	Radio de giro de la cuchilla
Q_r	Caudal de producción por hora requerida
V_m	Volumen de madera residual desalojada
N	Revoluciones
u	Número de cuchillas
f	Factor de volumen adicional
D_t	Diámetro máximo de la biomasa
e	Espesor de la cuchilla de corte
R_d	Resistencia de diseño
R_n	Resistencia nominal
η	Factor de seguridad
F_u	Resistencia mínima en la parte crítica
C	Factor de deformación
t	Espesor
d	Diámetro del agujero para los pernos de sujeción
P_u	Resistencia a la compresión
σ_e	Esfuerzo de Euler
l	Longitud de la cuchilla
E	Módulo de elasticidad del material de la cuchilla
C	Condición de apoyo
R_g	Radiod de giro de la cuchilla
I	Momento de inercia
A_t	Área transversal de la cuchilla

w_c	Ancho de la cuchilla
e_c	Espesor de la cuchilla de corte
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
F_s	Factor de seguridad de las cuchillas
D	Diámetro mínimo del eje
N_f	Factor de seguridad
M_a	Momento de flexión amplitud
M_m	Momento de flexión medio
S_e	Límite de resistencia a la fatiga corregida
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga sin corregir
S_f	Resistencia a la fatiga corregida
S_f'	Resistencia a la fatiga sin corregir
C_A	Factor de corrección de carga
C_T	Factor de tamaño
C_S	Factor de superficie
C_{TE}	Factor de temperatura
C_R	Factor de confiabilidad
K_{fs} y K_{fsm}	Factores de concentración de esfuerzos de torsión para fatiga
T_a	Torque alternante
T_m	Torque medio
J	Momento polar de inercia
r	Radio de aplicación del torque
K_f y K_{fm}	Factores de concentración de esfuerzos de flexión para fatiga
M_a	Momento alternante
M_m	Momentos medios aplicados
c	Radio del eje
W_f	Esfuerzo máximo
M_f	Momento máximo de flexión
σ_{dis}	Esfuerzo de diseño
P_v	Presión en el fondo de la tolva
P_w	Presión en la pared de la tolva
ρ	Densidad

g	Gravedad
D	Diámetro equivalente mayor de la tolva
μ	Coefficiente de fricción
z	Altura de la tolva
δ	Ángulo efectivo de fricción interna
r	Radio hidráulico
P_{motor}	Potencia del motor
$P_{maquina}$	Potencia de la máquina
η_{motor}	Factor de corrección del motor
$\eta_{perdidas}$	Factor de corrección por pérdidas
$\eta_{sist.poleas}$	Factor de corrección por el sistema de poleas
P_d	Potencia de diseño
FS	Factor de seguridad
C	Distancia entre centros
L_p	Longitud de la banda
C_r	Capacidad básica de carga dinámica
Pr	Carga radial dinámica equivalente
P_e	Punto de equilibrio
CF	Costos fijos de producción
PV_u	Precio de venta unitario
CV_u	Costo variable unitario
Q_n	Flujo neto de caja
N	Números de períodos
I	Valor de inversión inicial

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Diseño de forma de la cuchilla en una astilladora de disco giratorio.	7
Figura 1.2 Diseño de forma de la cuchilla en astilladora de tambor.	8
Figura 1.3 Diseño de forma de la cuchilla en astilladora de tornillo sin fin.	8
Figura 2.1 Esquema de metodología de diseño.	9
Figura 2.2 Diseño de forma de astilladora de disco.....	14
Figura 2.3 Diseño del disco.	20
Figura 2.4 Diseño del eje de rotación del disco de corte.	24
Figura 2.5 Esquema DCL barra simplemente apoyada con fuerza puntual en el centro y distribuida.	26
Figura 2.6 Esquema de diagrama de fuerza cortante y momento flector para carga distribuida.	26
Figura 2.7 Esquema de secciones para diseño de tolva.	28
Figura 2.8 Esquema de sección variable para diseño de tolva.....	28
Figura 2.9 Diseño de la tolva de alimentación.	30
Figura 2.10 Motor eléctrico.	31
Figura 2.11 Sistema de bandas y poleas.	32
Figura 2.12 Chumacera y rodamientos seleccionados.	33
Figura 3.1 Dimensiones de la cuchilla de corte con ángulo de corte de 39.5°	40
Figura 3.2 Diagrama de fuerza libre en el plano XY	44
Figura 3.3 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XY.	44
Figura 3.4 Diagrama de Momento flector del eje en el plano XY.....	45
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ	45
Figura 3.6 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XZ.....	45
Figura 3.7 Diagrama de Momento flector del eje en el plano XZ.....	46
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo Libre del Plano XY – Análisis dinámico.....	49
Figura 3.9 Diagrama de reacciones del eje en el plano XY.....	49
Figura 3.10 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XY - Análisis dinámico..	50
Figura 3.11 Diagrama de momento flector del eje en el plano XY - Análisis dinámico..	50
Figura 3.12 Diagrama de cuerpo Libre del Plano XZ – Análisis dinámico.	51
Figura 3.13 Diagrama de reacciones del eje en el plano XZ.	51
Figura 3.14 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XZ - Análisis dinámico..	52

Figura 3.15 Diagrama de momento flector del eje en el plano XZ - Análisis dinámico. .52	52
Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre para estructura de la máquina.57	57
Figura 3.17 Diagrama de fuerzas para la estructura de la máquina.58	58
Figura 3.18 Diagrama de fuerza cortante para estructura de la máquina.58	58
Figura 3.19 Diagrama de momento flector para estructura de la máquina.59	59

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Normativa austríaca ONORM M7133	3
Tabla 1.2 Propiedades físicas y mecánicas del Cedro.	4
Tabla 1.4 Propiedades físicas y mecánicas de la Acacia.	5
Tabla 1.5 Propiedades físicas y mecánicas del Neem.	5
Tabla 1.6 Propiedades físicas y mecánicas del acero A36	6
Tabla 2.1 Comparación por pares.	12
Tabla 2.2 Análisis porcentual de la importancia de las características.	12
Tabla 2.3 Matriz de decisión.	13
Tabla 3.1 Análisis de elementos finitos para el eje de rotación	67
Tabla 3.2 Análisis de elementos finitos para las cuchillas	70
Tabla 3.3 Análisis de elementos finitos del disco	73
Tabla 3.4 Valores de capital de trabajo	78
Tabla 3.5 Gastos varios del proyecto	78
Tabla 3.6 Ingresos	79
Tabla 3.7 Datos iniciales del caso hipotético de un préstamo	79
Tabla 3.8 Datos de producción por año	79
Tabla 3.9 Flujo de caja	80
Tabla 3.10 Comparación con productos del mercado	81

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1 Vista isométrica de la astilladora de disco

Plano 2 Segmentación de la astilladora

Plano 3 Explosionado de la astilladora

Plano 4 Explosionado del mecanismo

Plano 5 Cotas de la carcasa y el eje

Plano 6 Cotas del disco giratorio y la cuchilla

Plano 7 Cotas de la tolva de alimentación y de evacuación

Plano 8 Cotas del sistema de transmisión de potencia

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Definición del problema

El Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable (CDTS) es un centro de investigación perteneciente a la FIMCP dentro de la Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), ambos lugares se sitúan dentro del Bosque Protector la Prosperina con una amplitud de 560 hectáreas. Al estar dentro de una zona con alta densidad arbórea es necesario realizar actividades de mantenimiento y limpieza para el control de áreas verdes y plagas como la poda y el clareo, generándose residuos lignocelulósicos. El objetivo del CDTS es dar valor agregado a la materia seca recolectada por medio de su transformación en pellets a través de las diferentes etapas como: astillado, secado, molienda y compactado, para realizar estudios de la capacidad calorífica que estos pueden obtener.

El principal obstáculo que se presentó en el CDTS es que no cuentan con una máquina astilladora a nivel de laboratorio que permita realizar de forma sencilla y segura este primer proceso que es el astillado, por lo que se lleva a cabo de forma manual mediante un martillo y cincel, poniendo en riesgo la integridad física del operador. Al recibir un producto con características deficientes con irregularidades, humedad o poco molido, generará que la capacidad calorífica de los pellets no sea eficientes y no se puedan hacer mezclas de tipos de biomasa para analizar si esto influye o no en dicha eficiencia.

Estimaciones realizadas en el campus por personal que trabaja en la institución educativa en el manejo forestal y la encargada de estos estudios, doctora Emérita Delgado, dio a conocer que, cada catorce días reciben un aproximado de 80 kilogramos de biomasa de cuatro principales árboles (20 kilogramos por cada uno) que son el Cedro, Amarillo de Guayaquil, Acacia y Neem; entre un 40% y 50% de la materia entregada se pierde debido a la humedad y el tiempo que se deja almacenado en sacos, puesto que de forma manual solo se ha

logrado astillar entre cinco y diez kilogramos diariamente con una inversión que ronda las diez a doce horas seguidas de trabajo; sumando a esto que las dimensiones de las astillas obtenidas no son uniformes y adecuadas para los procesos siguientes. Entre las principales restricciones presentes en el proyecto se encuentra la dureza de los árboles, debido a que son diferentes especies, sus propiedades mecánicas van a variar entre sí y de esto también dependerá la fuerza de corte aplicada para el astillado.

1.2. Justificación del proyecto

El CDTTS al contar con una máquina astilladora, podrá reducir el tiempo que normalmente se toma en este proceso en al menos un 50%, además de requerir una menor cantidad de trabajadores para procesar toda la madera que recibe el laboratorio. Esto no solo influye en el proceso de astillado, debido a que si se emplea maquinaria especializada para esta actividad se podrán obtener astillas uniformes y menor dimensión (< 45 mm), lo que permite realizar un secado más efectivo (retirar mayor humedad) y en menos tiempo, el retirar más humedad facilita la trituración de este.

Se podrá procesar la totalidad de materia en 2 o 3 días y de esta manera no se desperdiciará la biomasa lignocelulósica que reciben, además de aumentar la variedad de pellets que pueden ser analizados mediante la mezcla de especies arbóreas y su mejor compactación.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar una máquina astilladora para residuos de biomasa lignocelulósica por medio de la aplicación de criterios de ingeniería.

1.3.2. Objetivos Específicos

- 1) Diseñar el sistema de corte para la reducción granulométrica de los residuos de biomasa.

- 2) Dimensionar el sistema de transmisión por medio del análisis de la potencia mecánica necesaria para la rajadora de la biomasa.
- 3) Estimar los costos del equipo por medio de un análisis económico y selección de materiales.

1.4. Marco teórico

En esta sección se presenta un resumen de las propiedades físicas y mecánicas de la biomasa, en particular la influencia de la humedad de la madera en el proceso de corte, diferentes mecanismos empleados para el astillado y propiedades del acero empleado generalmente para la construcción de este tipo de maquinaria. A continuación, se presenta el proceso de astillado y la normativa empleada para definir su tamaño.

1.4.1. Características de la biomasa

El proceso de astillado requerido se basa en seccionar la madera en diferentes pedazos de menor. La normativa austriaca ONORM M7133 establece la clasificación de las astillas en función de su tamaño

Tabla 1.1 Normativa austriaca ONORM M7133

Clase	Porcentaje de la masa de áreas de tamaño relevantes en mm				Valores extremos	
	Máx 20%	60%	Máx 16%	Máx 4%	Sección t (m^2)	Longitud (cm)
G 30 fino	> 16	16-2.8	2.8-1	< 1	3	8.5
G 50 medio	> 31.5	31.5-5.6	5.6-1	< 1	5	12
G 100 grueso	> 63	63-11.2	11.2-1	< 1	10	25

Fuente: Balagué, 2014.

Las bolsas de agua o también denominada madera húmeda son secciones del árbol con mayor porcentaje de humedad relativa y se caracterizan por tener un color oscuro.

La Acacia o Acacia Mangium presenta un porcentaje de humedad de aproximadamente 10% en el duramen (área central del tronco con alto

contenido de humedad), decreciendo este porcentaje a medida que se acerca a la corteza del árbol, (Monge, 2011). El Neem bajo condiciones de temperatura próximas a 20°C, posee una humedad relativa que ronda entre los 15% - 18%, sin embargo, a medida que aumenta su temperatura, este porcentaje desciende (se recomienda un proceso de secado natural de 12 horas o más en un espacio seco para reducir su humedad hasta en un 8%). El secado natural posterior al corte de este tipo de madera es recomendable para poder reducir su humedad en un rango de 8% - 10%, (Rivadeneira, 2017). El Amarillo de Guayaquil posee un rango de humedad similar al Guayacán, próximos al 7% - 8%. Finalmente, el Cedro se caracteriza por poseer una baja densidad en un rango de 490 – 520 kg/m³, en condiciones de humedad al 12%, porcentaje en el que generalmente ronda este tipo de madera.

1.4.2. Propiedades físicas y mecánicas de la biomasa lignocelulósica de estudio en el CDTS y el acero A36.

En las tablas 1.2 a 1.5 se presentan las propiedades físicas y mecánicas de la biomasa lignocelulósica que recibe el CDTS.

Tabla 1.2 Propiedades físicas y mecánicas del Cedro.

Nombre de la especie	Peso específico Volumen verde Peso seco al horno	FLEXIÓN ESTÁTICA					DUREZA MONNIN
		Esfuerzo al límite kg/cm ²	Módulo de ruptura kg/cm ²	Módulo de elasticidad kg/cm ² x1000	Trabajo al límite m-kj/dm ³	Trabajo a la carga máxima m-kj/dm	Test de Monnin 1/mm
Cedro colorado	0.36	320	580	87	0.67	3.5	2

Fuente: Cordero, 1972.

Tabla 1.3 Propiedades físicas y mecánicas del Amarillo de Guayaquil.

Características Tecnológicas							
Nombre de la especie	Densidad básica gr/cm ³	Módulo de elasticidad en flexión kg/cm ²	Módulo de ruptura en flexión kg/cm ²	Compresión paralela (RM) kg/cm ²	Compresión perpendicular (ELP) kg/cm ²	Corte paralelo a las fibras kg/cm ²	Dureza Monnin 1/mm
Amarillo de Guayaquil	0.65	175000	1217	640	105	109	2.4

Fuente: Worldwide Fund, 2012.

Tabla 1.3 Propiedades físicas y mecánicas de la Acacia.

Valores medios de las propiedades de Acacia							
Nombre de la especie	Densidad kg/m ³	Tensión de rotura en flexión N/mm ²	Módulo de elasticidad en flexión N/mm ²	Compresión paralela N/mm ²	Compresión perpendicular N/mm ²	Corte paralelo N/mm ²	Dureza Monnin 1/mm
Acacia	564	89.9	10926	49.5	11.7	11.6	9.5

Fuente: Igartúa, Moreno, Monteoliva, 2017.

Tabla 1.4 Propiedades físicas y mecánicas del Neem.

Valores medios de las propiedades de Acacia							
Nombre de la especie	Densidad media kg/m ³	Resistencia a la flexión estática kg/cm ²	Resistencia a la compresión kg/cm ²	Módulo de la elasticidad Kg/cm ²	Dureza (Ensayo Monnin) 1/mm	Coefficiente de contracción volumétrico	Relación entre contracciones
Neem	560	850	460	90000	2,7	0,22%	1,42%

Fuente: Maderame, 2020.

Tabla 1.5 Propiedades físicas y mecánicas del acero A36

Límite elástico mínimo	Límite de resistencia	Alargamiento relativo mínimo
MPa	Mpa	Probeta de 200 mm (%)
250	400-450	20

Fuente: Metinvest, 2014.

1.4.3. Influencia de la madera húmeda en el proceso de corte

La madera es un tipo de material higroscópico, lo que quiere decir que puede captar cómo ceder humedad del ambiente dependiendo de las condiciones de humedad relativa y temperatura, esto hace que la dinámica de secado de la madera sea todo un proceso y un desafío ya que las propiedades de la madera cambian en función del porcentaje de humedad, esto se traduce a que conforme aumenta la humedad de la madera se reducen sus propiedades mecánicas como la resistencia, por ejemplo, acorde a la norma chilena NCh 1198, la capacidad estructural puede decrecer en más del 50% si la humedad de la madera aumenta tan solo del 12 al 30%, tal como de ilustra en la Figura B.1, (Schwaner, 2004).

La madera tiene la capacidad de contraerse y expandirse tanto en el sentido radial cómo tangencial (es decir, en el sentido de los anillos de crecimiento) y en el sentido de la veta. Esta propiedad recibe el nombre de anisotropía. Cuando la madera se seca, está se contrae a razón de hasta un 8% en el sentido tangencial, un 4% en el radial y un 0.4 % en el de la veta desde el máximo punto o pico de humedad. La humedad y la expansión de la madera en los procesos de corte e industriales debe atenderse, ya que al decrecer las propiedades mecánicas la estructura puede fallar en el punto medio y una contracción excesiva puede provocar agrietamiento y deshilachamiento (PUUINFO, 2020).

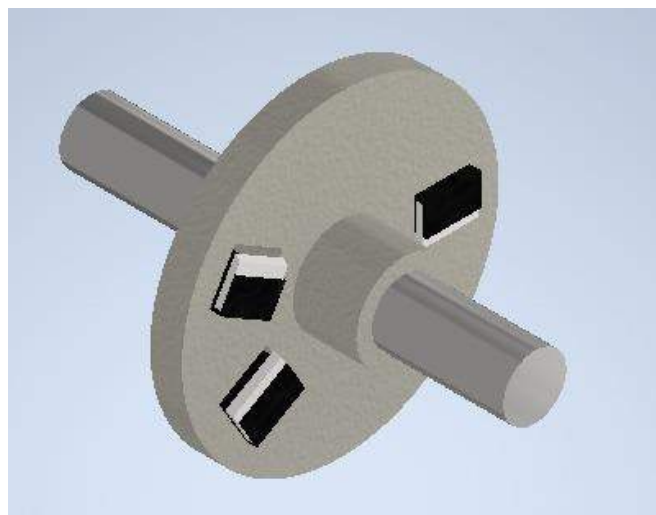
1.4.4. Formas de realizar el astillado

1.4.4.1. Astilladora de disco

El equipo está constituido por un volante en el cual se monta radialmente de dos a cuatro cuchillas. La materia entra en contacto con el disco a un ángulo que se encuentra entre los 30 y 40 grados

formado por el plano del disco y las cuchillas, actuando contra un tope al final de la boca de alimentación, y cortando progresivamente en trozos la madera. La máquina permite cortar astillas con un tamaño entre 0,3 y 6 cm, (Rodríguez, 2019). En la figura 1.2 se presenta el sistema de corte de la astilladora de disco giratorio, específicamente el disco con sus respectivas cuchillas.

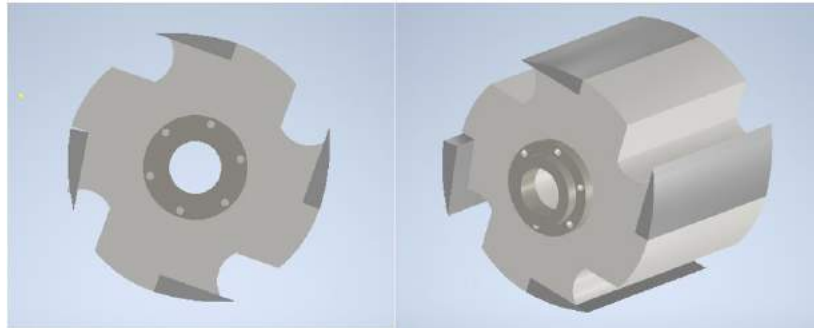
Figura 1.1 Diseño de forma de la cuchilla en una astilladora de disco giratorio.



1.4.4.2. Astilladora de tambor

Este tipo de astilladoras posee mayor potencia que las de disco, y puede trabajar con troncos de mayor cantidad de restos forestales. La herramienta corte empleada posee un cilindro de acero (esto se debe a la dureza de los árboles y la cantidad de materia por astillar) con hasta 12 cuchillas ubicadas en posición tangencial. El resultado obtenido se caracteriza por tener un tamaño más homogéneo, aproximadamente 6,5 cm. La vida útil estimada para las cuchillas que se emplean es de 50 – 100 toneladas procesadas para maderas duras y de 200 – 300 toneladas de madera blanda, (Rodríguez, 2019). La figura 1.3 muestra parte esencial de la astilladora, el tambor giratorio con sus cuchillas.

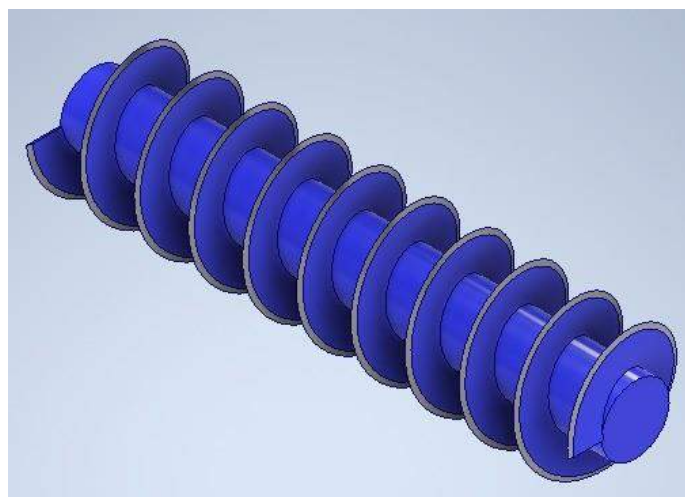
Figura 1.2 Diseño de forma de la cuchilla en astilladora de tambor.



1.4.4.3. Astilladora de tornillo sin fin

Este tipo de astilladora posee en su estructura un tornillo sin fin de dimensiones variables dependiendo del tamaño de troncos o ramas a astillar, su particularidad radica en la forma cónica que posee el sin fin y sus extremos afilados que giran alrededor de un eje. Su aplicación no es tan común como otros tipos de máquinas astilladoras. Sin embargo, tienen la capacidad producir astillas de mayor tamaño que llegan hasta los 8 cm. En la figura 1.4 se presenta el tornillo sin fin con sus cuchillas ubicadas en los filos de sus aristas, (Rodríguez, 2019).

Figura 1.3 Diseño de forma de la cuchilla en astilladora de tornillo sin fin.



CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

El capítulo contempla desde los requerimientos y restricciones dadas por el cliente hasta el proceso de diseño detallado de la alternativa escogida.

2.1. Procedimiento para el diseño

La metodología que se llevó a cabo, detalla en el siguiente diagrama de flujo mostrado en la Figura 2.1.

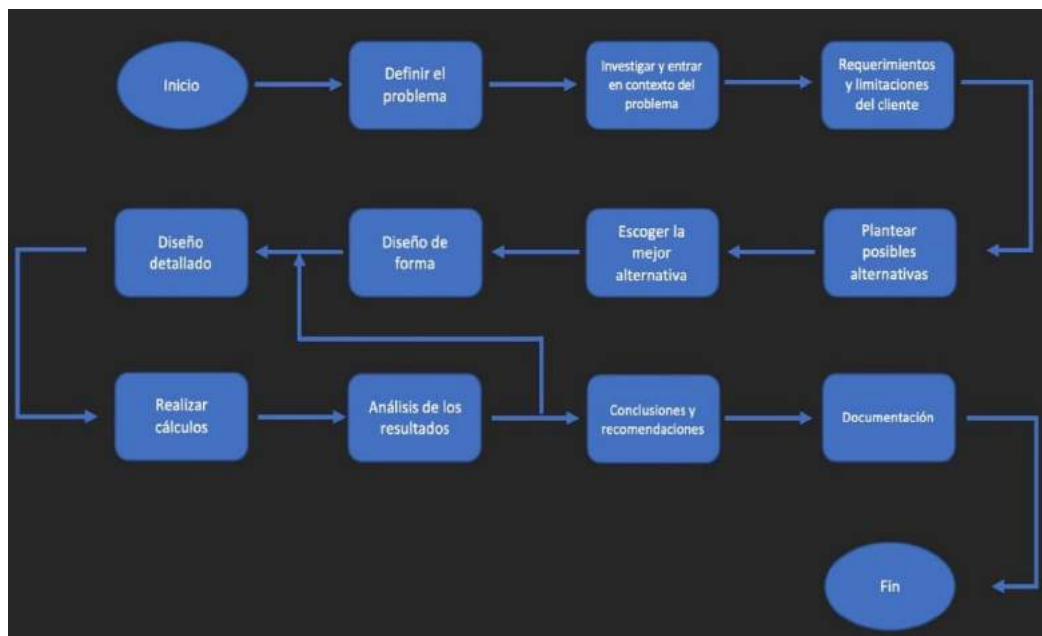


Figura 2.1 Esquema de metodología de diseño.

2.2. Análisis de la alternativa de diseño

Las alternativas se escogieron de acuerdo a las necesidades del cliente. Se realizó una ponderación a los criterios de selección lo que permitió ordenarlos de acuerdo con su nivel de importancia.

Después, se detallaron las distintas alternativas de diseño y se realizó una matriz de selección para encontrar la solución que más se ajuste a las exigencias del usuario.

2.2.1. Criterios de selección

Las dimensiones de la astilladora no deben excederse de 2 m por lado debido a que el espacio en el laboratorio CDTS es reducido. Debe cumplir con la capacidad de astillado de 20 kg en una hora. Las astillas deben estar en el rango de G 50, seleccionado con base al criterio de la norma austríaca ONORM M7133 (Tabla 1.1).

La máquina debe ser fácil de operar, el mantenimiento debe ser intuitivo para el usuario, el corte debe ser realizado dentro de un perímetro seguro, la astilla debe ser expulsada de forma segura y, el costo debe ser competitivo con las demás propuestas en el mercado.

2.2.2. Planteamiento de las alternativas

2.2.2.1. Alternativa #1: Astilladora de disco

Consta de un disco pesado que tiene ubicadas radialmente de dos a cuatro cuchillas. El pedazo de madera entra en contacto con la cuchilla en un ángulo de incidencia de 30° a 45° con referencia al plano del volante, los cortes se realizan consecutivamente obteniendo así astillas de tamaño que pueden oscilar entre 0,3 y 4,5 cm. Las cuchillas son intercambiables y también se las puede volver a afilar.

2.2.2.2. Alternativa #2: Astilladora de tambor

Es una astilladora de mayor tamaño y de mayor potencia que produce astillas de dimensiones heterogéneas. Por lo general es un cilindro con cuchillas ubicadas longitudinalmente en su superficie, lo

que la hace apta para trabajar con cualquier residuo forestal, ya sea este madera blanda o dura.

2.2.2.3. Alternativa #3: Astilladora de tornillo sin fin

El tornillo sin fin de forma cónica tiene la arista afilada, que es la que produce el corte en la madera. De estas máquinas hay poca información en el mercado, pueden astillar árboles enteros y producir astillas grandes de hasta 8 cm.

2.2.3. Criterios de diseño

- a. Espacio que ocupa (menor o igual a 2 metros por cada lado).
- b. Fácil de operar (***el operador no requiera recibir capacitación especializada***)
- c. Fácil mantenimiento (***utilizando únicamente un manual o instructivo de mantenimiento detallado de cada pieza o mecanismo***).
- d. Precio asequible (***< US\$5000***).
- e. Tamaño de astilla (***por la normativa austriaca ONORM M7133 debe ser G50, con sección transversal máximo de 5 cm² y longitud de 12 cm***)

2.2.4. Comparación por pares

Permite comparar cada criterio con los demás y así darle una ponderación a cada uno de ellos.

En las celdas se ingresa un número de 0 a 2, donde 2 es de alta importancia, 1 media importancia, y 0 poca importancia. En la diagonal no se ingresa valor alguno, debido a que, no se puede comparar el criterio consigo mismo, por último, se suma cada fila para obtener la importancia de los criterios.

Tabla 2.1 Comparación por pares.

Criterios de selección	A	B	C	D	E	Calificación
A	***	2	1	1	1	5
B	1	***	1	1	1	4
C	1	2	***	1	1	5
D	1	1	1	***	1	4
E	1	1	1	1	***	4

A continuación, se listan los criterios de diseño de acuerdo a la mayor calificación y se calcula el porcentaje.

Tabla 2.2 Análisis porcentual de la importancia de las características.

Criterios de diseño	Calificación	Porcentaje de la puntuación
Espacio que ocupa	5	22,73 %
Fácil de dar mantenimiento	4	18,18 %
Fácil de operar	5	22,73 %
Precio asequible	4	18,18 %
Tamaño de astilla	4	18,18 %

Matriz de decisión para seleccionar la alternativa más acorde a la problemática

Tabla 2.3 Matriz de decisión.

	Espacio que ocupa	Fácil de dar mantenimiento	Fácil de operar	Precio competitivo	Tamaño de astilla	Resultados
Grado de ponderación	22,73 %	18,18 %	22,73 %	18,18 %	18,18 %	100%
Astilladora de disco	3	3	3	3	3	15
Astilladora de tambor	1	3	3	2	2	11
Astilladora de tornillo sin fin	3	3	3	2	1	12

Se utilizó una calificación del 1 al 3, siendo 1 la calificación más baja y 3 la más alta. A partir de la Tabla 2.3 se determinó que la alternativa #1 es la mejor solución.

2.2.5. Descripción de la alternativa seleccionada

Alternativa #1: Astilladora de disco

La astilladora de disco produce astillas de gran calidad a bajo costo a partir de troncos pequeños, debido a la tolva de alimentación de esta alternativa se garantiza un amplio volumen de alimentación, siendo fácil cumplir con el requerimiento de 20 kg en el lapso de una hora. El diseño de la astilladora de disco se caracteriza por su forma compacta, ideal para caber en espacios reducidos y para su desplazamiento y transportación, además de que es de fácil mantenimiento e instalación. El material recomendado para las cuchillas en este tipo de astilladoras es el acero D2 debido a que posee una gran resistencia al desgaste y abrasión al que están expuestas por el roce con la madera, presenta una buena estabilidad durante los tratamientos térmicos y puede alcanzar una dureza templada de hasta 60 HRC, su límite elástico de compresión se encuentra entre 275 Kpsi (1900 MPa) y 312 Kpsi (2150 MPa) en función de la dureza. (PAULO, 2018).

2.2.6. Diseño de forma

En la Figura 2.7 y Tabla 2.4 se presentan las partes de la alternativa seleccionada para el diseño, junto a una breve descripción de cada una.

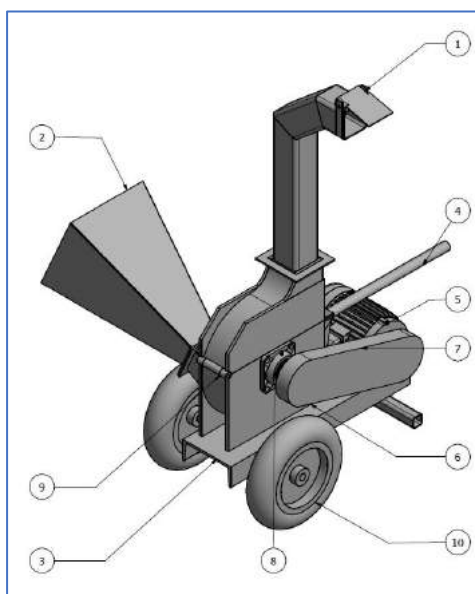


Figura 2.2 Diseño de forma de astilladora de disco.

Tabla 2.4 Lista de componentes y su descripción.

Lista de piezas			
Elemento	Cantidad	Nombre de pieza	Descripción
1	1	Ducto de descarga	Ducto rectangular por el cual sale el producto terminado
2	1	Tolva de alimentación	Tolva de alimentación por donde se introduce la materia prima
3	1	Estructura de la máquina	Estructura principal a la que se sujeta los demás componentes
4	1	Timón de la máquina	Tubo circular que permite el control de la máquina al moverla
5	1	Motor eléctrico	Encargado de suministrar la potencia necesaria de operación
6	2	Poleas	Elementos de transmisión de potencia
7	1	Protector de bandas y poleas	Protección para los elementos de transmisores de potencia

8	2	Chumaceras y rodamientos	Cojinetes para asentamiento y movimiento del eje de accionamiento de las cuchillas de corte
9	4	Cuchillas de corte	Cuchillas encargadas del corte y aislamiento de los troncos de madera
10	2	Llantas de caucho	Garruchas encargadas de permitir el desplazamiento de la máquina

2.3. Diseño detallado

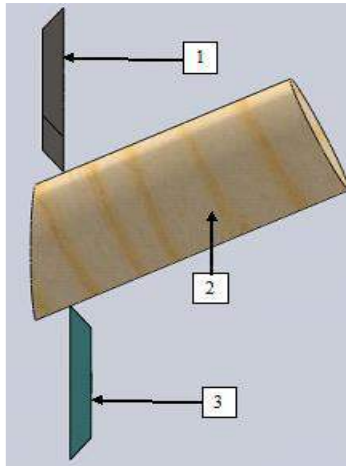
En esta sección se explican los cálculos que se realizaron para determinar los componentes críticos de nuestra alternativa escogida y dimensionar las capacidades de producción, así como determinar la potencia del motor y la fuerza de corte a partir del tipo de madera seleccionada.

2.3.1. Diseño de disco y cuchillas de corte

Es importante recalcar, que se tomará en cuenta el acero A36 por sus propiedades mecánicas y su facilidad para ser adquirida en el mercado local para el diseño del disco. Asimismo, se asumirá el acero D2 para el diseño de las cuchillas de corte debido a su alta resistencia al desgaste.

En la Figura 2.8 se presenta una sección de la biomasa lignocelulósica con dos cuchillas de corte con el propósito de mostrar cómo se realiza el proceso dentro de la máquina. Las secciones 1 y 3 representan las cuchillas dinámicas en el sistema de corte y la sección 2 el tronco en el que se efectuará el corte.

Figura 2.8 Esquema del proceso de corte.



Los requerimientos principales para el diseño del disco de rotación y cuchillas de corte están en función de las propiedades y características de la madera, como la Acacia, Amarillo de Guayaquil, Neem y Cedro, la capacidad de producción y las dimensiones máximas de los troncos a astillar, con base a estos parámetros se podrá determinar la fuerza de corte necesario y el momento producido en las cuchillas.

$$\sigma_m = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

σ_m : Esfuerzo de corte de la madera

F_c : Fuerza de corte producidas en las cuchillas y requerida para realizar el corte.

A_c : Área de corte transversal de los trozos de madera.

$$M_c = F_c * r_c \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

M_c : Momento producido en la cuchilla por la fuerza de corte.

r_c : Radio de giro de la cuchilla considerado desde el centro del disco hasta el punto medio de la cuchilla.

Para convertir las unidades al volumen por hora requerido para la producción, se lo divide para la densidad de la biomasa lignocelulósica a astillar.

$$Q_r = \frac{Q}{\rho} \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde:

Q : Caudal requerido por el cliente

ρ : Densidad de la biomasa lignocelulósica

La velocidad de giro del disco y cuchillas necesarias se calculan con base al caudal de producción que se requiere, a partir de la siguiente expresión. (Armas, 2015).

$$Q_r = (V_m * N * u) * \frac{1}{f} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

Q_r : Caudal de producción por hora requerido

V_m : Volumen de madera residual desalojado

N : Número de revoluciones necesarias para el caudal requerido

u : Número de cuchillas del disco

f : Factor de volumen adicional (ramas, hojas)

El volumen de la madera residual desalojada se la obtiene a partir de la siguiente ecuación que se asemeja a la de taladrado.

$$V_m = \frac{D_t^2 * \pi}{4} * e \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde:

D_t : Diámetro máximo de los troncos de madera a utilizar

e : Espesor de la cuchilla de corte

El diámetro de disposición de las cuchillas tiene que ser un levevemente superior al diámetro máximo de los troncos de madera, se asume un valor de un 20 % por encima del diámetro del material a utilizarse, el diámetro externo del disco ya es a conveniencia del diseñador (Hellström, 2010). El ángulo de corte de las cuchillas tiene que asegurar que realice el menor esfuerzo de corte posible para reducir la demanda de potencia y ser más eficiente el sistema, varios estudios y diseños han determinado que un ángulo entre los 30 y 45° es óptimo para las cuchillas de corte, (Hellström, 2010). Para el diseño del disco se debe definir la resistencia de diseño, resistencia mínima en la parte crítica y resistencia a la compresión requerida.

La resistencia de diseño se obtiene por:

$$R_d = \emptyset * R_n \quad \text{Ec. 2.6}$$

Donde:

R_d : Resistencia o esfuerzo de diseño

\emptyset : Factor de resistencia menor que la unidad

R_n : Resistencia nominal a la fluencia del material

La resistencia mínima en la parte crítica se la calcula con la siguiente fórmula:

$$R_n = C * d * t * F_u \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde:

F_u : Límite elástico mínimo

C: Factor de deformación

d: diámetro de agujeros para pernos de sujeción

t: Espesor del disco

R_n : Limite elástico

La resistencia a la compresión requerida se obtiene por:

$$P_u = 1.6 * F_c \quad \text{Ec. 2.8}$$

Para que el diseño sea adecuado se debe cumplir la siguiente desigualdad.

$$P_u \leq R_d \quad \text{Ec. 2.9}$$

Teniendo la fuerza de corte " F_c " se procedió a obtener el esfuerzo crítico haciendo uso de la ecuación de pandeo de Euler y la relación de esbeltez. (Armas, 2015)

$$\sigma_e = \frac{C * \pi^2 * E}{\left(\frac{l}{R_g}\right)^2} \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$R_g = \sqrt{\frac{I}{A_t}} \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$A_t = w_c * e_c \quad \text{Ec. 2.12}$$

$$I = \frac{w_c * e_c^3}{12} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

σ_e : Esfuerzo de Euler

l : Longitud de la cuchilla

E : Módulo de elasticidad del material de la cuchilla

C : Condición de apoyo

R_g : Radio de giro de la cuchilla

I : Inercia de la geometría de la cuchilla

A_t : Área transversal de la cuchilla

w_c : Ancho de la cuchilla

e_c : Espesor de la cuchilla

Reemplazando las ecuaciones anteriores en la expresión de esfuerzo de Euler se tiene:

$$\sigma_e = \frac{e_c^2 * C * \pi^2 * E}{12 * l^2} \quad \text{Ec. 2.14}$$

La resistencia de tensión del material seleccionado se define como el esfuerzo admisible del material para reducir la madera.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{F_s} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Reemplazado se tiene que el esfuerzo admisible es igual a:

$$\sigma_{adm} = \frac{e_c^2 * C * \pi^2 * E}{12 * l^2 * F_s} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

σ_{adm} : Esfuerzo admisible del material de las cuchillas

F_s : factor de seguridad de las cuchillas

$$\sigma_{adm} = \frac{F_c}{w_c * e_c} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Sustituyendo y reemplazando las ecuaciones mostradas se llega a que el espesor de las cuchillas debe ser función de:

$$e_c = \sqrt[3]{\frac{12 * F_c * l^2 * F_s}{w_c * E * C * \pi^2}} \quad \text{Ec. 2.18}$$

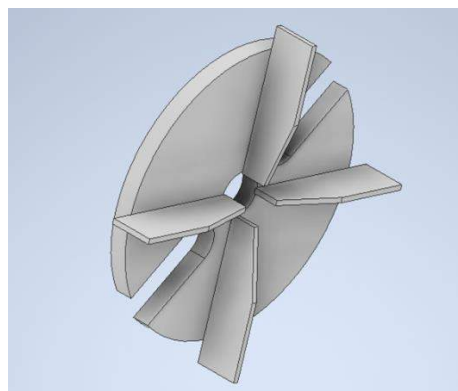


Figura 2.3 Diseño del disco.

2.3.2. Diseño de eje del disco

Para diseñar el eje, se tomará en consideración usar el acero AISI 1018 o el acero AISI 1020, debido a que son aceros de transmisión.

El torque producido en el disco se lo encuentra con la siguiente función.

$$T_D = F * r_D \quad \text{Ec 2.19}$$

Así mismo, se calcula la potencia requerida con la fórmula de la potencia.

$$P = T * \omega \quad \text{Ec 2.20}$$

La fuerza producida en la polea conducida que ayuda a girar al eje se calcula igualando el torque producido en el disco con el torque producido en la polea.

$$F_P = \frac{F * r_D}{r_P} \quad \text{Ec 2.21}$$

Se descomponen las fuerzas en los diferentes planos para hallar, mediante una sumatoria de fuerza y, una sumatoria de momentos las reacciones producidas en los apoyos.

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec 2.22}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec 2.23}$$

Además, se calcula el momento resultante en las distancias donde el momento toma valores más grandes para poder saber en qué sección hay que enfocar el cálculo del diámetro del eje.

$$M_A = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad \text{Ec 2.24}$$

Para el diseño del eje de rotación del disco se consideran cargas dinámicas. Se obtiene el diámetro a partir de la ecuación de Goodman mostrada a continuación, (Norton, 2011).

$$D = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Dónde:

D: Diámetro mínimo del eje

N_f : Factor de seguridad

M_a : Momento de flexión amplitud

M_m : Momento de flexión medio

S_e : Límite de fatiga del eje corregido

T_a : Momento de torsión amplitud

T_m : Momento de torsión medio

S_{ut} : Esfuerzo cortante máximo

En adelante, se calcula el límite de resistencia corregido

$$S_e = C_A * C_T * C_S * C_{TE} * C_R * S_e' \quad \text{Ec 2.26}$$

Donde:

C_A : Factor de corrección de carga

C_T : Factor de corrección de tamaño

C_S : Factor de corrección de superficie

C_{TE} : Factor de corrección de temperatura

C_R : Factor de corrección de confiabilidad

S_e' : Límite de resistencia sin corregir

La resistencia a la fatiga corregida se ajusta a las condiciones del material usado para el eje utilizando los siguientes factores:(Norton, 2011)

$$S_f = C_A * C_T * C_S * C_{TE} * C_R * S_f^* \quad \text{Ec. 2.27}$$

Dónde:

C_A : Factor de ciclo de trabajo (1.0, siempre para esfuerzos combinados)

C_T : Factor de tamaño

C_S : Factor de superficie (0.8 para ejes mecanizados)

C_{TE} : Factor de temperatura (1.0 para -70°F - 400°F)

C_R : Factor de confiabilidad (0.897 – 90% de confiabilidad)

S_f^* : Resistencia a la fatiga sin corregir

Además, considerando los factores de concentración de esfuerzos para flexión y torsión para el caso de chaveteros se tiene:

$$K_t = K_{ts} = 4 \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s * (K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 2.30}$$

También, considerar que las chavetas tienen las esquinas relativamente puntiagudas (< 0.2 *in de radio*), igual que los chaveteros. (Norton, 2011, p. 436).

Los esfuerzos presentes a los que estará sometido el eje serán de flexión y torsión y viene dado por las ecuaciones.

$$\tau_a = K_{fs} * \frac{T_a * r}{J} \quad \text{Ec. 2.31}$$

$$\tau_m = K_{fsm} * \frac{T_m * r}{J} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Donde:

$K_{fs} \wedge K_{fsm}$: Factores de concentración de esfuerzos de torsión para fatiga

$T_a \wedge T_m$: Torque alternante y Torque medio aplicados

J : Momento polar de inercia

r : Radio de aplicación del torque

$$\sigma_a = K_f * \frac{M_a * c}{I} \quad \text{Ec. 2.33}$$

$$\sigma_m = K_{fm} * \frac{M_m * c}{I} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde:

$K_f \wedge K_{fm}$: Factores de concentración de esfuerzos de flexión para fatiga

$M_a \wedge M_m$: Momento alternante y momento medio aplicados

I : Momento de inercia

c : Radio del eje

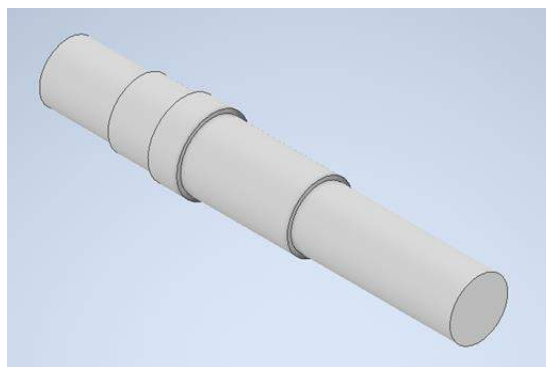


Figura 2.4 Diseño del eje de rotación del disco de corte.

2.3.3. Diseño de estructura de la máquina

Para la estructura de la máquina deben definirse los tipos de cargas a los que va a estar expuesta, estas serían las cargas permanentes y localizadas.

Las cargas permanentes se conforman por el peso de los diferentes elementos y componentes estructurales y por los pesos de los elementos que se encuentran permanentemente unidos a la estructura. Las cargas localizadas por su parte varían en magnitud y en localización, y se deben al peso de los elementos u objetos que se encuentran sobre la estructura debido a su uso, para este caso las cargas localizadas vienen dadas por el peso de los troncos.

La selección de los perfiles que soporten el peso de las cargas se evalúa respecto al momento máximo a flexión del material y al factor de seguridad que se determine adecuado, de la siguiente forma.

$$\sigma_{dis} = \frac{\sigma_{adm}}{\eta} \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$W_f = \frac{M_f}{\sigma_{dis}} \quad \text{Ec. 2.36}$$

Donde:

W_f : Esfuerzo máximo

M_f : Momento máximo de flexión.

σ_{adm} : Resistencia máxima de fluencia del material

σ_{dis} : Esfuerzo de diseño

η : Factor de seguridad

El momento se lo obtuvo a partir de los diagramas fuerza cortante y momento flector con un esquema de una barra con apoyos simples en los extremos y carga distribuida uniformemente.

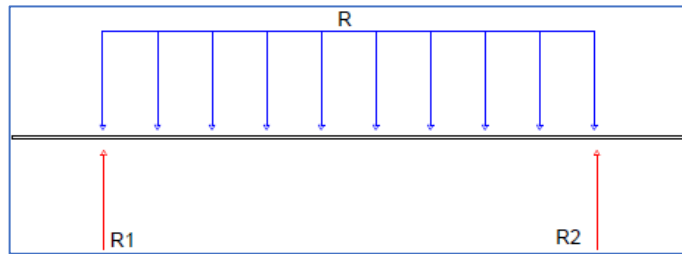


Figura 2.5 Esquema DCL barra simplemente apoyada con fuerza puntual en el centro y distribuida.

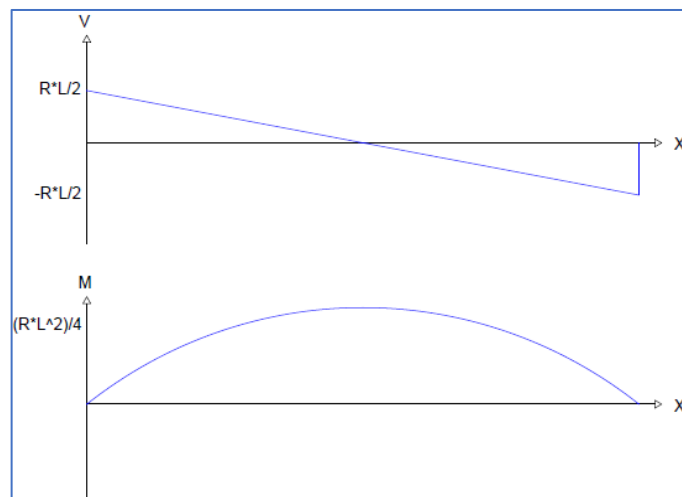


Figura 2.6 Esquema de diagrama de fuerza cortante y momento flector para carga distribuida.

Para el caso específico de una barra simplemente apoyada como la estructura sobre los rodamientos, las reacciones se calculan por sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\sum F = 0 \quad \text{Ec. 2.37}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec. 2.38}$$

$$R1 = R2 = \frac{R}{2} \quad \text{Ec. 2.39}$$

Al hallar fuerza cortante del diagrama, se toma a la misma como positiva cuando se ejerce la fuerza por arriba del eje de referencia y su valor se

define como la sumatoria de las fuerzas verticales exteriores que actúan sobre una determinada sección. (Singer & Pytel, 1994).

$$V = (\sum Y)_{izq} \quad \text{Ec. 2.40}$$

Por su parte, el momento flector es el área bajo la curva de la fuerza cortante y se toma como positivo cuando el momento que se ejerce está por debajo del eje de referencia, su valor se define como la sumatoria de todos los momentos que actúan sobre una sección. (Singer & Pytel, 1994)

$$M = (\sum M)_{izq} = (\sum M)_{der} \quad \text{Ec. 2.41}$$

2

2.3.4. Diseño de tolva de alimentación

Para el diseño de la tolva de alimentación se utiliza la norma UNE-EN 2006, para la cual se define las restricciones respecto a la geometría, para la cual se debió considerar que la tolva será cargada manualmente por un operador, mientras que para la salida de la tolva se tiene como restricción el diámetro del disco de corte.

Se consideró que se requiere una tolva con una capacidad de almacenamiento de 0.5 m³. Con base a este valor se determina de forma aleatoria el diámetro equivalente de la tolva para proceder a obtener las demás dimensiones acorde a las siguientes fórmulas. (Sons, 2006).

$$V = \text{volumen de la seccion variable} + \text{volumen de la seccion recta}$$

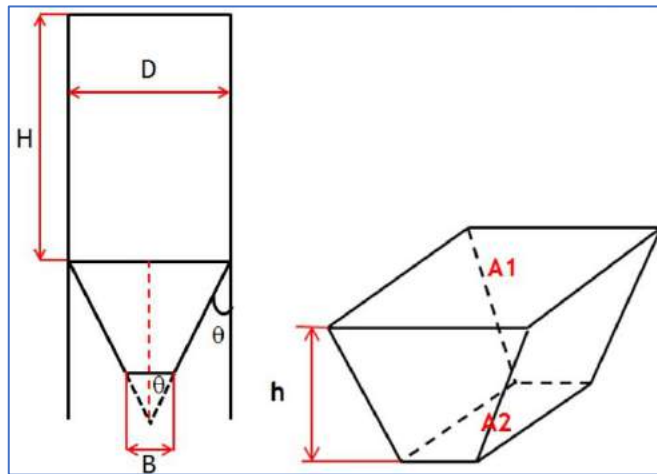


Figura 2.7 Esquema de secciones para diseño de tolva.

$$V_{sr} = H * D * L \quad \text{Ec. 2.42}$$

$$V_{sv} = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) \quad \text{Ec. 2.43}$$

La altura de la sección variable se obtiene por:

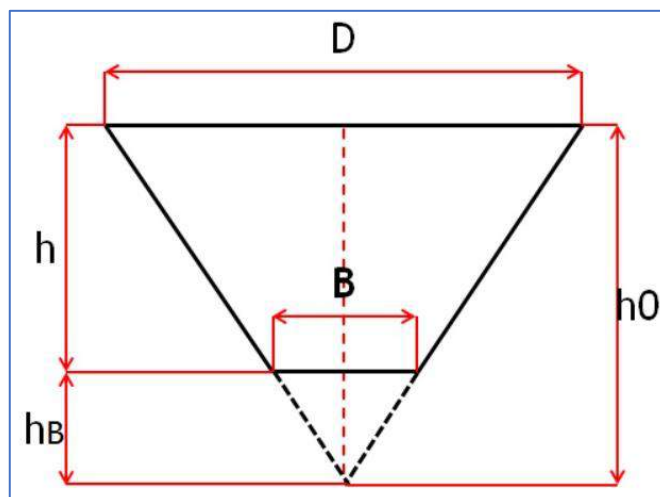


Figura 2.8 Esquema de sección variable para diseño de tolva.

$$h_0 = \frac{\frac{D}{2}}{\tan\theta} \quad \text{Ec. 2.44}$$

$$h_B = \frac{\frac{B}{2}}{\tan\theta} \quad \text{Ec. 2.45}$$

Conocida la geometría de la tolva, es posible determinar los esfuerzos horizontales y verticales de la siguiente manera:

$$P_v = \frac{\rho * g * D}{4 * \mu * K} * \left(1 - e^{-\frac{4 * z * \mu * K}{D}}\right) \quad \text{Ec. 2.46}$$

$$P_w = K * P_v \quad \text{Ec. 2.47}$$

Donde K es el valor mayor de las siguientes igualdades.

$$K = 0.4$$

$$K = \frac{1 - \text{sen}\delta}{1 + \text{sen}\delta} \quad \text{Ec. 2.48}$$

$$K = \frac{1 - \text{sen}^2\delta}{1 + \text{sen}^2\delta} \quad \text{Ec. 2.49}$$

Donde:

P_v : Presión en el fondo de la tolva

P_w : Presión en las paredes de la tolva

ρ : Densidad del material

g : gravedad

D : Diámetro equivalente mayor de la tolva

μ : Coeficiente de fricción

z : Altura de la tolva

δ : Angulo efectivo de fricción interna

Para obtener el espesor de las paredes de la tolva se tiene una relación entre la presión en las paredes de esta y el esfuerzo admisible del material de diseño elegido.

$$t = \frac{P_w * r}{\sigma} \quad \text{Ec. 2.50}$$

Donde:

t : Espesor de la pared de la tolva

r : Radio hidráulico

σ : Esfuerzo admisible del material

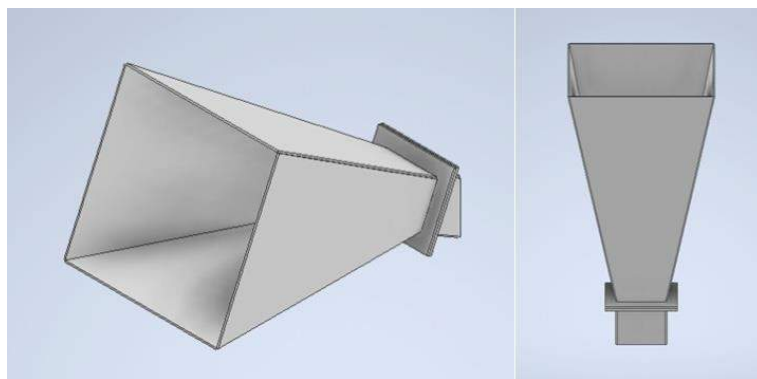


Figura 2.9 Diseño de la tolva de alimentación.

2.4. Selección de componentes principales

2.4.1. Selección de motor eléctrico

La selección de motor se debe realizar en función de la potencia requerida por los discos y las cuchillas de corte necesaria para triturar la madera. Además, se debe de considerar y compensar las pérdidas de potencia producto de los distintos elementos mecánicos y las pérdidas producto de la fricción y el calor. (Norton, 2011)

$$P_{motor} = \frac{P_{maquina}}{\eta_{motor} * \eta_{sist.poleas}^2 * \eta_{pérdidas}} \quad \text{Ec. 2.51}$$

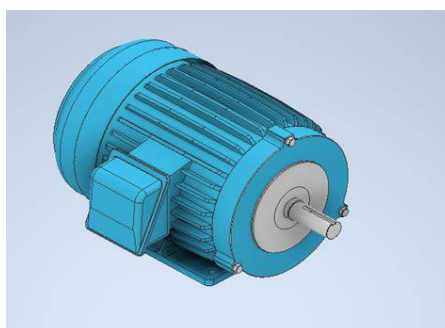


Figura 2.10 Motor eléctrico.

2.4.2. Selección de bandas y poleas

Para seleccionar las poleas del sistema de transmisión se usó el catálogo de INTERMEC SA, en donde se obtuvo el factor de servicio y los distintos parámetros para la selección de los diámetros de las poleas, canales, dientes y número. Las tablas A3, A4, A5 y A6 son las requeridas para el diseño y selección del sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas, (INTERMEC, 2015).

Potencia de diseño

$$P_d = H_p \text{ del motor} * FS \quad \text{Ec. 2.52}$$

Tipo o perfil de la correa

Con la velocidad de giro del eje en el que rota el volante y con una potencia de diseño en HP (horse power), se selecciona una banda de alta capacidad

Diámetro la polea conductora o polea motriz

Diámetro mínimo recomendado para la polea motriz, con la potencia y velocidad de giro del motor determinado

Cálculo de la polea conducida o de la máquina

$$D = d * \text{relacion de velocidad} \quad \text{Ec. 2.53}$$

Cálculo de la distancia entre centro recomendada

$$C = 1.5 * (D + d) \quad \text{Ec. 2.54}$$

Número de ranuras

$$\#de\ ranuras = \frac{potencia\ de\ diseño}{capacidad\ de\ transmisión * factor\ de\ corrección} \quad \text{Ec. 2.55}$$

Cálculo de la longitud de la banda

$$L_p = (2 * C) + 1.57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. 2.56}$$



Figura 2.11 Sistema de bandas y poleas.

2.4.3. Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se considera el procedimiento expuesto por el catálogo NTN.

Dado el caso particular como el que se tiene, en el cual solo existe carga radial sobre el eje se simplifica el proceso de selección de rodamientos en función únicamente de la capacidad básica de carga dinámica.

$$C_r = \left[\frac{60 * N * L_{10h}}{10^6} \right]^{\frac{1}{p}} * Pr \quad \text{Ec. 2.57}$$

Donde:

Cr: capacidad básica de carga dinámica

N: Velocidad de giro

L10h: Vida nominal básica en función al tipo de aplicación para los rodamientos

Pr: Carga radial dinámica equivalente

p: Rodamiento de bolas = 3

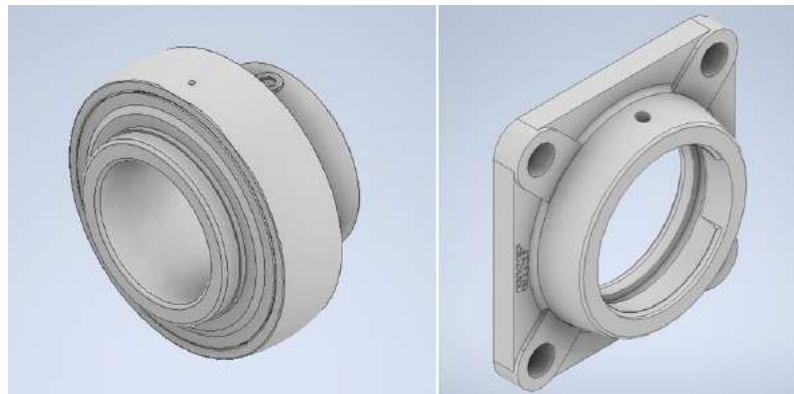


Figura 2.12 Chumacera y rodamientos seleccionados.

2.5. Tamaño de las astillas de madera

Al ser un proceso de mecanizado distinto a los conocidos convencionalmente no se puede calcular con precisión las dimensiones de la astilla. Sin embargo, se asumirán los parámetros básicos de una operación de torneado para tener una breve idea de las dimensiones de la astilla.

Para el ancho de viruta a_w (mm) se tiene la siguiente fórmula:

$$a_w = \frac{a_p}{\sin k_r} \quad \text{Ec. 2.58}$$

Donde:

a_p : Profundidad de pasada en mm

k_r : Ángulo de posición

La sección de viruta s_c (mm²) se la calcula con la siguiente ecuación:

$$s_c = a_c * a_w \quad \text{Ec. 2.59}$$

Donde:

a_c : Espesor de corte en mm

Hay que recordar que existen varios factores que pueden modificar el tamaño de la astilla como, por ejemplo:

- El espesor de la astilla es siempre proporcional a su largo

- El ángulo de ataque de la cuchilla
- La velocidad de corte
- El filo de las cuchillas

2.6. Simulación y validación del diseño de elementos mecánicos

Adicional al diseño de la estructura y los componentes de corte también se realizó su respectivo análisis y validación mediante simulación con el software Autodesk Inventor Professional 2022 Versión Estudiantil, para corroborar que los diseños y factores de seguridad estimados se encuentren dentro de un rango de confianza. Los elementos mecánicos como disco, cuchillas de corte y eje de transmisión serán analizados por análisis de carga mediante la metodología de elementos finitos que ofrece el software mencionado.

2.7. Normativas para la selección de materiales

Cabe considerar que se hizo uso de las normas más conocidas localmente que son la norma ASTM (American Society for Testing and Materials) y la norma AISI (American Iron and Steel Institute).

El material elegido principalmente para el disco y las cuchillas de corte es el acero AISI D2 con su equivalente ASTM A 681, dentro de sus propiedades químicas es un acero para herramientas con alto contenido de carbono y cromo y dentro de sus propiedades mecánicas tiene una alta resistencia al desgaste por abrasión, a la compresión y excelentes propiedades al endurecimiento y resistencia al revenido.

2.8. Análisis de costos y financiero

El análisis de costos y financiero son herramientas con las que se suele identificar cuáles son los recursos necesarios para llevar a cabo un proyecto y si este es rentable en un futuro. Las astillas de madera suelen encontrarse en aplicaciones directamente de combustión o como materia prima para la elaboración de pellets.

Los parámetros que se tomaron para la realización del análisis económico y que se explican a detalle en el siguiente capítulo se enlistan en la tabla 2.5.

$$P_e = \frac{CF}{PV_u - CV_u} \quad \text{Ec. 2.60}$$

Donde:

P_e : Punto de equilibrio

CF : Costos fijos de producción

PV_u : Precio de venta unitario

CV_u : Costo variable unitario

Tabla 2.5 Análisis de costos.

Parámetros de estudio para el análisis de costos	
Clasificación del parámetro	Descripción del parámetro
Activos fijos	Astilladora de madera Motor eléctrico
Gastos de trabajo	Insumos Mano de obra Recursos humanos
Proyección anual (presupuesto para inicio de operación)	Demanda real Producción real de astillas
Mantenimiento y reparación	Equipo técnico y herramientas
Gastos de capacitación	Capacitación
Gastos de personal	Operador de astilladora Supervisor

Una vez que se ha obtenido todos los gastos estimados de operación y producción se hace uso de las herramientas del TIR (Tasa interna de retorno), VAN (Valor Actual Neto) que permiten visibilizar que el proyecto es íntegramente rentable. Para que este proyecto se considere rentable el VAN debe ser superior a cero en un plazo de estudio que para este caso se establece de 5 años. Por otra parte, la función del TIR indicará la tasa de recuperación de la inversión inicial. Por tanto, en cuanto menor sea el TIR, más rentable es el proyecto. La ecuación

que se ha considerado para la obtención de estos indicadores se detalla a continuación.

$$VAN = \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+TIR)^n} - I = 0 \quad \text{Ec. 2.61}$$

Donde:

Q_n : Flujo neta de caja en un periodo n

n: Número de periodos

I: Valor de inversión inicial

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1. Diseño del disco y cuchillas

En primer lugar, se asumirá las medidas de las cuchillas siendo el alto 600 mm, el largo 1000 mm, el espesor 5 mm, y el diámetro para los pernos que sujetarán las cuchillas son de 8 mm.

3.1.1. Cálculos de diseño para el disco.

Tomando el máximo valor de esfuerzo de corte paralelo de las maderas antes mencionadas se tomó el valor de la Acacia (Tabla 4) para la obtención de la fuerza de corte.

$$F_c = \sigma_m * A_c$$

$$F_c = 11.6 \frac{N}{mm^2} * (5 mm * 100 mm)$$

$$F_c = 5800 N$$

El momento de corte de la cuchilla se lo obtuvo a partir de la fuerza calculada y en función del radio de giro, que se determinó idóneo en 9 cm.

$$M_c = 5800 N * 0.09 m = 522 N * m$$

La velocidad de giro del disco se calcularon a partir de la ecuación 2.3 en base al caudal de producción que de 20 kg/h, pero antes se calcula el volumen residual del material mediante la expresión 2.4

$$V_m = \frac{D_t^2 * \pi}{4} * e = \frac{(100 mm)^2 * \pi}{4} * 5 mm$$

$$V_m = 3.93 * 10^{-5} m^3$$

$$Q_r = \frac{20 \frac{kg}{h}}{564 \frac{kg}{m^3}} = 0.035 m^3/h$$

$$N = \frac{Q_r * f}{V_m * u} = \frac{0.035 \text{ m}^3 * 0.5}{3.93 * 10^{-5} * 3} = 148.43 \approx 150 \text{ RPM}$$

La resistencia de diseño nominal se obtiene considerando F_u igual a 1900 MPa con respecto a la resistencia de fluencia del acero AISI D2 y el factor de corrección igual a 3. Luego, se calcula la resistencia de diseño, asumiendo un factor de resistencia ϕ de 0.75.

$$R_n = C * d * t * F_u$$

$$R_n = 3 * 8 \text{ mm} * 5 \text{ mm} * 250 \text{ MPa}$$

$$R_n = 30 \text{ kN}$$

$$R_d = \phi * R_n$$

$$R_d = 0.75 * 30$$

$$R_d = 22.5 \text{ kN}$$

La resistencia a la compresión requerida se la calcula de la siguiente manera:

$$P_u = 1.6 * F_c$$

$$P_u = 1.6 * 5.8 \text{ kN}$$

$$P_u = 9.28 \text{ kN}$$

Para que el diseño sea factible debe cumplir con la siguiente condición:

$$P_u \leq R_d$$

$$9.28 \text{ kN} \leq 22.5 \text{ kN}$$

Bajo estas condiciones el diseño del disco giratorio porta-cuchillas es confiable con un espesor de 5mm. Sin embargo, luego del análisis de

elementos finitos puede que haya la necesidad de modificar el espesor del disco. Se vale aclarar que, la condición del diámetro del perno también puede variar, no obstante, esto no cambiara el resultado dado el amplio margen de diferencia entre la resistencia de diseño y la resistencia requerida.

3.1.2. Cálculos de diseño para las cuchillas

Para calcular el esfuerzo en las cuchillas se hace uso de la ecuación de Euler y la relación de esbeltez, para esto primero hay que calcular el radio de giro de la cuchilla mediante su momento de inercia y se área transversal.

Mediante la ecuación 2.12 se obtiene el área de acción a través del ancho y largo de la cuchilla.

$$A_t = w_c * e_c = 0.06 \text{ m} * 0.005 \text{ m} = 0.0003 \text{ m}^2$$

El momento de inercia se obtiene en función de las mismas variables, pero mediante el uso de la expresión 2.13 detallada anteriormente.

$$I = \frac{w_c * e_c^3}{12} = \frac{0.06 \text{ m} * (0.005 \text{ m})^3}{12} = 6.25 * 10^{-10} \text{ m}^4$$

Por tanto, el radio de giro es:

$$R_g = \sqrt{\frac{6.25 * 10^{-10}}{0.0003}} = 0.00144 \text{ m}$$

Reemplazando los valores ya obtenidos en la ecuación 2.10 se obtiene que el esfuerzo de Euler es:

$$\sigma_e = \frac{C * \pi^2 * E}{\left(\frac{l}{R_g}\right)^2} = \frac{3 * \pi^2 * 207 * 10^9}{\left(\frac{0.1}{0.00144}\right)^2} = 1.27 \text{ GPa}$$

A través del esfuerzo de Euler se puede obtener el espesor de la cuchilla al despejar la ecuación 2.14.

$$e_c = \sqrt[2]{\frac{12 * l^2 * \sigma_e * FS}{C * \pi^2 * E}} = \sqrt[2]{\frac{12 * (0.1)^2 * 1.27 * 10^9 * 1}{3 * \pi^2 * 207 * 10^9}} = 0.0049 \text{ m} \approx 5 \text{ mm}$$

A partir de esta expresión en base al esfuerzo de Euler se logra obtener el espesor correspondiente a la cuchilla de corte con un factor de seguridad de 1 debido a que la fuerza de corte se calculó en el peor de los escenarios asumiendo que astille un tronco de 10 cm de diámetro con una cuchilla de corte de 5 mm. Además, en el mercado local las planchas de acero D2 son más comerciales en espesores que van a partir de 8 mm, dicho esto, quedaría a criterio del Ingeniero encargado del mecanizado de las cuchillas cuanto desbatar. Recordando que 5 mm es lo mínimo que puede tener de espesor la cuchilla.

Se puede apreciar que el valor obtenido es igual al asumido en un inicio para la realización de los cálculos. Por tanto, las dimensiones de la cuchilla serían de 100 mm de largo, 50 mm de ancho (sin considerar el filo de corte) y 5 mm de espesor para que cumpla satisfactoriamente con los requerimientos del cliente y tenga el margen de seguridad de operación deseado. Además, por criterio de diseño el borde de corte de la hoja se asienta sobre 39.5° sobresaliente del ancho inicial para alcanzar la más óptima capacidad de astillado.

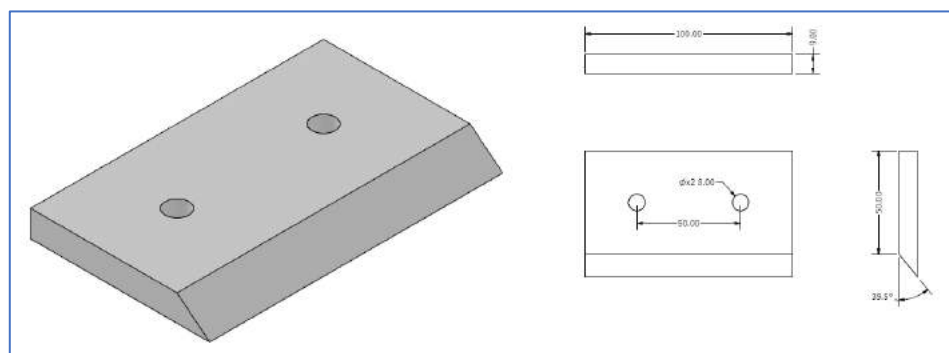


Figura 3.1 Dimensiones de la cuchilla de corte con ángulo de corte de 39.5°

3.2. Cálculos para el tamaño de astilla

En estos cálculos se obtendrá una aproximación de las medidas de las astillas

Calcular el ancho de viruta $a_w(mm)$:

$$a_p = 6.07 \text{ mm}$$

$$k_r = 50.5^\circ$$

$$a_w = \frac{6.07 \text{ mm}}{\sin(50.5^\circ)}$$

$$a_w = 7.87 \text{ mm}$$

Para hallar el espesor de corte $a_c(mm)$ se usó la Ley del Seno.

$$\frac{\text{sen}(50.5^\circ)}{a_c} = \frac{\text{sen}(84.5^\circ)}{5 \text{ mm}}$$

$$a_c = \frac{5 * \text{sen}(50.5^\circ)}{\text{sen}(84.5^\circ)}$$

$$a_c = 3.88 \text{ mm}^2$$

Calcular la sección de viruta $s_c(mm^2)$:

$$s_c = 3.88 * 7.87$$

$$s_c = 30.54 \text{ mm}^2$$

El ancho de la viruta se asumirá que será el mismo que el espesor de la cuchilla de corte eso quiere decir que el ancho de la astilla oscilará alrededor de los 5 mm. Además, luego de realizar los cálculos pertinentes, las dimensiones aproximadas de la astilla serían 5 mm de ancho, 7.87 mm de largo y 3.88 mm de

alto y, una sección transversal de 30.54 mm^2 que si comparamos este valor con los 5 cm^2 de la sección transversal de la clase G 50 medio de la norma austríaca, el valor obtenido entra dentro de este rango.

3.3. Cálculos de eje motriz.

3.3.1. Calculo para carga estática:

El diseño del eje debe ser capaz de soportar tanto carga estática como carga dinámica, la primera para cuando la máquina se encuentre apagada y en reposo o donde exista movimiento de toda la estructura más no de la rotación del eje como tal, es decir, para cuando las fuerzas son constantes en el tiempo.

Para este caso solo se consideró la fuerza que ejerce el disco y las cuchillas sobre el eje en estado de reposo, es decir, para este caso no se evalúa la fuerza de corte como tal. Con la modelación del equipo mediante el software inventor se determina que la fuerza efectuada por las cargas es de aproximadamente 70 N considerando el peso de las 3 cuchillas y del disco de corte. Además, también se tiene que considerar la tensión provocada en la polea producto de la comunicación con el motor eléctrico para la transmisión de potencia.

Por definición el torque producto del disco y las cuchillas debe ser igual al producido por la polea y bandas, por lo tanto, se asumió una polea de 35 cm ; si al momento de seleccionar la polea conducida que sea menor a este valor asumido se tendrá que volver a realizar los cálculos debido a que aumentaría el valor de F_p , y el disco de 30 cm de diámetro exterior. De estos datos se calculó el Torque aplicado en el disco y la fuerza producida en la polea.

$$T_D = 70N * 0.15m = 10.5 Nm$$

$$T_D = T_B$$

$$10.5 \text{ Nm} = F_p * 0.175 \text{ m}$$

$$F_p = 60 \text{ N}$$

Para la obtención de las fuerzas cortante y momentos flectores primero se deben obtener las reacciones en ambos planos.

Para el plano XY se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$-70 \text{ N} * 0.1 \text{ m} + B_y * 0.2 \text{ m} = 0$$

$$B_y = 35 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 70 \text{ N} + B_y = 0$$

$$A_y = 70 \text{ N} - B_y$$

$$A_y = 35 \text{ N}$$

Para el Plano XZ se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$70 \text{ N} * 0.3 \text{ m} - B_z * 0.2 \text{ m} = 0$$

$$B_z = 105 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - 60 \text{ N} + B_z = 0$$

$$A_z = 60 \text{ N} - 105 \text{ N}$$

$$A_z = -45 \text{ N}$$

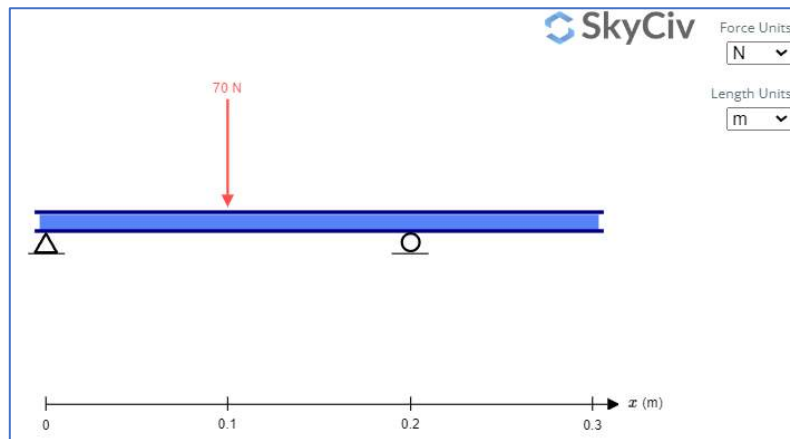


Figura 3.2 Diagrama de fuerza libre en el plano XY

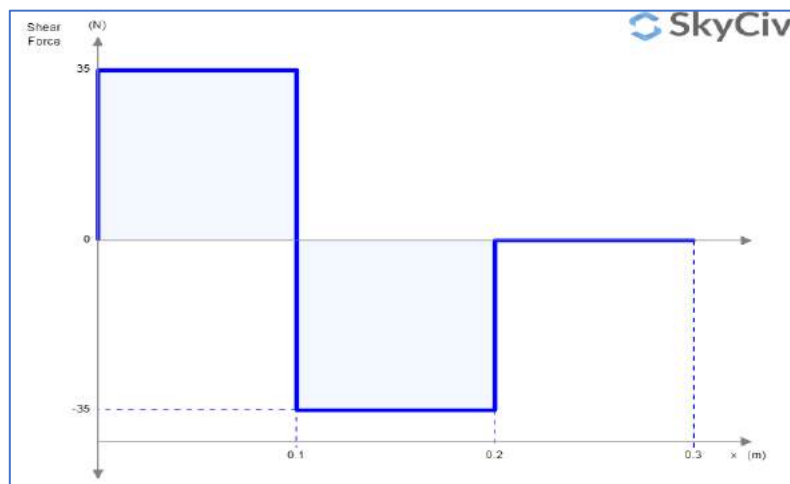


Figura 3.3 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XY.

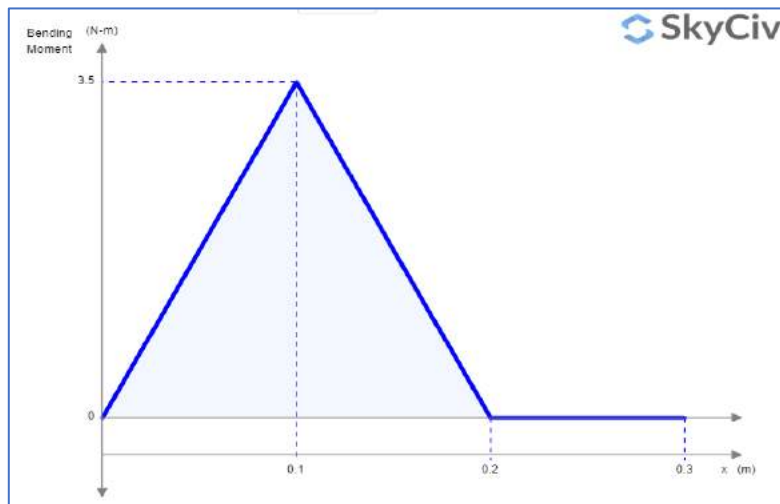


Figura 3.4 Diagrama de Momento flector del eje en el plano XY.

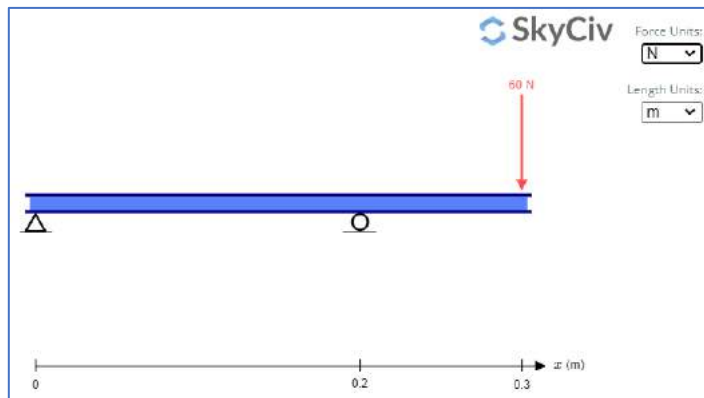


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ

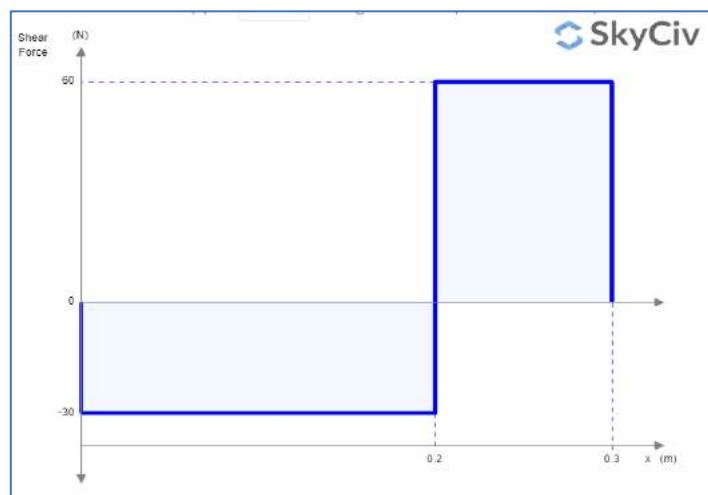


Figura 3.6 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XZ.

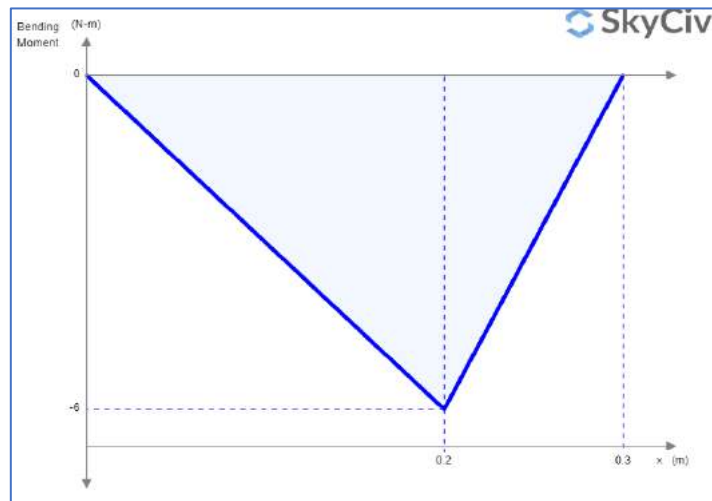


Figura 3.7 Diagrama de Momento flector del eje en el plano XZ.

Se calcula el máximo momento en los puntos que se aprecien como críticos, en este caso fueron los puntos donde se aloja el disco y el apoyo libre, es decir, a $X=0.1$ m (punto D) y $X=0.2$ m (punto B)

$$M_D = \sqrt{(3.5 \text{ Nm})^2 + (-3 \text{ Nm})^2} = 4.61 \text{ Nm}$$

$$M_B = \sqrt{(0 \text{ Nm})^2 + (-6 \text{ Nm})^2} = 6 \text{ Nm}$$

Acorde a esto, el punto máximo de flexión se encuentra en el punto del apoyo libre es decir en el punto B.

Con base al momento de flexión se tiene que:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = \frac{32 * 6 \text{ Nm}}{\pi * d^3} = \frac{61.12}{d^3}$$

Con base al cortante se tiene que:

$$\tau = \frac{T * r}{J} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} = \frac{16 * 10.5 \text{ Nm}}{\pi * d^3} = \frac{53.48}{d^3}$$

Mediante la definición de esfuerzo de Von Mises se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{61.12}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{53.48}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{110.98}{d^3}$$

Se establece un factor de seguridad de 3 para el diseño estático del eje y como material se determina idóneo el acero AISI 1020 rolado en caliente, por tanto, el diámetro del eje para análisis estático es de:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow 3 = \frac{207 * 10^6}{\frac{110.98}{d^3}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{3 * 110.98}{207 * 10^6}} = 0.0117 \approx 12 \text{ mm}$$

Por ende, acorde al análisis estático, el eje debe ser de tan solo 12 mm con un factor de seguridad de 3 en acero AISI 1020. No obstante, el eje no estará sometido a cargas que se encuentren constante en el tiempo, sino más bien a cargas variables. Por tanto, es sumamente importante realizar el análisis dinámico del mismo.

3.3.2. Cálculo para carga dinámica:

Para el análisis dinámico se estudia el comportamiento del eje ante esfuerzos variables en el tiempo para determinar que diámetro es requerido para que el mismo no tenga una falla por fatiga. Se determinó que el esfuerzo cíclico al cual se encuentra sometido el eje es de tipo alternante, por tanto, el análisis y determinación del diámetro del eje en el punto de este se determinó considerando esta premisa.

En primer lugar, se obtuvo el torque requerido a transmitir para con base a ello y al diámetro de la polea, determinar la potencia requerida del motor.

Considerando que las cuchillas tienen 100 mm de largo, 600 mm de ancho y 5mm de espesor. La fuerza de corte es de 5800 N y el diámetro del disco

seleccionado es de 300 mm y un centro hueco por donde pasará un eje del cual se debe calcular el diámetro mediante análisis dinámico.

$$T = 5800 \text{ N} * 0.15 \text{ m} = 870 \text{ N} * \text{m}$$

Por tanto, la potencia requerida en base a los 150 rpm de giro del disco es:

$$P = 870 \text{ Nm} * 150 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60 \text{ s}} = 13665.9 \text{ W} = 13.6 \text{ kW}$$

Determinando que el diámetro para la polea conducida de 630 mm (como se muestra más adelante en la sección 3.8) se obtiene la fuerza que aplica el motor sobre el eje recordando que el torque desde el disco hasta la polea es constante:

$$F_p = \frac{870 \text{ Nm}}{0.315 \text{ m}} = 2761.9 \text{ N}$$

Con base al diagrama en cuerpo libre tridimensional se observa que las fuerzas actúan sobre dos planos; el plano XY y el plano XZ, por tanto, se debe obtener el momento medio máximo y el torque medio que será desde el punto A hasta el punto C del gráfico.

Para el plano XY se tiene:

Se obtiene la fuerza equivalente que ejerce el disco y las poleas del motor a un ángulo de 39.5° para el disco y 20° para las poleas.

$$F_{cy} = F_c * \cos(39.5^\circ) = 5800 \text{ N} * \cos(39.5^\circ) = 4475.42 \text{ N}$$

$$F_{py} = F_p * \sin(20^\circ) = 2761.9 \text{ N} * \sin(20^\circ) = 944.63 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas y momentos se obtienen las reacciones

$$\sum M_O = 0$$

$$-F_{cy} * 0.165 \text{ m} + R_{By} * 0.24 \text{ m} + F_{py} * 0.37 \text{ m} = 0$$

$$R_{By} = 1620.55 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Oy} + R_{By} - F_{cy} + F_{py} = 0$$

$$R_{Oy} = 1910.24 \text{ N}$$

A partir de la herramienta digital SkyCiv se pueden obtener los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de forma sencilla, además de que ya entrega los valores requeridos de momento máximo en el diagrama facilitando el cálculo.

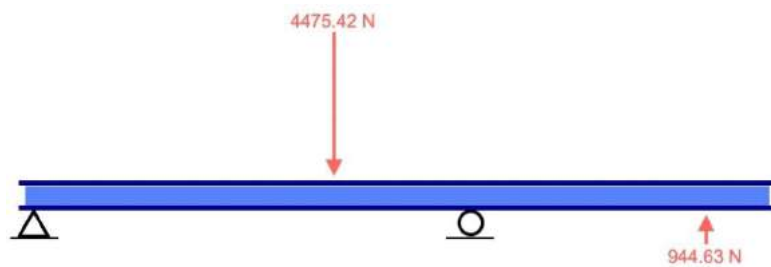


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo Libre del Plano XY – Análisis dinámico.

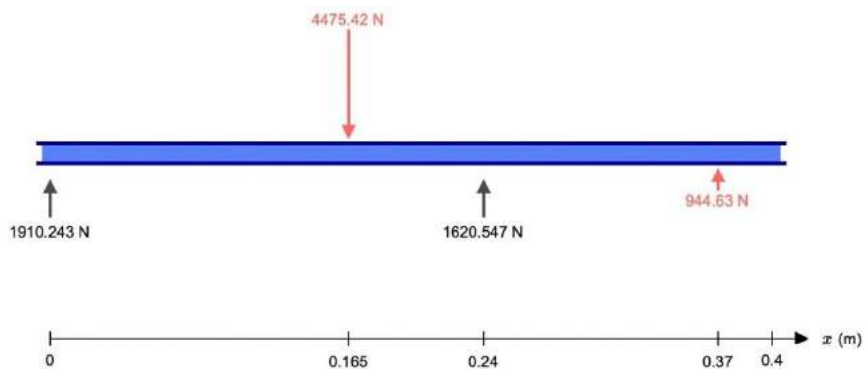


Figura 3.9 Diagrama de reacciones del eje en el plano XY.

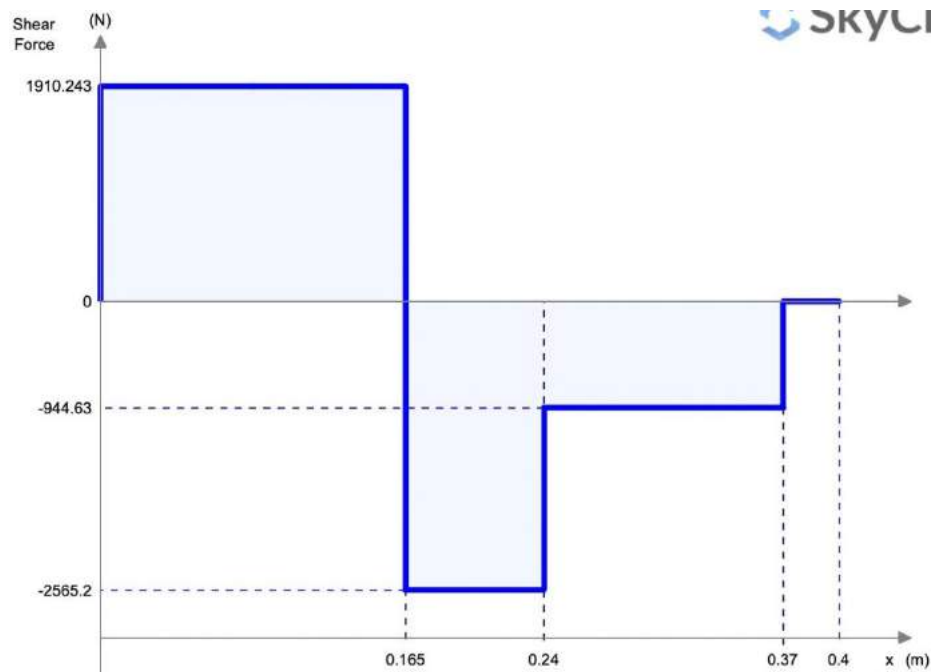


Figura 3.10 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XY - Análisis dinámico.

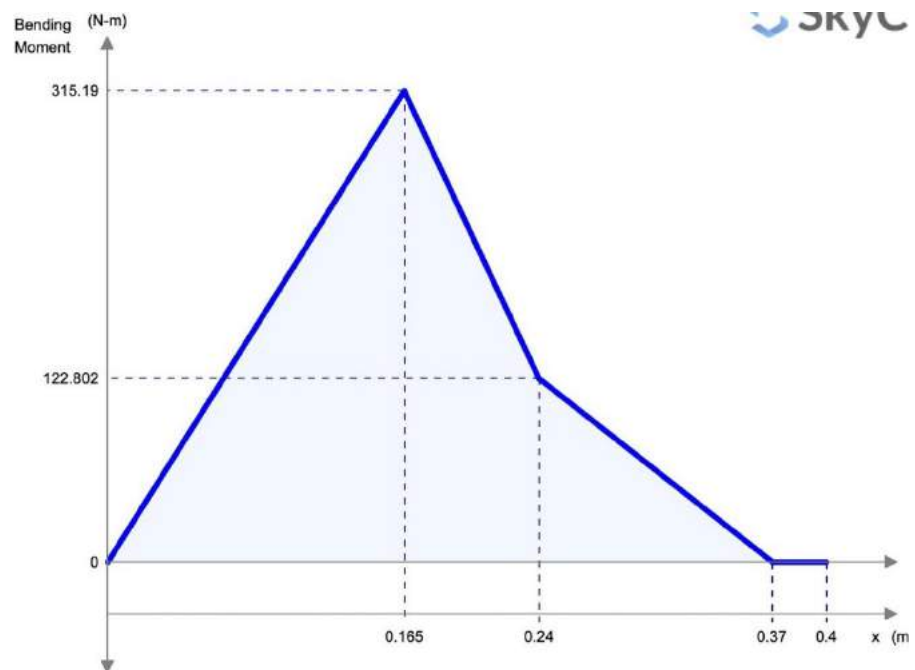


Figura 3.11 Diagrama de momento flector del eje en el plano XY - Análisis dinámico.

Para el plano XZ se tiene:

Se obtiene la fuerza equivalente que ejerce el disco y las poleas del motor a un ángulo de 39.5° para el disco y 20° para las poleas.

$$F_{cz} = F_c * \sin(39.5^\circ) = 5800 \text{ N} * \sin(39.5^\circ) = 3689.25 \text{ N}$$

$$F_{pz} = F_p * \cos(20^\circ) = 2761.9 \text{ N} * \cos(20^\circ) = 2595.34 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas y momentos se obtienen las reacciones

$$\sum M_O = 0$$

$$-F_{cz} * 0.165 \text{ m} + R_{Bz} * 0.24 \text{ m} + F_{pz} * 0.37 \text{ m} = 0$$

$$R_{Bz} = -1464.79 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{Oz} + R_{Bz} - F_{cz} + F_{pz} = 0$$

$$R_{Oz} = 2558.70 \text{ N}$$

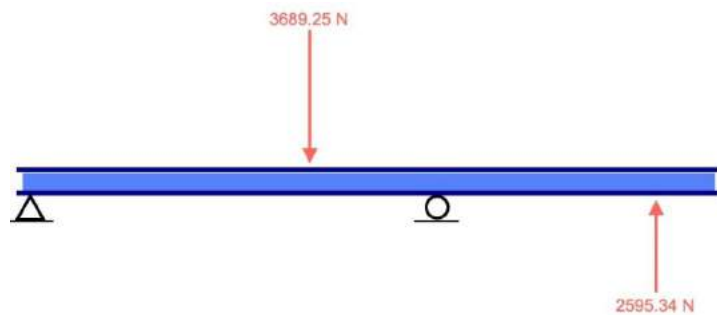


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo Libre del Plano XZ – Análisis dinámico.

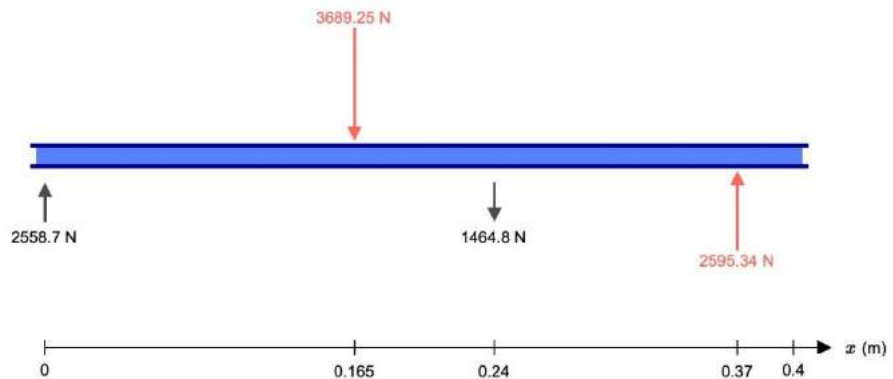


Figura 3.13 Diagrama de reacciones del eje en el plano XZ.



Figura 3.14 Diagrama de Fuerza Cortante del eje en el plano XZ - Análisis dinámico.

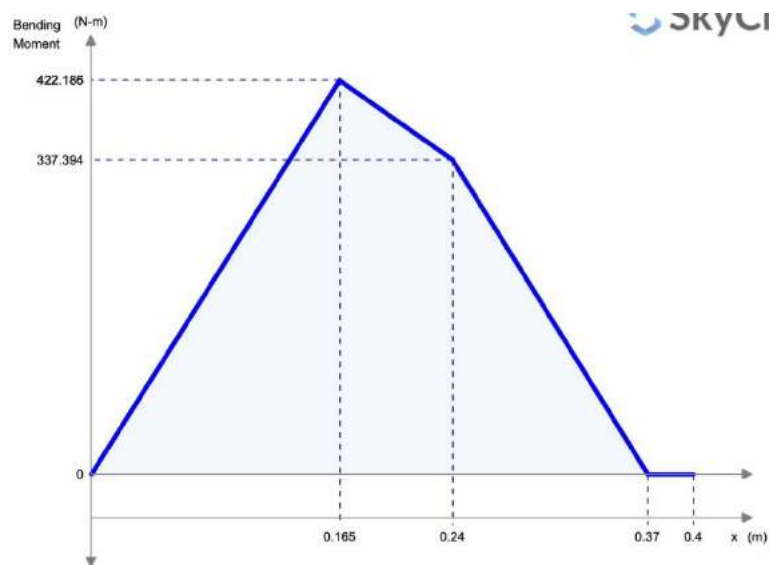


Figura 3.15 Diagrama de momento flector del eje en el plano XZ - Análisis dinámico.

Debido a que se tiene un esfuerzo cíclico alternante semejante al que se presenta en la Figura C.1, se tienen las siguientes relaciones.

$$\sigma_a \neq 0 \wedge \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0 \wedge \tau_m \neq 0$$

Con base al esfuerzo alternante se halla el momento máximo para obtener el punto crítico, a la vez que ya se tiene el torque medio entre los puntos A-D

$$M_B = \sqrt{315.19^2 + 422.186^2} = 526.87 \text{ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{122.802^2 + 337.394^2} = 359.05 \text{ Nm}$$

Por tanto, se determina que el punto crítico es el punto B.

$$S_e = C_A * C_T * C_S * C_{TE} * C_R * S_e'$$

Donde:

- Factor de carga: $C_A = 1$ Por carga Axial
- Factor de tamaño: $C_T = 1$; Este valor hay que iterarlo en función del diámetro que se obtiene en primera instancia.
- Factor de Superficie: $C_S = 0.8$ (Eje maquinado)
- Factor de temperatura: $C_{TE} = 1$ (Dada la temperatura ambiente de operación)
- Factor de confiabilidad: $C_R = 0.868$ (Dada una confiabilidad de 95%)

Corrección de la resistencia a la fatiga teórica:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} = 0.5 * 379 \text{ MPa} = 189.5 * 10^6 \text{ Pa}$$

Por tanto:

$$S_e = 1 * 1 * 0.8 * 1 * 0.868 * 189.5 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e = 131.5 * 10^6 \text{ Pa}$$

Además, considerando que la potencia será transmitida entre el eje y el disco mediante cuña, el análisis es el siguiente:

Se asume un radio de muesca de 0.4 mm y el valor más próximo superior a 379 MPa por lo tanto el valor tentativo de q es 0.57 (Figura C.2).

Para hallar los valores K_t y K_{ts} se asumió un diámetro de 80 mm por lo que los valores de concentradores de esfuerzos es 4 para ambos concentradores de esfuerzos (Figura C.3).

Flexión:

$$S_{ut} = 55 \text{ Kpsi} \wedge r = 0.01 \text{ (asumido)}$$

$$K_t = 4 \wedge q = 0.57$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.57 * (4 - 1)$$

$$K_f = 2.71$$

Torsión:

$$S_{ut} = 55 \text{ Kpsi} \wedge r = 0.01 \text{ (asumido)}$$

$$K_{ts} = 4 \wedge q_s = 0.5$$

$$K_{fs} = 1 + q_s * (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.5 * (4 - 1)$$

$$K_{fs} = 2.71$$

Reemplazando estos valores en la ecuación de Goodman se obtiene el diámetro del eje en el punto crítico A con un factor de seguridad igual a 2.5.

$$D = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left\{ \frac{32 * 2.5}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(2.5 * 526.87)^2}}{131.5 * 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} * (2.71 * 870)^2}}{379 * 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0.06557 \text{ m} \approx 66 \text{ mm}$$

Iterando el valor del diámetro obtenido para corregir el factor de corrección de tamaño se tiene que:

Para un diámetro de 75 mm, según la Figura B.7, la formula a utilizar es.

para $8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$:

$$C_T = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 75^{-0.097} = 0.792$$

Obteniendo nuevamente el límite de resistencia a la fatiga corregida se obtiene.

$$S_f = 1 * 0.782 * 0.8 * 1 * 0.868 * 189.5 * 10^6 \text{ Pa} = 104.23 * 10^6 \text{ Pa}$$

Reemplazando nuevamente en la ecuación de Goodman, el diámetro del eje es:

$$D = \left\{ \frac{32 * 2.5}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(2.71 * 526.87)^2}}{102.902 * 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} * (2.71 * 870)^2}}{379 * 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0.07080 \text{ m} = 71 \text{ mm} \approx 75 \text{ mm}$$

Después de realizar un análisis dinámico y de aplicar la ecuación de Goodman el diámetro del eje dio 75 mm en la sección más crítica con un factor de seguridad de 2.5; la sección crítica es la zona donde se asienta el disco giratorio y las cuchillas de corte.

3.4. Diseño de la estructura de la máquina

Para el diseño de la estructura que soporta a la maquina se va a utilizar un perfil UPN, para ello hay que estimar el total de la fuerza a la que se expondrá la estructura mediante la sumatoria de las cargas permanentes y localizadas. No obstante, las cargas se situarán principalmente en 3 puntos, el primero es donde se asienta el motor eléctrico, el segundo donde se encuentra la estructura para el tren de bandas y poleas y el tercero donde se asienta la estructura, disco, tolva, etc.

Cargas permanentes – Punto A.

$$C_{pA} = C_{motor} = 200 \text{ kg}$$

$$C_{pB} = C_{bandas-poleas} + C_{rodamientos} + C_{eje} = 140 \text{ kg}$$

$$C_{pC} = C_{eje} + C_{disco-cuchillas} + C_{armazon} + C_{rodamientos} + C_{tolva} = 200 \text{ kg}$$

Adicional a la carga permanente, al punto B hay que agregarle el peso localizado producto de los troncos que pueden ingresar por la tolva.

$$C_{lB} = C_{troncos} = 20 \text{ kg}$$

Por tanto, en el punto A se tiene una fuerza de:

$$P_A = 200 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2} = 1960 \text{ N}$$

En el punto B se tiene:

$$P_B = 140 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2} = 1372 \text{ N}$$

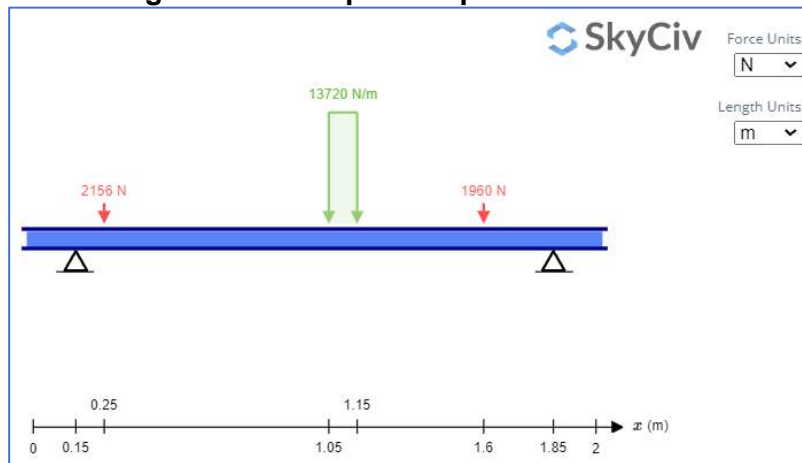
Y en el punto C se tiene:

$$P_C = (200 \text{ kg} + 20 \text{ kg}) * 9.8 \frac{m}{s^2} = 2156 \text{ N}$$

El perfil UPN normalmente se compone de acero ASTM A36 con una resistencia admisible de 250 MPa.

El diagrama de cuerpo libre se representa de la siguiente forma, se establece la carga del punto B como una fuerza distribuida debido a que la versión gratuita del software no permite más de dos cargas puntuales. Aunque esta limitante no afectará de forma relevante en el resultado obtenido, puesto que, el momento máximo de flexión en la viga sería de 905.635 N*m, dando un módulo de resistencia requerido igual a 9.05 cm³ (muy cercano al 9.30 cm³ obtenido más adelante en esta misma sección)

Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre para estructura de la máquina.



Resolviendo se obtienen que las reacciones son:

$$\sum M_o = 0$$

$$-2156 N * (0.1m) - 1370 N * (0.95 m) - 1960 N * (1.45 m) + R_{Cy} * (1.70 m) = 0$$

$$R_{Cy} = 2565.30 N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{Oy} + R_{Cy} - 2156 N - 1370 N - 1960 N = 0$$

$$R_{Oy} = 2922.71 N$$

Figura 3.17 Diagrama de fuerzas para la estructura de la máquina.

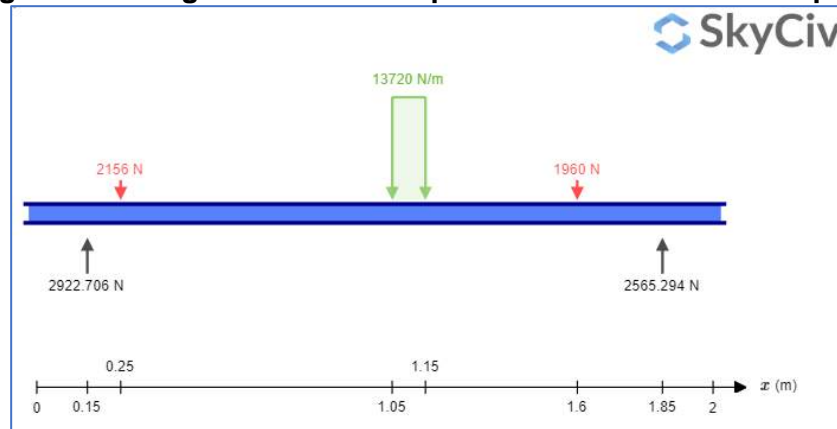
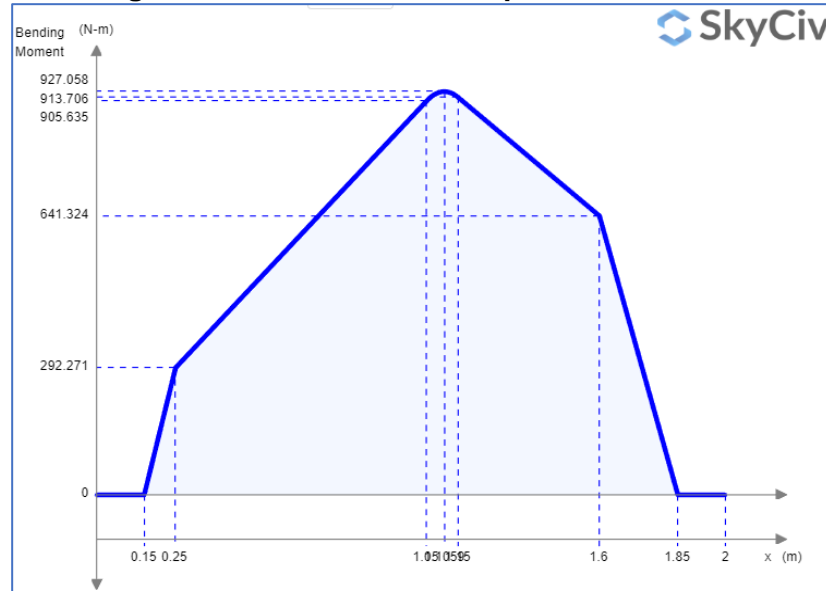


Figura 3.18 Diagrama de fuerza cortante para estructura de la máquina.



Figura 3.19 Diagrama de momento flector para estructura de la máquina.



Teniendo el máximo momento y el esfuerzo permisible con un factor de seguridad de 2.5 se puede obtener el esfuerzo de diseño y por tanto el esfuerzo máximo en la viga.

$$\sigma_{dis} = \frac{\sigma_{adm}}{\eta} = \frac{250 \text{ MPa}}{2.5} = 100 \text{ MPa}$$

Módulo de resistencia requerido mediante esfuerzo Máximo.

$$W_y = \frac{M_f}{\sigma_{dis}} = \frac{927.06 \text{ Nm}}{100 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 9.30 * 10^{-6} \text{ m}^3 = 9.30 \text{ cm}^3$$

Por tanto, se puede seleccionar un perfil con un módulo superior al del esfuerzo máximo obtenido mediante el catálogo presentado en la Figura C.4.

A pesar de que el perfil UPN 120 puede satisfacer el módulo de resistencia en la sección respecto a "y" (por el modo en que se coloca el perfil se toma esta sección), se elige un perfil UPN 180 por las dimensiones que este otorga, dando mayor espacio y posibilidad de colocar los componentes mecánicos de la máquina y un margen de seguridad mucho mayor.

3.5. Diseño de tolva de alimentación

El diseño de la tolva se lo realizó considerando un volumen de almacenamiento de 0.1 m^3 , el cual es suficiente para abastecer a la maquina hasta por 3 horas de operación continua.

$$V = \text{volumen de la seccion variable} + \text{volumen de la seccion recta}$$

Se establece que el volumen de la sección recta y variable no es igual, se establece un 60% para la sección recta, es decir 0.06 m^3 . Por lo tanto, para la sección recta se tiene que.

$$V_{sr} = H * D * L$$

Donde D y L son el largo y ancho y se consideran iguales, mientras que H representa la altura y se define un valor de 0.4 metros para esta cota, por tanto, se tiene que:

$$V_{sr} = H * D^2$$
$$D = \sqrt{\frac{V_{sr}}{H}} = \sqrt{\frac{0.06 \text{ m}^3}{0.4 \text{ m}}} = 0.38 \text{ m}$$

Por tanto:

$$D = L = 0.38 \text{ m}$$

Por otro lado, para la sección variable ya se tienen definidas las áreas de los extremos de la base piramidal, la área A1 debe ser de dimensiones D*L ($0.38*0.38 \text{ m}$), mientras que la área A2 debe acogerse al diámetro máximo de los troncos a astillar, dejando un margen de soltura ($0.12*0.12 \text{ m}$), por tanto, el área A1 y A2 se definen como.

$$A_2 = 0.12 \text{ m} * 0.12 \text{ m} = 0.0144 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 0.38 \text{ m} * 0.38 \text{ m} = 0.144 \text{ m}^2$$

Reemplazando estos valores se puede obtener la altura de la sección variable.

$$V_{sv} = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2})$$
$$0.04 \text{ m}^3 = \frac{h}{3} * (0.144 \text{ m}^2 + 0.0144 \text{ m}^2 + \sqrt{0.144 \text{ m}^2 * 0.0144 \text{ m}^2})$$

$$h = z = 0.21 \text{ m}$$

Por tanto, el ángulo de inclinación θ es.

$$h_o = \frac{\frac{D}{2}}{\tan\theta}$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{D}{2}}{h_o}\right)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{0.38}{2}}{0.21}\right)$$

$\theta = 42.14^\circ$ respecto al plano vertical

Los esfuerzos sobre la tolva se calculan mediante las ecuaciones 2.33 y 2.34 reemplazando los valores de geometría ya obtenidos y encontrando los factores de corrección correspondientes.

$$P_v = \frac{\rho * g * D}{4 * \mu * K} * \left(1 - e^{-\frac{4 * z * \mu * K}{D}}\right)$$

Donde;

$$\mu = 0.15$$

$$K = \frac{1 - \sin^2(42.14)}{1 + \sin^2(42.14)} = 0.38$$

Esfuerzo vertical

$$P_v = \frac{564 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 0.38 m}{4 * 0.15 * 0.38} * \left(1 - e^{-\frac{4 * 0.21 m * 0.15 * 0.38}{0.38}}\right)$$

$$P_v = 1090.5 kPa$$

Esfuerzo horizontal

$$P_w = 0.38 * 1090.5 kPa$$

$$P_w = 414.4 kPa$$

Por tanto, el espesor de plancha requerido es asumiendo que el material es un acero ASTM A36 con un factor de seguridad de 2.5.

$$t = \frac{P_w * r}{\sigma}$$

Donde el radio hidráulico es:

$$r = \frac{D * L}{D + 2L} = \frac{0.38 * 0.38}{0.38 + 2 * 0.38} = 0.127 \text{ m}$$

$$t = \frac{414 * 10^3 * 0.127}{100 * 10^6} = 0.0005 \text{ m} = 1 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

Aunque el espesor requerido para soportar el esfuerzo producto del peso de los troncos a astillar es de apenas 1 mm, se asume un espesor de 5 mm, considerando que el esfuerzo es variable en el tiempo, además de que la forma de los troncos o golpes que se produzcan durante el proceso de astillado pueden deformar la tolva.

3.6. Selección de motor eléctrico.

El motor eléctrico se lo selecciona en base a la potencia necesaria de accionamiento y operación del sistema que fue hallada en 13.6 kW, además hay que considerar las eficiencias promedio de los elementos mecánicos de generación, transmisión y consumo de potencia.

$$P_{motor} = \frac{P_{maquina}}{\eta_{motor} * \eta_{sist-poleas} * \eta_{pérdidas}}$$

$$P_{motor} = \frac{13.6 \text{ kW}}{0.92 * 0.95 * 0.85} = 18.30 \text{ kW} = 24.54 \text{ hp} \approx 25 \text{ HP}$$

Por tanto, se selecciona un motor de 25 HP a 1200 RPM

3.7. Selección de rodamientos.

3.7.1. Rodamiento para el punto A.

Se selecciona el rodamiento acorde a la fuerza en el punto crítico (Disco de corte), el diámetro de la sección del eje donde va el rodamiento es de 65 mm, levemente

inferior al diámetro crítico (70 mm). Las condiciones para la selección se detallan a continuación.

- $d = 65 \text{ mm}$
- $\omega = n = 150 \text{ rpm}$
- $P_r = F = \text{Fuerza en punto crítico [N]}$
- $L_{10h} = 20000 \text{ horas. / factor de servicio obtenido del catálogo de rodamientos NTN}$

Al ser rodamiento de bolas se usa $p=3$

$$C_r = \left[\frac{60 * n * L_{10h}}{10^6} \right]^{\frac{1}{p}} * P_r$$

Dado que la fuerza posee dos componentes se tiene que:

$$F_{XY} = 4475.4 \text{ N}$$

$$F_{XZ} = 3689.25 \text{ N}$$

$$F_T = \sqrt{F_{XY}^2 + F_{XZ}^2} = \sqrt{(4475.4 \text{ N})^2 + (3689.25 \text{ N})^2} = 5800 \text{ N}$$

$$C_r = \left[\frac{60 * 150 * 20000}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} * 5800 \text{ N}$$

$$C_r = 32748 \text{ N} = 32.75 \text{ kN}$$

Acorde al catálogo de NTN (Figura C.5), para esta capacidad básica de carga dinámica y el diámetro interno se puede seleccionar el rodamiento con codificación "6213"

Donde;

$$C_r = 39.5 \text{ kN}$$

$$d = 65 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$B = 23 \text{ mm}$$

3.8. Selección de poleas y bandas.

Para la selección se utilizó el catálogo de bandas “Intermec”, el cual detalla la metodología de cálculo a utilizar junto con las tablas y criterios de selección.

Se reúne la siguiente información para el proceso de selección.

- Motor eléctrico de 25 HP
- Velocidad de giro del motor 1200 rpm
- Velocidad de giro requerida 150 rpm

A partir de aquí se elige en primer lugar el factor de corrección para obtener la potencia de diseño.

$$P_{diseño} = P_{motor} * FS = 25 \text{ HP} * 1.4 = 35 \text{ HP}$$

El factor de diseño es 1.4 debido a que la máquina será de uso intermitente para maquinarias relacionada a trabajos con madera.

Mediante la potencia de diseño y las RPM del motor se eligió el tipo de banda de alta capacidad idóneo.

Se seleccionan bandas en V de tipo 5VX según la Figura C.6, además, debido a la alta potencia a transmitir y a la necesidad de hacer un sistema compacto con una polea en el eje motriz no muy grande se decidió realizar un tren de poleas. El primer par de poleas tiene una relación de reducción de 4, es decir reduce los rpm de 1200 a 300. El segundo par de poleas tiene una relación de $\frac{1}{2}$, la selección de los valores para este se basa en la Figura C.7.

$$relación_{tren1} = \frac{1200}{4} = 300$$

$$d_{pm1} = 160 \text{ mm}$$

$$d_{pc1} = 160 \text{ mm} * 4 = 640 \text{ mm}$$

$$P_{transmitida} = 12.28 * 3 = 36.84 \text{ HP} > 35 \text{ HP}$$

Por tanto, el diámetro de la polea conducida de tren 1 es de 640 mm de diámetro y la motriz de 160 mm.

Por consiguiente, la distancia entre centros se obtuvo mediante la siguiente expresión, donde D es el diámetro de la polea conducida (grande) y d es el diámetro de la polea motriz (pequeña):

Distancia recomendada:

$$C = 1.5 * (D + d) = 1.5 * (640 + 160) = 1200 \text{ mm} = 1.2 \text{ m}$$

Distancia mínima:

$$C = 0.7 * (D + d) = 0.7 * (640 + 160) = 560 \text{ mm} = 0.56 \text{ m}$$

El largo de las bandas se obtiene por la relación de la expresión 2.43.

$$L_p = 2 * C + 1.57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C}$$

Longitud recomendada

$$L_{pr1} = 2 * 1200 + 1.57(640 + 160) + \frac{(640 + 160)^2}{4 * 1200} = 3789.3 \text{ mm} = 3.8 \text{ m}$$

Longitud mínima

$$L_{pm1} = 2 * 560 + 1.57(640 + 160) + \frac{(640 + 160)^2}{4 * 560} = 2661.7 \text{ mm} = 2.67 \text{ m}$$

Para el segundo tren de poleas se hace uso de la Figura C.8:

$$\text{relación}_{tren2} = \frac{300}{2} = 150$$

$$d_{pm2} = 315 \text{ mm}$$

$$d_{pc2} = 315 \text{ mm} * 2 = 630 \text{ mm}$$

$$P_{transmitida} = 11.73 * 3 = 35.19 \text{ HP} > 35 \text{ HP}$$

Por tanto, el diámetro de la polea conducida de tren 2 es de 630 mm de diámetro y la motriz de 315 mm

Distancia recomendada

$$C = 1.5 * (D + d) = 1.5 * (630 + 315) = 1417.5 \text{ mm} = 1.42 \text{ m}$$

Distancia mínima

$$C = 0.7 * (D + d) = 0.7 * (640 + 160) = 661.5 \text{ mm} = 0.66 \text{ m}$$

Longitud recomendada

$$L_{pr2} = 2 * 1417.5 + 1.57(630 + 315) + \frac{(630 + 315)^2}{4 * 1417.5} = 4476.15 \text{ mm} = 4.5 \text{ m}$$

Longitud mínima


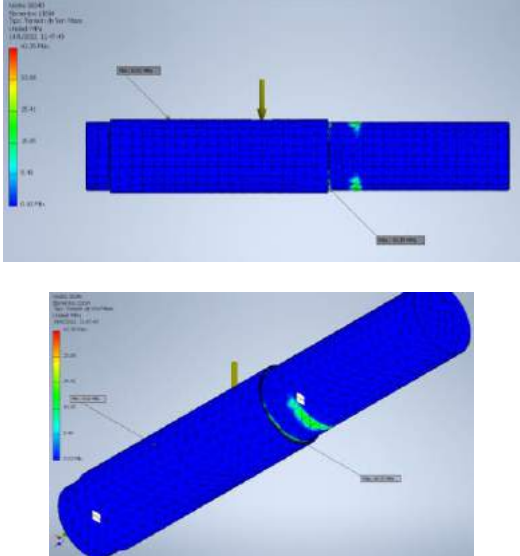
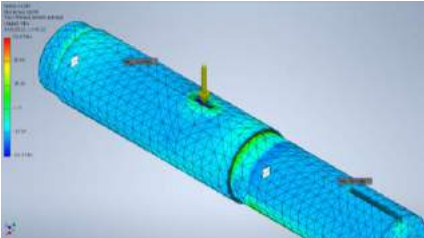
$$L_{pm2} = 2 * 661.5 + 1.57(630 + 315) + \frac{(630 + 315)^2}{4 * 661.5} = 3144.2 \text{ mm} = 3.15 \text{ m}$$

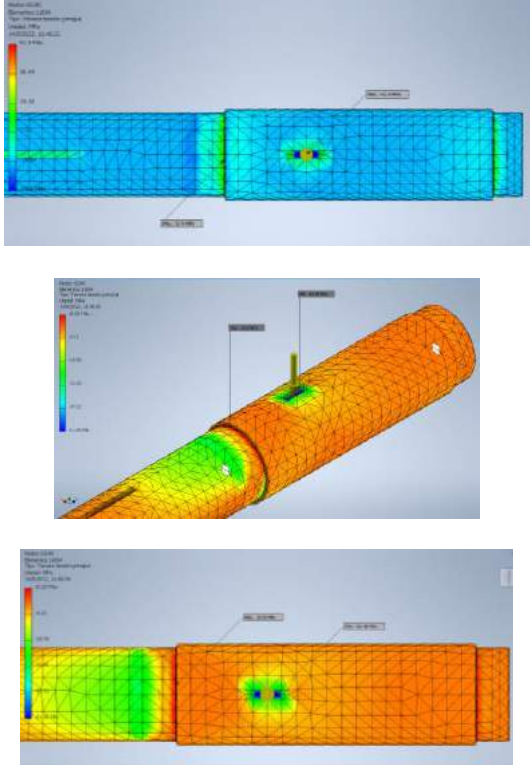
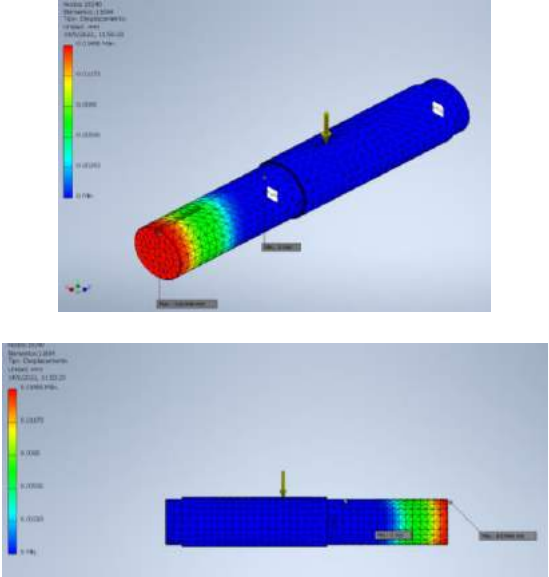
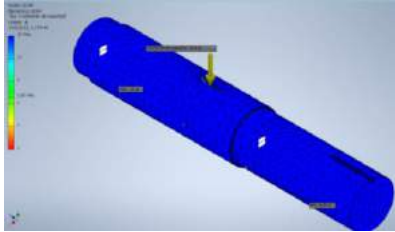
Por preferencia de diseño y compactación de la máquina se deja el mínimo largo de polea en ambos trenes de transmisión, con la finalidad de poder tensar las bandas en caso de un desgaste a futuro. Además, es importante resaltar que la dimensión de la máquina no puede superar los 2 metros por lado.

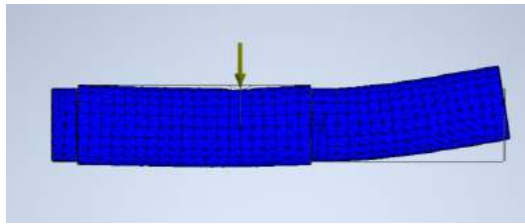
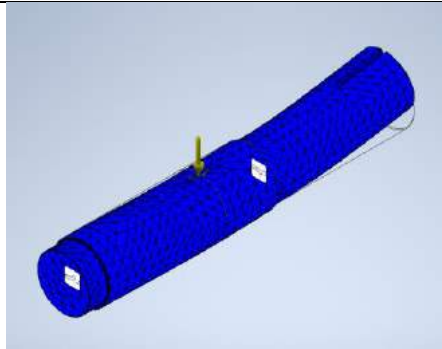
3.9. Simulación y validación del diseño de Elementos Mecánicos

Para los elementos sometidos a condiciones de operación dinámica y por tanto expuestos a fallar por fatiga se les realizó la validación mediante la metodología de elementos finitos para comprobar que efectivamente dichos elementos no fallan y soportaran las cargas calculadas y la exposición a las mismas. Por ello se presentan en las siguientes tablas los datos más relevantes del análisis mediante el software Inventor de los elementos como eje de transmisión, disco y cuchillas de corte.

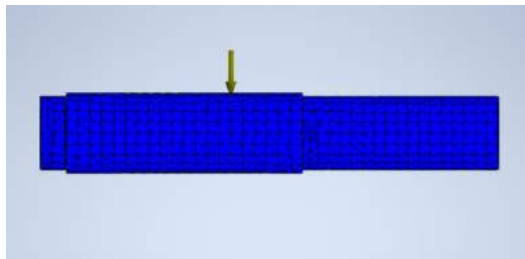
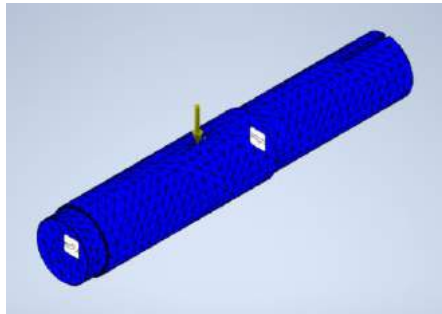
Tabla 3.1 Análisis de elementos finitos para el eje de rotación
Validación de “eje de transmisión” por elementos finitos.

<p>Configuración de fuerzas y mallado del elemento analizado</p>	
<p>Esfuerzos de Von Mises aplicado: vista frontal e isométrica. $\sigma_{\max} = 42.35 \text{ MPa}$ $\sigma_{\min} = 0.02 \text{ MPa}$</p>	
<p>Esfuerzo máximo de tensión y compresión: vista frontal e isométrica. $\sigma_{\max} = 52.9 \text{ MPa}$ $\sigma_{\min} = -61.98 \text{ MPa}$</p>	

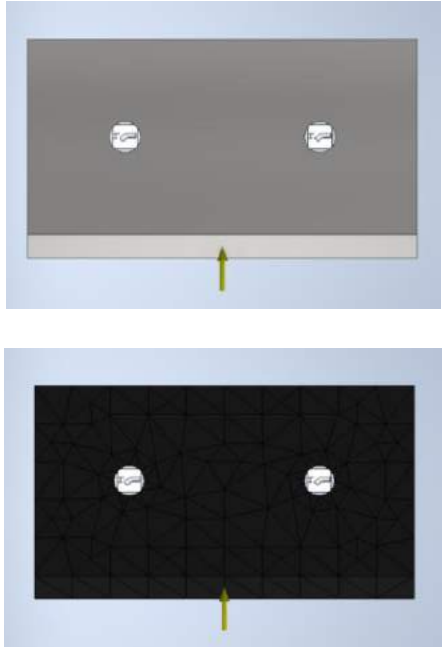
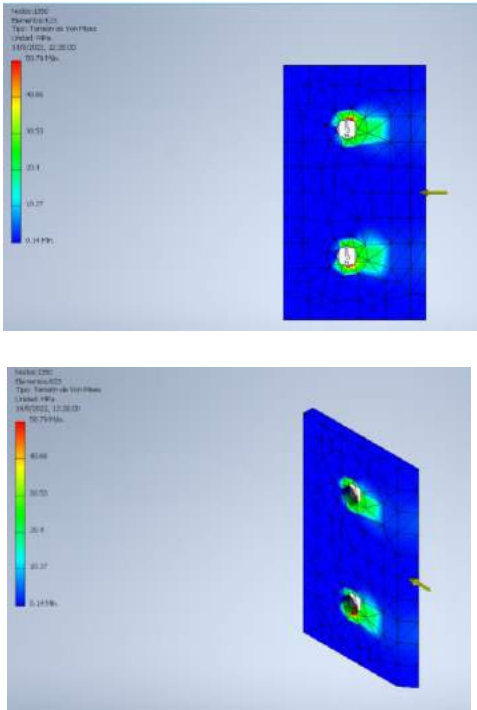
	
<p>Valor máximo de desplazamiento: vista frontal e isométrica $\delta_{\max} = 0.01466 \text{ m}$</p>	
<p>Coefficiente de seguridad mínimo y crítico: $FS_{\min} = 6.85$ $FS_{\text{crit}} = 8.05$</p>	
<p>Deformación del elemento real e ilustración x1: vista isométrica y frontal</p>	<p>Aumento x1</p>



Deformación Real



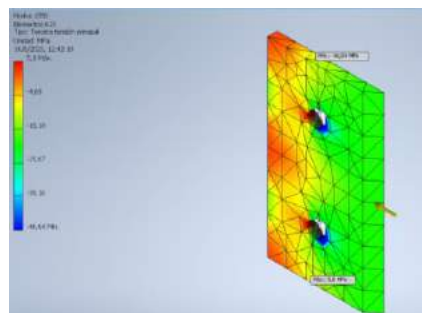
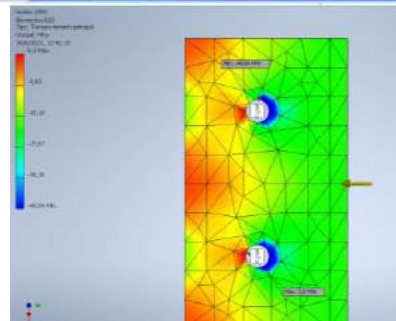
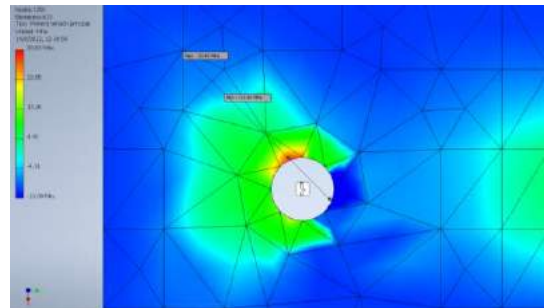
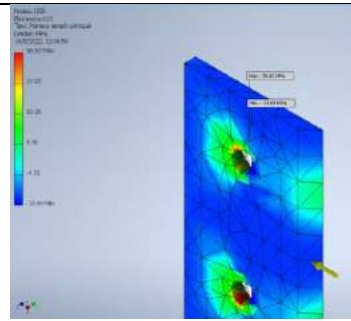
**Tabla 3.2 Análisis de elementos finitos para las cuchillas
Validación de la “cuchilla de corte” por elementos finitos.**

<p>Configuración de fuerzas y mallado del elemento analizado</p>	
<p>Esfuerzos de Von Mises aplicado: vista isométrica. $\sigma_{max} = 50.79 \text{ MPa}$ $\sigma_{min} = 0.14 \text{ MPa}$</p>	

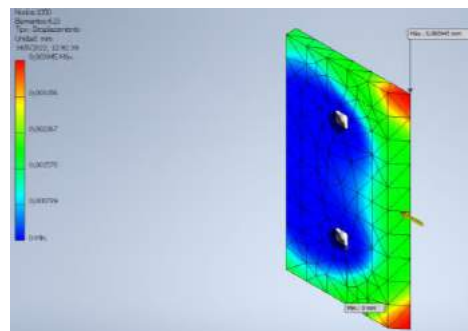
Esfuerzo máximo de tensión y compresión: vista frontal e isométrica.

$$\sigma_{max} = 30.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = -46.64 \text{ MPa}$$

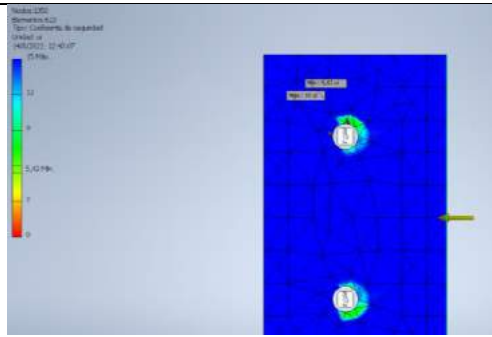


Valor máximo de desplazamiento: vista frontal e isométrica
 $\delta_{max} = 0.003945 \text{ mm}$

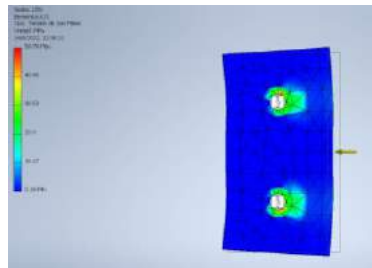
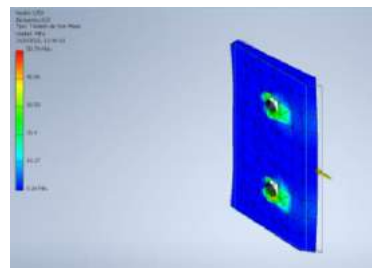


Coefficiente de seguridad mínimo

$$FS_{min} = 5.43$$

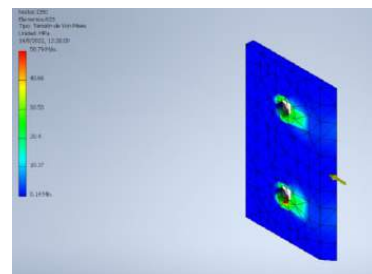
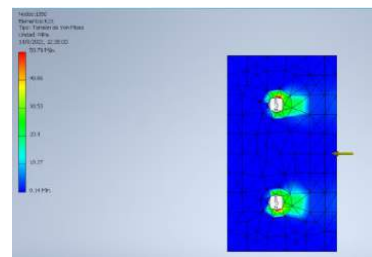


Aumento x1

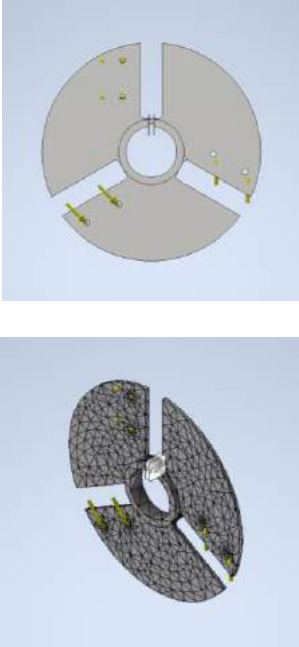
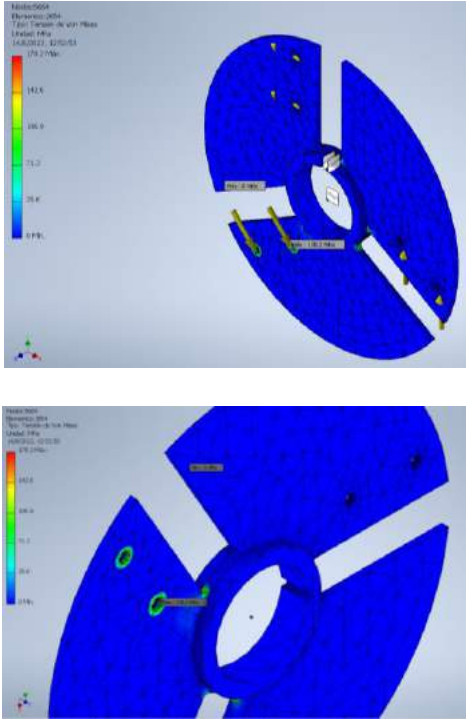


Deformación del elemento real e ilustración x1: vista isométrica y frontal

Deformación Real



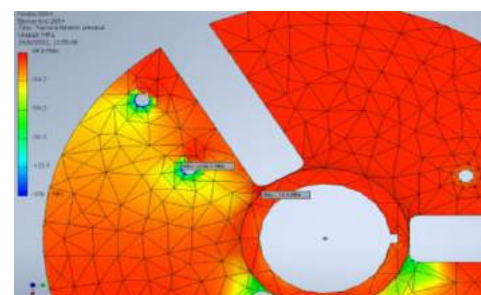
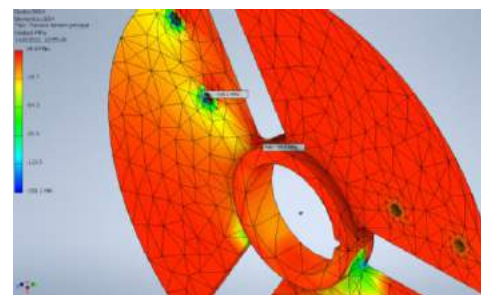
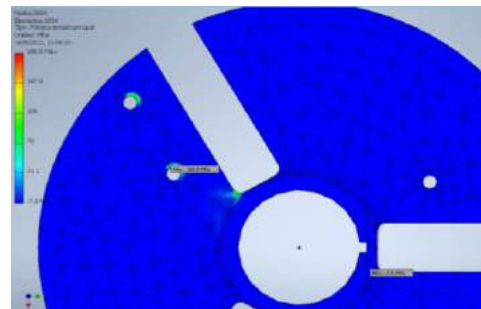
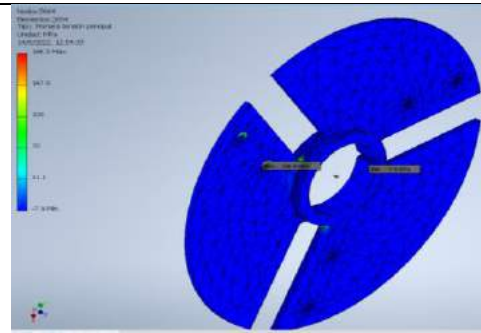
**Tabla 3.3 Análisis de elementos finitos del disco
Validación del “disco de corte” por elementos finitos.**

<p><i>Configuración de fuerzas y mallado del elemento analizado</i></p>	
<p><i>Esfuerzos de Von Mises aplicado: vista isométrica.</i> $\sigma_{max} = 178.2 \text{ MPa}$ $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$</p>	

Esfuerzo máximo de tensión y compresión: vista frontal e isométrica.

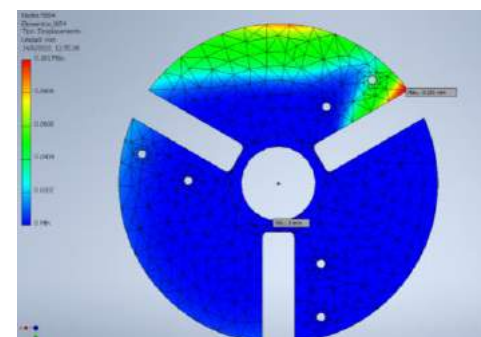
$$\sigma_{max} = 186.90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = -158.10 \text{ MPa}$$



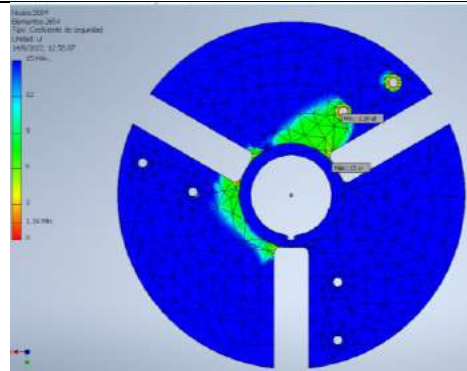
Valor máximo de desplazamiento: vista frontal e isométrica

$$\delta_{max} = 0.101 \text{ mm}$$

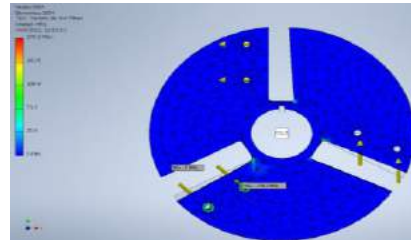
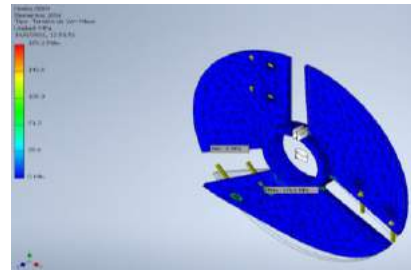


Coefficiente de seguridad mínimo

$$FS_{min} = 1.39$$

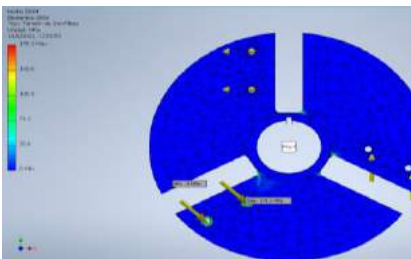
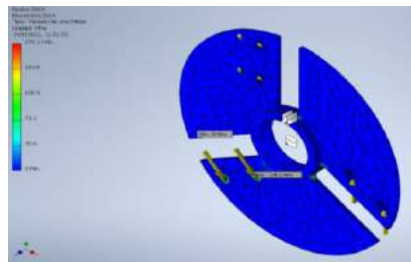


Aumento x1



Deformación del elemento real e ilustración x1: vista isométrica y frontal

Deformación Real



El análisis de elementos finitos se lo realizó con la finalidad de corroborar que los resultados y valores obtenidos de forma teórica son correctos sobre todo en los elementos críticos de corte que están sometidos a fuerzas dinámicas que influyen en una futura falla por fatiga. Las simulaciones mostradas en las tablas 3.1 a 3.3 muestran los principales valores de comparación de los esfuerzos producidos por el esfuerzo de fluencia del material escogido, estos valores muestran el esfuerzo de Von Mises, el máximo esfuerzo de tensión y el máximo esfuerzo de compresión; para que el diseño sea adecuado todos estos valores deben ser inferiores a la resistencia del material y brindar un factor de seguridad que mientras más alto el valor, se considera mejor. Para los elementos analizados: eje de transmisión, cuchilla de corte y disco giratorio se tiene que los esfuerzos si son inferiores, mostrando un factor de seguridad de 6.85 y 5.43 para el primer y segundo elemento analizado respectivamente; para el caso del volante se tiene un factor muy ajustado de apenas 1.39 por lo que este elemento bajo una sobrecarga fallaría, por ello es recomendable aumentar el espesor del mismo, ya que la zona de falla se encuentra esencialmente sobre los agujeros de los pernos pasantes, por tanto, de esta forma se aumentaría el área de contacto y por ende el factor de seguridad se ampliaría. Por último, mediante los análisis mostrados también es posible apreciar las deformaciones esperadas por los elementos, siendo la mayor deformación del disco con 0.10 mm, lo cual es mínimo, pero que se podría reducir más y considerar insignificante aumentando el espesor como ya se mencionó.

3.10. Análisis de costos

Es válido resaltar que, en Ecuador no se comercializa el pellet a gran escala, por ello, no existe un valor referencial en el mercado nacional. Sin embargo, existe un mercado potencial en toda la región Sierra, donde las temperaturas oscilan entre 24°C y 25°C. Se podría usar el pellet como biocombustible para calefacción climática y sanitaria, siendo una alternativa amigable con el ambiente porque no emite CO₂.

Inicialmente, se tuvo que hacer una investigación en mercados europeos donde se evalúa el precio del kilogramo de pellet que fluctúa entre US\$0.20 y centavos US\$0.35. Así mismo, se hizo un sondeo en el mercado sudamericano, donde se considera el precio del kilogramo oscila entre US\$0.50 y US\$0.65 en países como Argentina y Uruguay. Por consiguiente, se asume que el precio de venta al público es de US\$0.27 por kilogramo.

El costo de las partes y la mano de obra da un total de \$ 9 844. Es válido resaltar, que algunas piezas fueron cotizadas en el extranjero porque no se encontraban disponibles localmente, por lo que si se decide exportarlas se deberá tener en cuenta que el costo aumentará. A su vez, estos valores también podrían variar dependiendo del proveedor que se elija.

Así mismo, para los gastos fijos se asumió que una persona que trabaja en el laboratorio del CDTS será capacitada para poder operar la máquina y a su vez, pueda realizar los mantenimientos básicos como afilado de las cuchillas de corte y lubricación de chumaceras. También, se calculó el costo energético sabiendo que el precio del kWh es de 10 centavos de dólar y, suponiendo que se debe cubrir una necesidad de 120 kg a la semana en 6 horas de trabajo. Dando un total de US\$ 577. De manera análoga, se estimó un ingreso anual por la venta de pellets de US\$ 1 684.

En la tabla 3.7 se detalla la información necesaria para elaborar un ejemplo de análisis económico, como información relevante se resalta un préstamo de diez mil dólares a cinco años plazo con una tasa de interés del 11%. Donde el valor de salvamento al culminar el plazo del préstamo es de US\$8 367.

3.10.1. Rentabilidad del proyecto

Para establecer la rentabilidad del proyecto se proyectó un flujo de caja a cinco años, donde se observa en la tabla 3.9 que el flujo neto es negativo, y el quinto año es positivo asumiendo que se venderá la máquina. Luego se calculó el Valor Actual Neto (VAN) que es un valor negativo de \$ 2 327; el VAN debe ser mayor a cero para garantizar que se recuperará la

inversión inicial, y una Tasa Interna de Retorno (TIR) de un valor negativo del 8%; un negocio es rentable cuando el TIR está entre 20% y 40%. Estos indicadores dan como resultado un negocio no viable para su ejecución. Sin embargo, si la capacidad de producción es mayor a 4 5123 Kg anuales se podría considerar la puesta en marcha de este proyecto.

Tabla 3.4 Valores de capital de trabajo

COTIZACION DE LA ASTILLADORA DE DISCO PARA BIOMASA				
MATERIALES COTIZADOS				
Cantidad	Artículo	P. Unitario	P. Total	Proveedor
1	Barra de acero AISI/SAE 1018 de 3 1/2 in y 2000 mm de largo	\$315,52	\$315,52	BOHMAN
1	Plancha de acero A36 12X1220X2440	\$368,04	\$368,04	ACERO CATBOL
1	Plancha de acero A36 6x1220x2440	\$245,36	\$245,36	ACERO CATBOL
3	Plancha acero D2 de 8x610x1000	\$448,96	\$1.346,88	ACEIN
1	Motor 3 fásico 25 HP 1200 RPM	\$1.578,00	\$1.578,00	IMPROSELEC
2	Rodamiento 6213 NTN	\$86,23	\$172,46	CASA DEL RULIMAN
2	Chumacera de pared FY 65 TF SKF	\$156,80	\$313,60	CASA DEL RULIMAN
1	Perfil UPN 180 de 6 m	\$327,36	\$327,36	METALHIERRO
1	Polea en V de 160 mm de 3 canales	\$22,36	\$22,36	ALIBABA
1	Polea en V de 640 mm de 3 canales	\$655,25	\$655,25	ALLIEDELEC
1	Polea en V de 315 mm de 3 canales	\$114,70	\$114,70	AMAZON
1	Polea en V de 630 mm de 3 canales	\$313,74	\$313,74	INDAUTO.NET
3	Banda 5VX de 2,7 m	\$568,21	\$1.704,63	MYERS
3	Banda 5VX de 3,16 m	\$632,10	\$1.896,30	MYERS
11	Pernos Allen M8 de 20 mm	\$0,33	\$3,63	LA CASA DEL PERNO
6	Anillos de presión inox M8	\$0,04	\$0,24	LA CASA DEL PERNO
1	5 Kg de 1/8 in E6011	\$21,25	\$21,25	INDURA
TOTAL		\$5.854,25	\$9.399,32	

Tabla 3.5 Gastos varios del proyecto

Gastos de mantenimiento		Gastos por capacitación y publicidad	
Descripción	Costo anual	Descripción	Costo anual
Insumos y respuestos	\$100,00	Capacitación del personal	\$50,00
Equipamiento técnico e instrumentos	\$75,00	Total	\$50,00
Total	\$175,00		
Gastos de mantenimiento		Gastos por capacitación y publicidad	
Descripción	Costo anual	Descripción	Costo anual
Insumos y respuestos	\$100,00	Capacitación del personal	\$50,00
Equipamiento técnico e instrumentos	\$75,00	Total	\$50,00
Total	\$175,00		

Tabla 3.6 Ingresos

INGRESOS				
Producción por semana [kg]	Descripción	Ingreso unitario por Kg	Ingreso por semana	Ingreso anual
120	Precio de venta por kg	\$0,27	\$32,40	\$1.684,80

Tabla 3.7 Datos iniciales del caso hipotético de un préstamo

Ingresos	\$1.684,80
Inversión inicial	\$9.844,32
n	5
Préstamo	\$ 10.000,00
Tasa de interés	11%
TMAR	10%
Inflación	3%
Depreciación	5%
Valor de salvamento	\$8.367,67

Tabla 3.8 Datos de producción por año

Producción por año	6240	kg
Punto de equilibrio	45213	kg

Tabla 3.9 Flujo de caja

FLUJO DE CAJA						
Inflación		0%	3%	3%	3%	3%
Año	0	1	2	3	4	5
Ingresos por venta		\$1.684,80	\$1.735,34	\$1.787,40	\$1.841,03	\$1.896,26
Costos variables		\$-225,00	\$-231,75	\$-238,70	\$-245,86	\$-253,24
Costos operativos		\$-577,20	\$-577,20	\$-577,20	\$-577,20	\$-577,20
Depreciación maquina		-\$281,98	-\$273,52	-\$265,31	-\$257,36	-249,63
Intereses		\$1.125,00	-\$945,25	-\$745,29	-\$522,82	-\$275,33
Utilidad		-\$524,38	-\$292,38	-\$39,10	\$237,78	\$540,85
Valor de salvamento						\$8.367,67
Inversión inicial	\$9.844,32					
Prestamo	\$10.000,00					
Amortización		\$1.597,74	\$1.777,49	\$1.977,45	\$2.199,92	\$2.447,41
Flujo neto de efectivo	\$155,68	\$2.122,12	\$2.069,87	\$2.016,55	\$1.962,13	\$6.461,12
VAN	\$-2.327,54					
TIR	-8%					

En la tabla 3.10 se realizó una comparación con otras máquinas que son vendidas en el mercado internacional. La diferencia de precios entre las otras máquinas es notablemente mayor. Sin embargo, es importante mencionar que la maquinaria disponible en el mercado digital internacional, generalmente no disponen de la suficiente información como especificaciones sobre la madera que pueden procesar. Además, en caso de querer adquirirlas, hay que tomar en consideración el costo por importación.

Es importante recalcar que la rentabilidad del proyecto, también se ve influenciada por humedad relativa de la madera. Existe riesgo de descomponer la maquinaria si la madera posee un porcentaje de humedad

mayor al 12% debido al deshilachamiento y atascamiento de la materia en el sistema de corte, siendo el caso más crítico que este material afecte en otros componentes como las poleas o el motor. Debido a esto el CDTs realiza un proceso de secado natural con ayuda de la incidencia del sol, principalmente en el Neem que posee un valor de humedad relativa igual a 15%.

Tabla 3.10 Comparación con productos del mercado

Propuesta de proyecto	Astilladora de disco	Astilladora de tambor
		
20 Kg/h	500 Kg/h	100 Kg/h
\$ 9 844,32	\$ 2 500	\$ 3 500

Asumiendo que el CDTs cuenta con las demás maquinarias para poder realizar el peletizado, se sugiere que la capacidad de producción de pellets anual sea mayor a 45 213 Kg como lo indica la tabla 3.8 para poder generar ingresos.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

Con base al análisis de elementos finitos del disco, se pudo observar que se podría aumentar el espesor del disco de corte. Esto nos permitiría reducir la deformación en puntos críticos y aumentar la resistencia a los esfuerzos máximos que generalmente se dan alrededor de los pernos de sujeción. Aunque se tuvo un factor de seguridad aceptable (mayor a 1), se podría aumentar este valor si se selecciona un espesor de disco mayor, aunque es importante evaluar la disponibilidad en el mercado (el mercado local ofrece planchas de espesor 5 mm).

Además, el diseño final cumple con el requisito de no superar los 2 metros por lado, se obtiene que el tamaño de la astilla este dentro del rango de G 50 medio según la norma austríaca y que su capacidad de producción sea de 20 kg/h y, Sobre todo, salvaguarda la vida del operario. Sin embargo, el diseño que se propuso no cumple con el requerimiento que el costo de materiales y mano de obra no supere los cinco mil dólares, esto se debe a la necesidad de conseguir un motor de alta potencia (25 hp) en el mercado internacional.

El porcentaje de humedad de un árbol a astillar es relevante y si presenta valores superiores al 12% podría producir deshilachamiento y producir un atascamiento en la astilladora. Por esta razón es que el laboratorio ubicado en la FIMCP ya realizaba un secado de la madera al aire libre y con ayuda de la incidencia del sol se logra bajar el porcentaje de humedad.

El análisis económico de proyectado a 5 años que elaboramos como ejemplo, permitió establecer la factibilidad para la elaboración de la máquina astilladora. Aunque se obtuvieron valores negativos, estos pueden cambiar si se aumenta el precio de venta del pellet que se pretende establecer o aumentar la capacidad de la maquinaria para sobrepasar el punto de equilibrio establecido en la Tabla 3.8.

Los cálculos también permiten modificar aspectos como la potencia requerida por parte del motor, puesto que es uno de los elementos más costosos del proyecto.

4.2. RECOMENDACIONES

Realizar rajado inicial para poder reducir la fuerza de corte que, a su vez, reduciría la potencia del motor, el diámetro del eje, el diámetro de las poleas, y los demás elementos también se volverían a diseñar disminuyendo el costo de los componentes que son los que representan los mayores gastos.

Para obtener con mayor precisión en el tamaño de las astillas se debería realizar ensayos in situ una vez acoplada la máquina modificando las variables mencionadas en la tesis y, si se desea garantizar un tamaño específico de granulometría se podría agregar un tamizador.

Del análisis de elementos finitos se obtuvo que es conveniente aumentar el espesor del disco de corte para evitar que el material falle si es sometido a una sobrecarga, sin embargo, al evaluar las alternativas presentes en el mercado de las planchas para la elaboración del disco de corte, solo se lograron obtener de 5 mm. Esto se convirtió en una limitante que fue asumida como aceptable debido a que el factor de seguridad fue mayor a uno.

BIBLIOGRAFÍA

- Amazon. (1 de Octubre de 2020). *Amazon.es*. Obtenido de SAKAWA Astilladora Troncos Leña AS6T: <https://www.amazon.es/SAKAWA-Astilladora-Troncos-le%C3%B1a-AS6T/dp/B08KHC65L6>
- Cardona, M., Madrid, C., Paredes D'Diego, O., & Zaldivar, R. (2001). *Propiedades y Uso de la Madera Cedro Macho*. Tegucigalpa: Alin Editora. Obtenido de <http://www.itto.int/files/user/pdf/publications/PD47%2094/pd%2047-94-1s%20rev%203%20%28I%29%20s.pdf>
- Cordero, L. L. (1972). Propiedades Físicas y Mecánicas de Ciento Trece Especies. En L. L. Cordero, *Propiedades Físicas y Mecánicas de Ciento Trece Especies* (pág. 499). Turrialba: Biblioteca Conmemorativa Orton.
- Diego Botta, M. B. (2011). *Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor de ciclo Otto*. La Plata: Universidad Nacional de la Plata.
- Dora-Virginia Igartúa, K. M.-E. (2017). *Acacia melanoxylon in Argentina: heartwood content and its*. La Plata: Universidad Nacional de Mar del Plata. Obtenido de Acacia melanoxylon in Argentina: heartwood content and its.
- ELIGEMADERA. (02 de Octubre de 2021). *¿Cómo afecta la humedad a las propiedades mecánicas de la madera?* Obtenido de <https://eligemadera.com/humedad-en-la-madera/>
- Igartúa, D., Moreno, K., Piter, J., & Monteoliva, S. (2015). DENSIDAD Y PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA MADERA DE Acacia melanoxylon IMPLANTADA EN ARGENTINA. *Maderas. Ciencia y Tecnología*, 809-820. doi:10.4067/S0718-221X2015005000070
- Landworks. (s.f.). *amazon*. Obtenido de amazon [captura]: <https://us.amazon.com/-/es/Landworks-Trituradora-multifunción-alcantarilla-resistente/dp/B09H6SS4H1>
- Maderame. (06 de Marzo de 2020). *Madera de Neem*. Obtenido de Características del Neem: <https://maderame.com/enciclopedia-madera/caoba/>
- METINVEST. (08 de Agosto de 2017). *Acero ASTM A36*. Obtenido de Propiedades Mecánicas: <https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/astma36>
- Monge, C. T. (2011). *Factores de variación del contenido de humedad, color y defectos en la madera de Acacia Mangium antes y después del secado*. Cartago: Instituto Tecnológico de Costa Rica.

- PAULO. (20 de Febrero de 2018). *S7, D2, A2: Diferencia en las propiedades del acero para herramientas*. Obtenido de <https://www.paulo.com/es/recursos-universitarios/s7-d2-a2-diferencia-herramienta-propiedades-acero/#:~:text=Propiedades%20del%20acero%20para%20herramientas%20D2&text=Es%20muy%20resistente%20al%20desgaste,estabilidad%20durante%20el%20tratamiento%20t%C3%A9r>
- PUUINFO. (12 de Noviembre de 2020). Propiedades de humedad de la madera. *PUU WOOD*. Obtenido de <https://puuinfo.fi/puutieto/la-madera-como-material/propiedades-de-humedad-de-la-madera/?lang=es>
- Rivadeneira, C. R. (2017). *Impregnación de aceite de Neem en soporte textil para combatir la mosca de la fruta*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Rodríguez, J. (2019). *Biomasa Forestal - Producción de astilla forestal*. Barcelona: e-for-Own. serviaceros especiales. (s.f.). *Hoja Técnica AISI D2*. México: serviaceros. Obtenido de https://portal.serviacero.com/assets/webfiles/3/files/58_d2.pdf
- Servicio Industrial, S.A. de C.V. SISA. (s.f.). *Acero SISA D2*. Ciudad de México: Servicio Industrial, S.A. de C.V.
- SuperHandy. (s.f.). *amazon*. Obtenido de amazon [captura]: <https://www.amazon.com/-/es/SuperHandy-trituradora-resistente-compacto-capacidad/dp/B097Z44MN3>
- SuperHandy. (s.f.). *amazon*. Obtenido de amazon: <https://www.amazon.com/-/es/SuperHandy-trituradora-resistente-compacto-capacidad/dp/B097Z44MN3>
- SuperHandy. (sin fecha). *amazon*. Obtenido de amazon [captura]: <https://www.amazon.com/-/es/SuperHandy-trituradora-resistente-compacto-capacidad/dp/B097Z44MN3>
- TOMCATCHIPPERS. (s.f.). *tomcatchippers*. Obtenido de tomcatchippers [fotografía]: <https://tomcatchippers.co.za/products/push-trolley-models/model-100-cdt-wood-chipper/>
- World Wide Fund. (24 de Octubre de 2012). *Maderas de Panamá*. Obtenido de Catálogo de especies forestales de Panamá: https://wwfeu.awsassets.panda.org/downloads/catalogo_maderas_de_panama_oct_24_2012.pdf

APÉNDICE

Tabla A.1 Tabla de propiedades mecánicas de la Acacia (Igartúa, Moreno, Piter, & Monteoliva, 2015)

Tabla 2. Valores medios y variación de la densidad y las propiedades mecánicas en la madera de *Acacia melanoxylon*.

Ensayo		Propiedad	VM	DE	CV
Densidad (kg.m ⁻³)	(n = 535)	Densidad	564	79	14 %
Flexión (N.mm ⁻²)	(n = 158)	Tensión límite de prop ⁽¹⁾	37,7	12,7	34 %
		Tensión de rotura	89,9	19,7	22 %
		Módulo de elasticidad	10926	2609	24 %
Compresión paralela (N.mm ⁻²)	(n = 287)	Tensión de rotura	49,5	6,7	14 %
Compresión perpendicular (N.mm ⁻²)	(n = 19)	Tensión de rotura	11,7	3,6	31 %
Corte paralelo (N.mm ⁻²)	(n = 40)	Tensión de rotura	11,6	1,8	16 %
Dureza (N.mm ⁻²)	(n = 31)	Superficie radial	40,4	13,4	33 %
		Superficie tangencial	41,8	12,5	30 %
		Superficie transversal	53,6	11,9	22 %
		Promedio	45,3	11,9	26 %

(1): Tensión en el límite de proporcionalidad; n: número de determinaciones; VM: valor medio; DE: desvío estándar; CV: coeficiente de variación

Tabla A.2 Tabla de propiedades mecánicas del Cedro (Cardona, Madrid, Paredes D'Diego, & Zaldivar, 2001)

Cuadro 5: Propiedades mecánicas a 12% de contenido de humedad de la madera de cedro macho (*C. guianensis*) Normas COPANT

Propiedad	Medición	Promedio	Desviación estandar	Margen de error	Clasificación
Flexión estática	Módulo de rotura	853.5 kg/cm ²	91.2	70.1	Medio
	Módulo de elasticidad	99844 kg/cm ²	7707	5924	Medio
Compresión paralela	Resistencia máxima	548.9 kg/cm ²	37.8	29.06	Medio
Compresión perpendicular	Esfuerzo límite proporcional	50.84 kg/cm ²	8.81	6.78	Bajo
Dureza janka	Resistencia lateral	370.7 kg	87.8	31.65	Medio
	Resistencia extremos	495 kg	69.7	37.08	Medio
Cizalle	Resistencia máxima	110.65 kg/cm ²	11.56	8.88	Medio
Clivaje	Resistencia máxima	56.4 kg/cm	9.22	7.08	-

Tabla A.3 Factor de servicio para bandas y poleas catalogo Intermec

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Tabla A.4 Potencia de diseño

CORREAS ALTA CAPACIDAD

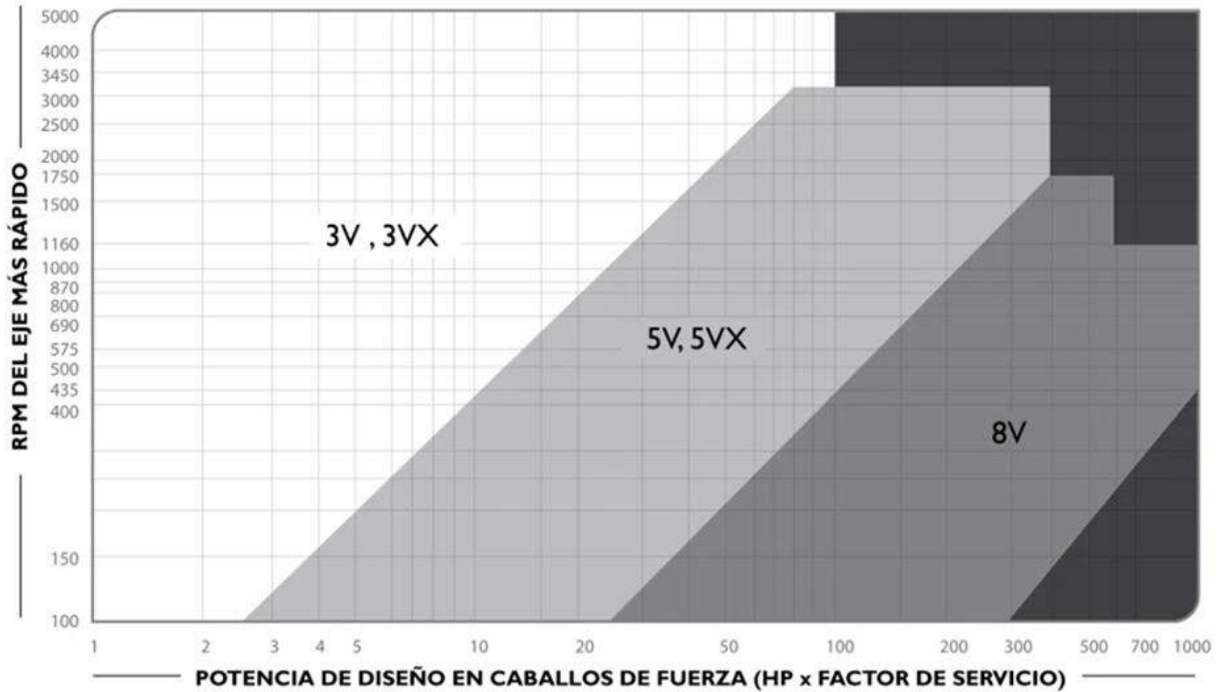


Tabla A.5 Diámetros mínimos de polea

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0.50	65	-	-	-
0.75	65	65	-	-
1.00	65	65	60	-
1.50	75	65	65	60
2.00	75	65	65	65
3.00	75	75	65	65
5.00	100	75	75	65
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115
30.00	170	170	135	-
40.00	210	170	155	-
50.00	230	210	170	-
60.00	260	230	190	-
75.00	260	260	230	-
100.00	350	350	250	-
125.00	380	350	280	-
150.00	465	350	-	-
200.00	550	-	-	-
250.00	-	-	-	-
300.00	-	-	-	-

Tabla A.6 Capacidad de transmisión



TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)									
	55	60	65	67	70	75	80	85	90	105
100	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	0.27	0.33
200	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.50	0.61
300	0.23	0.28	0.33	0.38	0.43	0.50	0.55	0.62	0.72	0.88
400	0.28	0.35	0.42	0.49	0.55	0.64	0.71	0.80	0.93	1.14
500	0.34	0.42	0.50	0.59	0.67	0.78	0.86	0.97	1.13	1.38
575	0.37	0.47	0.56	0.66	0.75	0.88	0.97	1.10	1.28	1.57
600	0.38	0.48	0.58	0.68	0.78	0.91	1.00	1.14	1.33	1.63
690	0.43	0.54	0.65	0.76	0.88	1.02	1.13	1.28	1.50	1.84
700	0.43	0.55	0.66	0.77	0.89	1.04	1.15	1.30	1.52	1.86
725	0.44	0.56	0.68	0.80	0.91	1.07	1.18	1.34	1.57	1.92
800	0.47	0.60	0.73	0.86	0.99	1.16	1.30	1.45	1.70	2.10
870	0.50	0.64	0.78	0.92	1.06	1.24	1.38	1.56	1.83	2.25
900	0.52	0.66	0.80	0.95	1.10	1.28	1.42	1.60	1.90	2.32
950	0.54	0.69	0.84	0.99	1.14	1.34	1.50	1.68	1.98	2.43
1000	0.56	0.72	0.87	1.03	1.20	1.40	1.55	1.76	2.07	2.54
1100	0.59	0.77	0.94	1.10	1.28	1.50	1.68	1.90	2.24	2.76
1160	0.62	0.80	0.98	1.16	1.34	1.58	1.76	2.00	2.35	2.90
1200	0.63	0.82	1.00	1.20	1.38	1.62	1.80	2.05	2.40	2.98
1300	0.66	0.87	1.07	1.27	1.47	1.73	1.93	2.20	2.58	3.20
1400	0.70	0.91	1.13	1.35	1.56	1.84	2.05	2.33	2.75	3.40
1425	0.71	0.93	1.15	1.36	1.58	1.87	2.08	2.37	2.80	3.45
1500	0.73	0.96	1.20	1.42	1.65	1.95	2.17	2.47	2.90	3.60
1600	0.76	1.00	1.25	1.50	1.73	2.05	2.30	2.60	3.07	3.80
1700	0.79	1.05	1.30	1.56	1.82	2.15	2.40	2.74	3.23	4.00
1750	0.80	1.07	1.33	1.60	1.86	2.20	2.46	2.80	3.30	4.10
1800	0.82	1.09	1.36	1.63	1.90	2.25	2.52	2.87	3.40	4.20
1900	0.84	1.13	1.42	1.70	1.98	2.35	2.63	3.00	3.54	4.38
2000	0.87	1.17	1.47	1.77	2.06	2.45	2.74	3.12	3.70	4.57
2100	0.90	1.20	1.52	1.83	2.14	2.54	2.85	3.25	3.84	4.76
2200	0.92	1.25	1.57	1.90	2.20	2.64	2.95	3.37	4.00	4.94
2300	0.94	1.28	1.62	1.96	2.30	2.73	3.05	3.50	4.13	5.10
2400	0.96	1.32	1.67	2.02	2.36	2.82	3.16	3.60	4.27	5.29
2500	0.98	1.35	1.70	2.07	2.43	2.90	3.26	3.72	4.40	5.46
2600	1.00	1.38	1.76	2.13	2.50	3.00	3.35	3.83	4.54	5.63
2700	1.02	1.42	1.80	2.20	2.57	3.08	3.45	3.94	4.68	5.80
2800	1.04	1.45	1.85	2.24	2.64	3.16	3.54	4.05	4.80	5.96
2850	1.05	1.46	1.87	2.27	2.67	3.20	3.60	4.10	4.87	6.03
2900	1.06	1.48	1.89	2.30	2.70	3.24	3.64	4.16	4.93	6.10
3000	1.07	1.50	1.93	2.35	2.77	3.32	3.73	4.26	5.06	6.27
3200	1.10	1.56	2.00	2.45	2.90	3.47	3.90	4.47	5.30	6.57
3400	1.13	1.60	2.08	2.55	3.00	3.62	4.07	4.66	5.53	6.85
3450	1.14	1.62	2.10	2.57	3.04	3.65	4.10	4.70	5.60	6.92
3600	1.15	1.65	2.15	2.64	3.12	3.76	4.23	4.85	5.75	7.12
3800	1.17	1.70	2.20	2.72	3.23	3.90	4.38	5.02	5.96	7.37
4000	1.20	1.73	2.27	2.80	3.33	4.02	4.52	5.20	6.16	7.60
4200	1.20	1.77	2.33	2.88	3.42	4.13	4.66	5.34	6.34	7.83
4400	1.21	1.80	2.38	2.95	3.50	4.24	4.78	5.50	6.50	8.03
4600	1.21	1.82	2.42	3.00	3.60	4.35	4.90	5.63	6.67	8.22
4800	1.21	1.84	2.46	3.07	3.66	4.44	5.00	5.75	6.82	8.38
5000	1.21	1.86	2.50	3.12	3.73	4.53	5.10	5.87	6.95	8.53
5200	1.20	1.87	2.52	3.16	3.80	4.60	5.20	5.97	7.07	8.66
5400	1.19	1.87	2.55	3.20	3.85	4.68	5.28	6.08	7.18	8.77
5600	1.17	1.88	2.56	3.24	3.90	4.74	5.36	6.15	7.27	8.86
5800	1.15	1.87	2.58	3.26	3.93	4.80	5.42	6.22	7.35	8.93
6000	1.13	1.87	2.59	3.28	3.96	4.84	5.47	6.27	7.40	8.98
6200	1.10	1.86	2.60	3.30	3.99	4.87	5.50	6.32	7.45	9.00
8400	1.07	1.84	2.58	3.31	4.00	4.90	5.54	6.35	7.48	9.01
6600	1.04	1.82	2.57	3.31	4.01	4.90	5.56	6.37	7.49	8.98
6800	1.00	1.79	2.56	3.30	4.01	4.92	5.57	6.38	7.49	8.94
7000	0.96	1.76	2.54	3.30	4.01	4.92	5.56	6.37	7.46	8.87

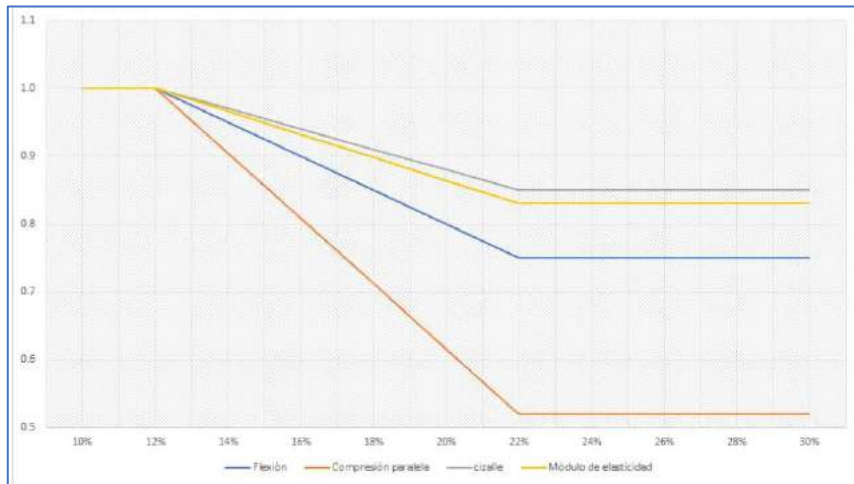


Figura B.1 Reducción de resistencia y módulo de elasticidad de la madera según su contenido de humedad basado en las especificaciones de la norma NCh 1198

HOJA TÉCNICA

AISI D2

Equivalencia:	ASTM A681-08: D2	DIN 1.2379 (X153CrMoV12)	JIS ~ SKD 11
Composición Química:	%C: 1.40 - 1.60	%Si: 0.10 - 0.60	%Mn: 0.10 - 0.60
	%Cr: 11.0 - 13.0	%Mo: 0.70 - 1.20	%V: 0.50 - 1.10
	%P: ≤ 0.030	%S: < 0.030	
Condición de Suministro:	Recocido a una dureza máxima de 269 HB (~ 28 HRC)		
Propiedades físicas:	Conductividad térmica		Coefficiente de expansión térmica
	0 - 200°C		0 - 200°C
	0 - 400°C		0 - 400°C
	21.0 W / m °C	23.0 W / m °C	11.2 x 10 ⁻⁶ / °C
	146 BTU in / Ft ² h °F	159 BTU in / Ft ² h °F	12.0 x 10 ⁻⁶ / °C
Propiedades mecánicas (aprox. a temperatura ambiente):	Dureza	60 HRC	55 HRC
	Límite elástico MPa (Lb / in ²):	2,150 (312,000)	1,900 (276,000)

* Los valores señalados son resultado de varias evaluaciones y no son mandatorios, ya que dependen de las condiciones de tratamiento térmico que sean aplicadas, y se presentan solo como información general.

CARACTERÍSTICAS

El acero **AISI D2**, corresponde a un acero grado herramienta para trabajo en frío de alto cromo (aceros del 12 %), con aleación de molibdeno y vanadio, y es el más ampliamente usado en operaciones de estampado y conformado; se caracteriza por:

- Alta **resistencia al desgaste**.
- Buena **resistencia al revenido**.
- Alta **resistencia a la compresión**.
- De baja **tenacidad** en comparación con otros aceros, que lo hace sensible a despostillamiento o fractura.
- Alta **templabilidad**.
- Buena estabilidad dimensional durante su tratamiento térmico.

POSIBILIDAD DE SUSTITUCIÓN (mejor desempeño en función de la aplicación)

Kind & Co	AISI	DIN	Resistencia al desgaste	Tenacidad	Resistencia a la deformación plástica
----	01	1.2510	█	█	█
----	S7	----	█	█	█
CH5M	A2	1.2363	█	█	█
CH16V	D2	1.2379	█	█	█
CHW	----	1.2436	█	█	█
PM823 ESR	----	----	█	█	█
----	M2	1.3343	█	█	█

especiales@serviacero.com
www.serviacero.com/especiales

León: Tel. (477) 800 27 00
Guadalajara: Tel. (33) 3811 42 48
San Luis Potosí: Tel. (444) 821 17 00

Querétaro: Tel. (442) 210 22 90
Monterrey: Tel. (81) 4738 54 00
México: Tel. (55) 6379 05 11

1 de 2

Figura B.2 Ficha técnica del acero AISI D2

Fuente: Serviaceros, 2015

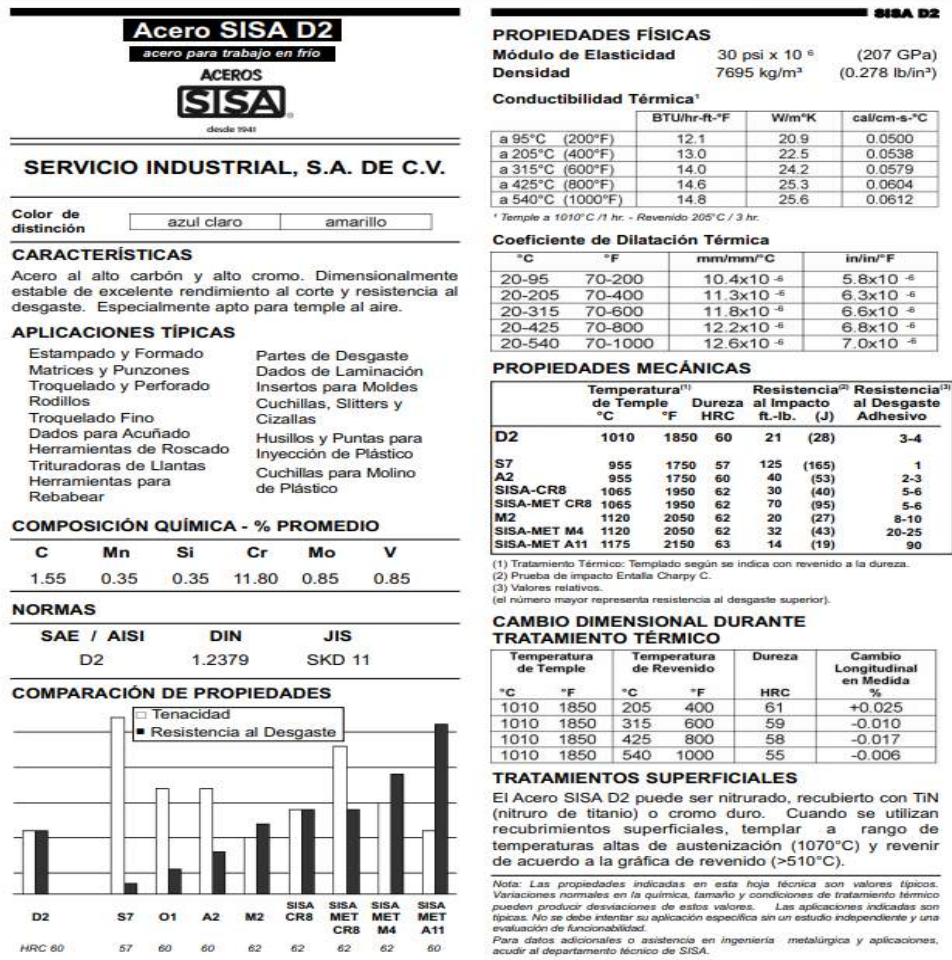


Figura B.3 Ficha técnica del acero AISI D2

Fuente: Servicio Industrial SISA, 2020.

Condición	C
La deformación no es condición de proyecto	3,0
La deformación es condición de proyecto	2,4
Agujeros holgados u ovalados	2,0
Deformación estimada > 6 mm	3,0
Deformación estimada < 6 mm	2,4

Figura B.4 Factor de deformación en unión sometida a aplastamiento

Fuente: American Institute of Steel Construction, 1999.

Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131

Figura B.5 Propiedades del acero AISI 1020 rolado en caliente

flexión:	$C_{carga} = 1$
carga axial:	$C_{carga} = 0.70$

Figura B.6 Factor de corrección de carga

para $d \leq 0.3$ in (8 mm):	$C_{tamaño} = 1$
para 0.3 in $< d \leq 10$ in:	$C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$
para 8 mm $< d \leq 250$ mm:	$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$

Figura B.7 Factor de corrección de tamaño

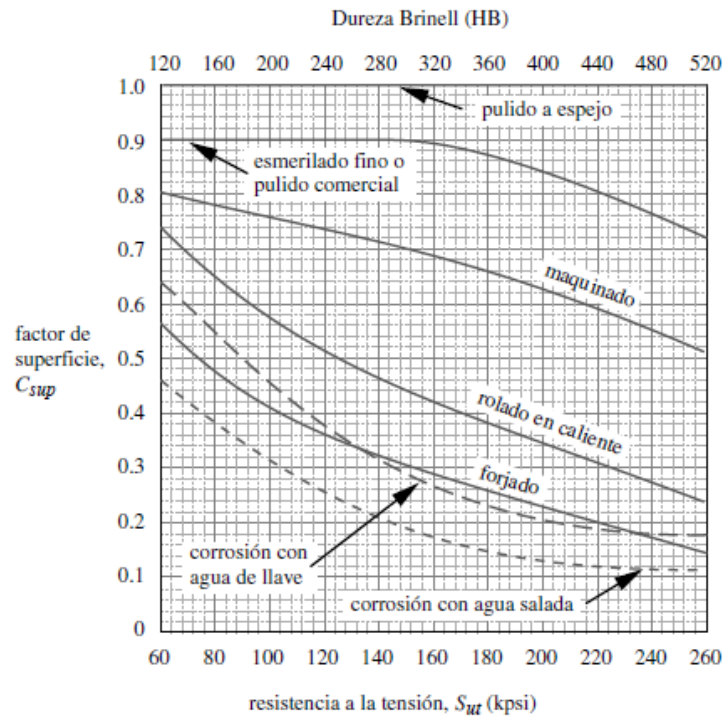


Figura B.8 Factor de corrección de superficie

para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ (840 $^\circ\text{F}$): $C_{temp} = 1$
 para $450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$: $C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
 para $840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1\ 020 \text{ }^\circ\text{F}$: $C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Figura B.9 Factor de corrección de temperatura

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Figura B.10 Factor de corrección de confiabilidad

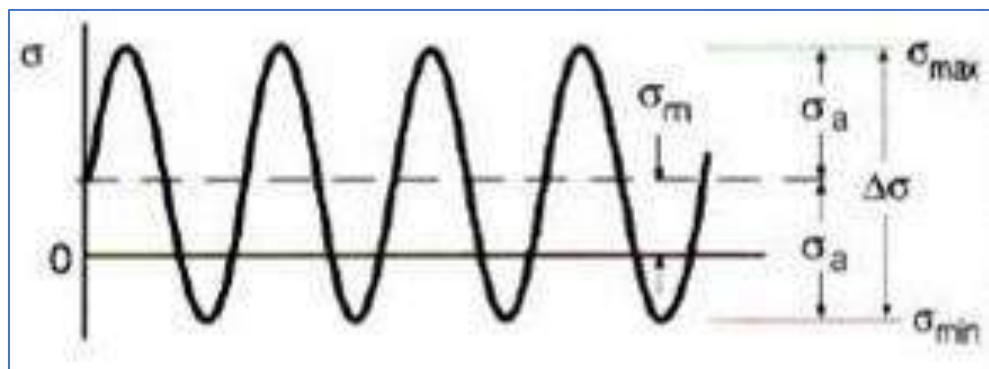


Figura C.1 Esquema de esfuerzo cíclico alternante

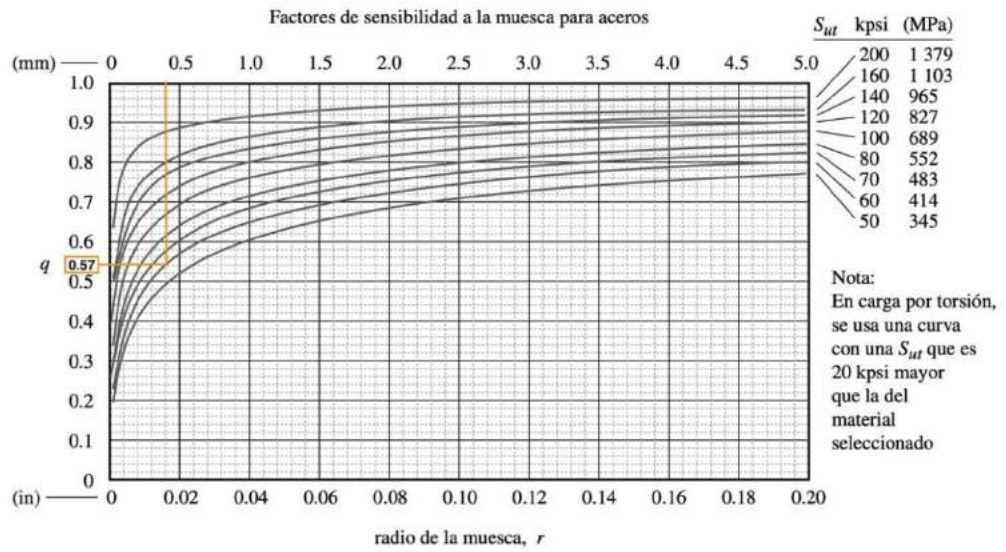


Figura C.2 Factores de sensibilidad a la muesca para aceros

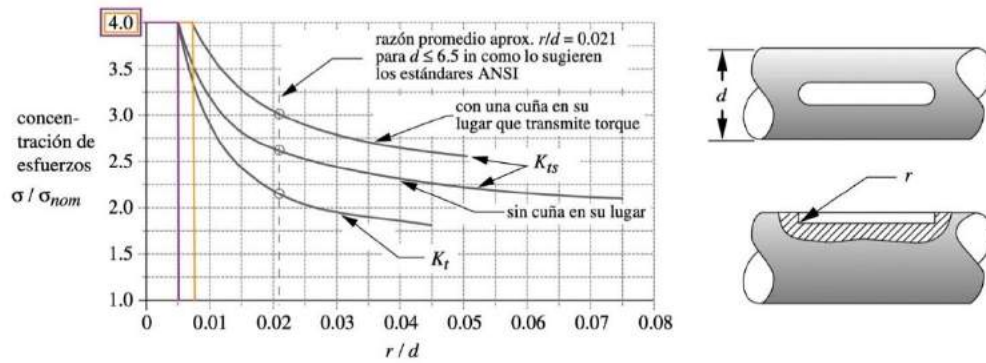
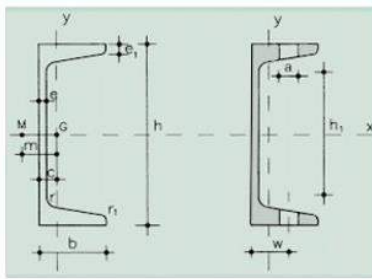


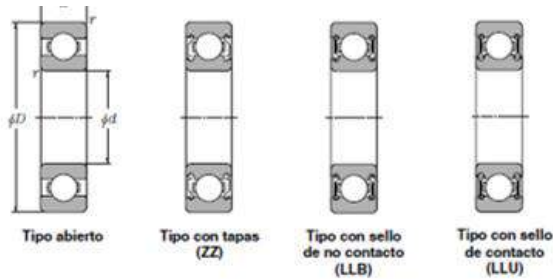
Figura C.3 Concentradores de esfuerzo



A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
 $W_x = 2I_x : h$: h. Módulo resistente de la sección, respecto a X
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a X
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
 $W_y = I_y : (b - c)$. Mínimo módulo resistente de la sección, respecto a Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y
 I_t = Módulo de torsión de la sección
 c = Posición del eje Y
 m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
 a = Diámetro del agujero del roblón normal
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
 h_1 = Altura de la parte plana del alma
 p = Peso por m
 u = Perímetro

Perfil	Dimensiones							Términos de sección										Agujeros		Peso		
	h	b	e	e1=r1	r1	h1	u	A	Sx	Ix	Wx	ix	Iy	Wy	iy	Iy	c	m	w	a	p	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm	cm	mm	mm	kp/m	
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,60	P
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,10	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,40	P
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	62,7	14,80	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,00	P
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116,0	6,21	85,3	18,30	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,80	P
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150,0	6,95	114,0	22,40	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,00	P
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	661	32,2	114,0	1910	191,0	7,70	148,0	27,00	2,14	12,60	2,01	3,94	40	23	25,30	P
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	718	37,4	146,0	2690	245,0	8,48	197,0	33,60	2,30	17,00	2,14	4,20	45	23	29,40	P
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	775	42,3	179,0	3600	300,0	9,22	248,0	39,60	2,42	20,80	2,23	4,39	45	25	33,20	P
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	834	48,3	221,0	4820	371,0	9,99	317,0	47,70	2,56	23,70	2,36	4,66	50	25	37,90	P
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	890	53,3	266,0	6280	448,0	10,90	399,0	57,20	2,74	33,20	2,53	5,02	50	25	41,80	P
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	950	58,8	316,0	8030	535,0	11,70	495,0	67,80	2,90	40,60	2,70	5,41	55	25	46,20	P

Figura C.4 Catálogo de perfiles UPN.



d 65 ~ 85mm

d	Dimensiones principales			Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites			Números de rodamientos				
	D	B	r _{ms} ⁽¹⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}		f _s	grasa tipo abierto ZZ	r.p.m. tipo abierto LLB	aceite tipo abierto LLU	tipo abierto	con sello de no contacto	con sello de torque	con sello de contacto
65	85	10	0.6	0.5	11.6	11.0	1 180	1 120	16.2	7 400	8 700	4 100	6813	ZZ	LLB	LLU
	90	13	1	0.5	17.4	16.1	1 770	1 640	16.6	7 000	8 200	4 000	6913	ZZ	LLB	LLU
	100	11	0.6	—	20.5	18.7	2 090	1 910	16.5	6 500	7 700	—	16013	—	—	—
	100	18	1.1	0.5	30.5	25.2	3 100	2 570	15.8	6 500	7 700	3 900	6013	ZZ	LLB	LLU
	120	23	1.5	0.5	57.5	40.0	5 850	4 100	14.4	5 500	6 500	3 600	6213	ZZ	LLB	LLU
	140	33	2.1	0.5	92.5	60.0	9 450	6 100	13.2	4 900	5 800	3 300	6313	ZZ	LLB	LLU
160	37	2.1	—	111	72.5	11 300	7 400	12.7	4 400	5 200	—	6413	—	—	—	
70	90	10	0.6	0.5	12.1	11.9	1 230	1 220	16.1	6 900	8 100	3 800	6814	ZZ	LLB	LLU
	100	16	1	0.5	23.7	21.2	2 420	2 160	16.3	6 500	7 700	3 700	6914	ZZ	LLB	LLU
	110	13	0.6	—	24.4	22.6	2 480	2 300	16.5	6 100	7 100	—	16014	—	—	—
	110	20	1.1	0.5	38.0	31.0	3 900	3 150	15.6	6 100	7 100	3 600	6014	ZZ	LLB	LLU
	125	24	1.5	0.5	62.0	44.0	6 350	4 500	14.5	5 100	6 000	3 400	6214	ZZ	LLB	LLU
	150	35	2.1	0.5	104	68.0	10 600	6 950	13.2	4 600	5 400	3 100	6314	ZZ	LLB	LLU
180	42	3	—	128	89.5	13 100	9 100	12.7	4 100	4 800	—	6414	—	—	—	
75	95	10	0.6	0.5	12.5	12.9	1 280	1 310	16.0	6 400	7 600	3 600	6815	ZZ	LLB	LLU
	105	16	1	0.5	24.4	22.6	2 480	2 300	16.5	6 100	7 200	3 500	6915	ZZ	LLB	LLU
	115	13	0.6	—	25.0	24.0	2 540	2 450	16.6	5 700	6 700	—	16015	—	—	—
	115	20	1.1	0.5	39.5	33.5	4 050	3 400	15.8	5 700	6 700	3 300	6015	ZZ	LLB	LLU
	130	25	1.5	0.5	66.0	49.5	6 750	5 050	14.7	4 800	5 600	3 200	6215	ZZ	LLB	LLU
	160	37	2.1	0.5	113	77.0	11 600	7 850	13.2	4 300	5 000	2 900	6315	ZZ	LLB	LLU
190	45	3	—	138	99.0	14 000	10 100	12.7	3 800	4 500	—	6415	—	—	—	

Figura C.5 Catálogo de NTN

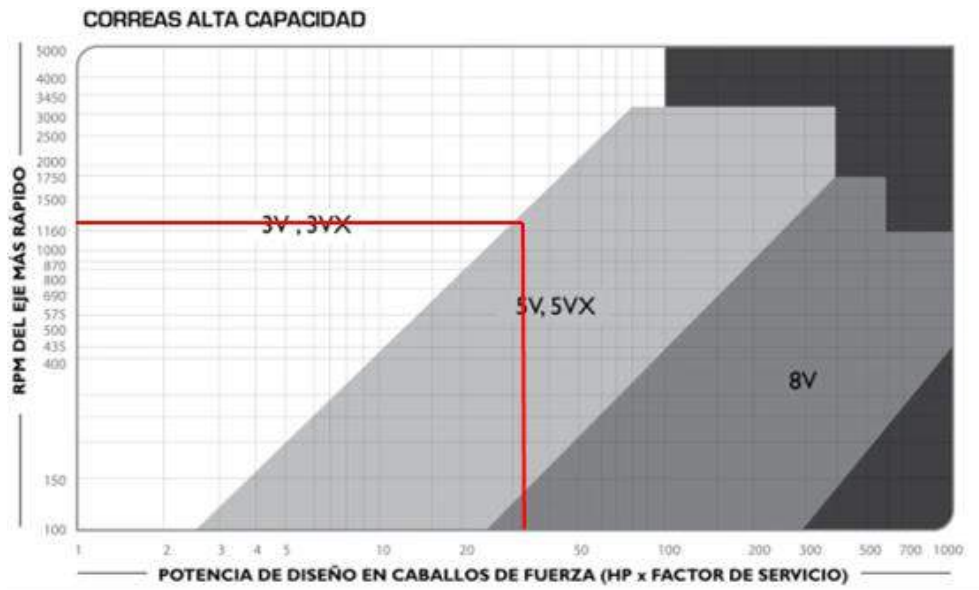


Figura C.6 Selección del tipo de perfil para banda

5VX

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											
	110	120	125	130	140	150	160	170	180	190	205	215
100	0.71	0.79	0.87	0.97	1.07	1.20	1.33	1.45	1.58	1.70	1.87	2.02
200	1.30	1.47	1.62	1.80	2.00	2.24	2.50	2.73	2.98	3.22	3.53	3.83
300	1.86	2.10	2.32	2.60	2.87	3.23	4.00	3.95	4.30	4.65	5.10	5.55
400	2.40	2.70	3.00	3.35	3.70	4.18	4.65	5.12	5.60	6.05	6.63	7.20
435	2.57	2.90	3.22	3.60	4.00	4.50	5.00	5.52	6.03	6.53	7.16	7.78
485	2.82	3.18	3.54	3.97	4.40	4.96	5.53	6.10	6.65	7.20	7.90	8.58
500	2.90	3.27	3.64	4.08	4.52	5.10	5.68	6.26	6.83	7.40	8.12	8.82
575	3.27	3.70	4.10	4.60	5.10	5.77	6.43	7.10	7.74	8.40	9.20	10.00
585	3.32	3.74	4.17	4.68	5.20	5.86	6.53	7.20	7.87	8.53	9.35	10.17
600	3.40	3.83	4.26	4.50	5.30	6.00	6.68	7.37	8.05	8.72	9.56	10.40
690	3.82	4.32	4.80	5.40	6.00	6.78	7.57	8.34	9.12	9.88	10.84	11.79
700	3.86	4.37	4.87	5.48	6.08	6.87	7.66	8.45	9.23	10.00	10.98	11.94
725	3.98	4.50	5.02	5.65	6.27	7.10	7.90	8.72	9.53	10.33	11.33	12.33
800	4.33	4.90	5.47	6.15	6.83	7.73	8.52	9.50	10.40	11.28	12.37	13.48
870	4.64	5.26	5.88	6.60	7.35	8.32	9.28	10.24	11.20	12.15	13.33	14.50
900	4.78	5.40	6.05	6.80	7.57	8.57	9.56	10.55	11.54	12.52	13.73	14.94
950	5.00	5.67	6.34	7.13	7.93	8.98	10.03	11.07	12.10	13.13	14.40	15.67
1000	5.22	5.92	6.62	7.46	8.30	9.40	10.50	11.57	12.66	13.73	15.07	16.40
1100	5.65	6.40	7.18	8.09	9.00	10.20	11.40	12.58	13.76	14.92	16.38	17.80
1160	5.90	6.70	7.50	8.46	9.42	10.68	11.93	13.17	14.40	15.63	17.15	18.65
1200	6.07	6.90	7.72	8.70	9.70	11.00	12.28	13.56	14.83	16.10	17.65	19.20
1300	6.48	7.37	8.25	9.32	10.38	11.77	13.15	14.53	15.90	17.28	18.92	20.57
1400	6.88	7.84	8.80	9.92	11.05	12.54	14.00	15.48	16.93	18.37	20.15	21.90
1425	6.98	7.95	8.92	10.07	11.20	12.73	14.23	15.70	17.20	18.65	20.45	22.24
1500	7.28	8.30	9.30	10.50	11.70	13.30	14.86	16.40	17.95	19.47	21.36	23.22

Figura C.7 Selección de tren de poleas 1

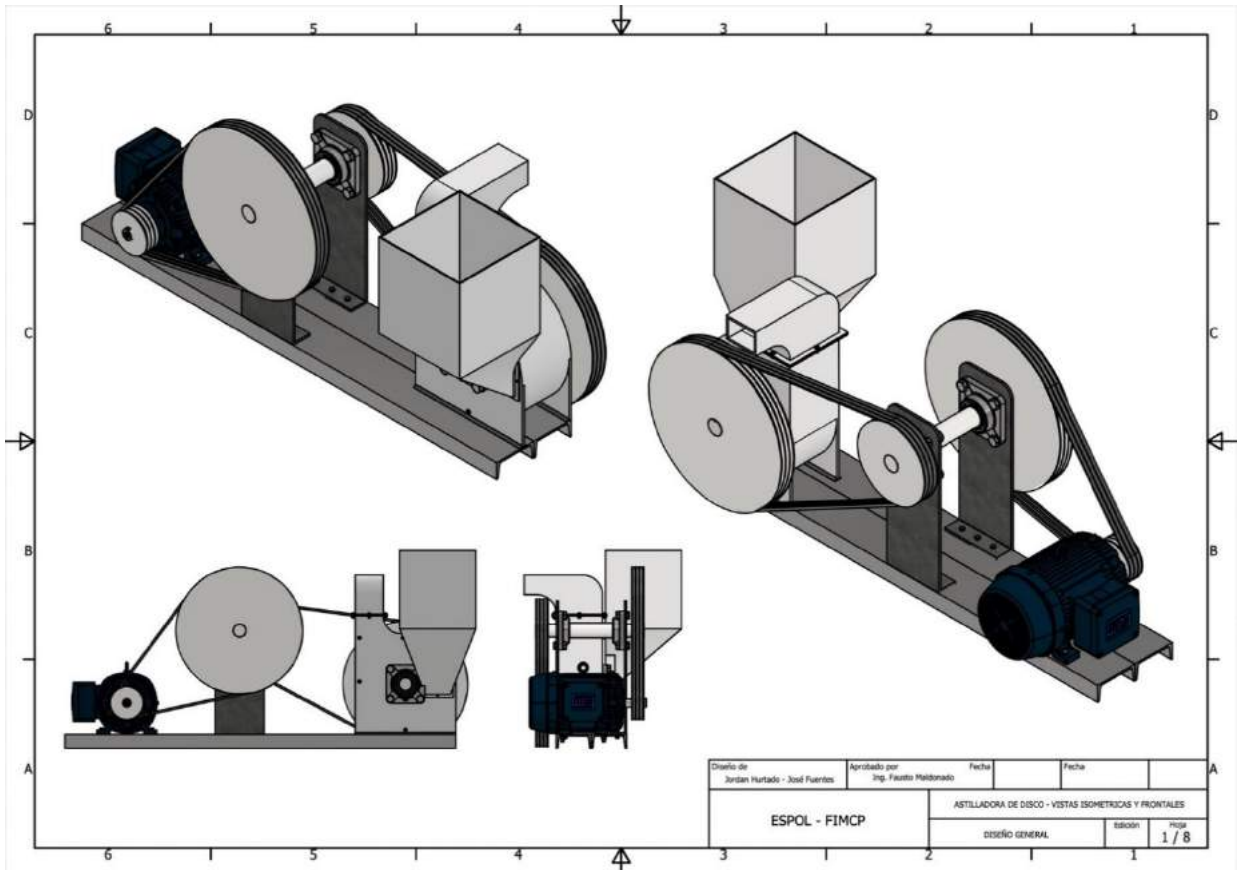
TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

CORREAS TIPO
5VX

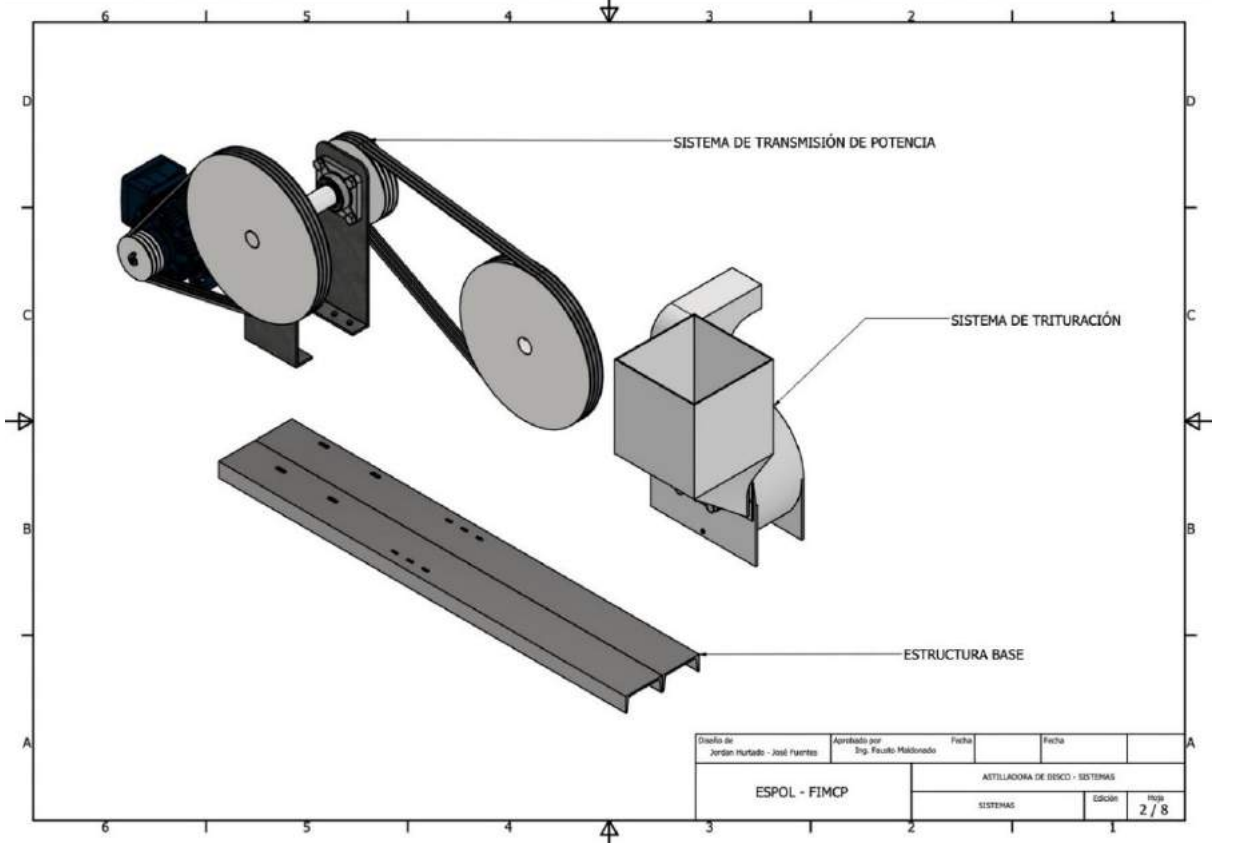
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											RPM del Eje más Rápido	
230	235	250	260	275	285	300	315	335	355	380		405
2.18	2.26	2.42	2.59	2.77	2.90	3.05	3.27	3.48	3.73	4.03	4.33	100
4.13	4.28	4.58	4.90	5.26	5.50	5.80	6.20	6.62	7.10	7.67	8.25	200
6.00	6.20	6.64	7.12	7.64	8.00	8.42	9.02	9.62	10.30	11.14	11.98	300
7.78	8.07	8.64	9.26	9.94	10.40	10.95	11.73	12.50	13.40	14.50	15.60	400
8.40	8.70	9.32	10.00	10.73	11.22	11.82	12.67	13.50	14.46	15.65	16.83	435

Figura C.8 Selección de tren de poleas 2.

Plano 1 Vista isométrica de la astilladora de disco.



Plano 2 Segmentación de la astilladora



Plano 3 Explosionado de la astilladora

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	3		Cuchillas de corte
2	2		Chumaceras
3	2	ISO 657/11 - CH 180 x 21 - 2000 mm	Sección de canal con alas de bordes convergentes de acero laminado en caliente
4	1		Carcasa
5	1		Disco de corte
6	1		Eje de transmisión
5	2		Rodamiento de bolas
8	1		Ducto de descarga
9	1		Tolva de recepción

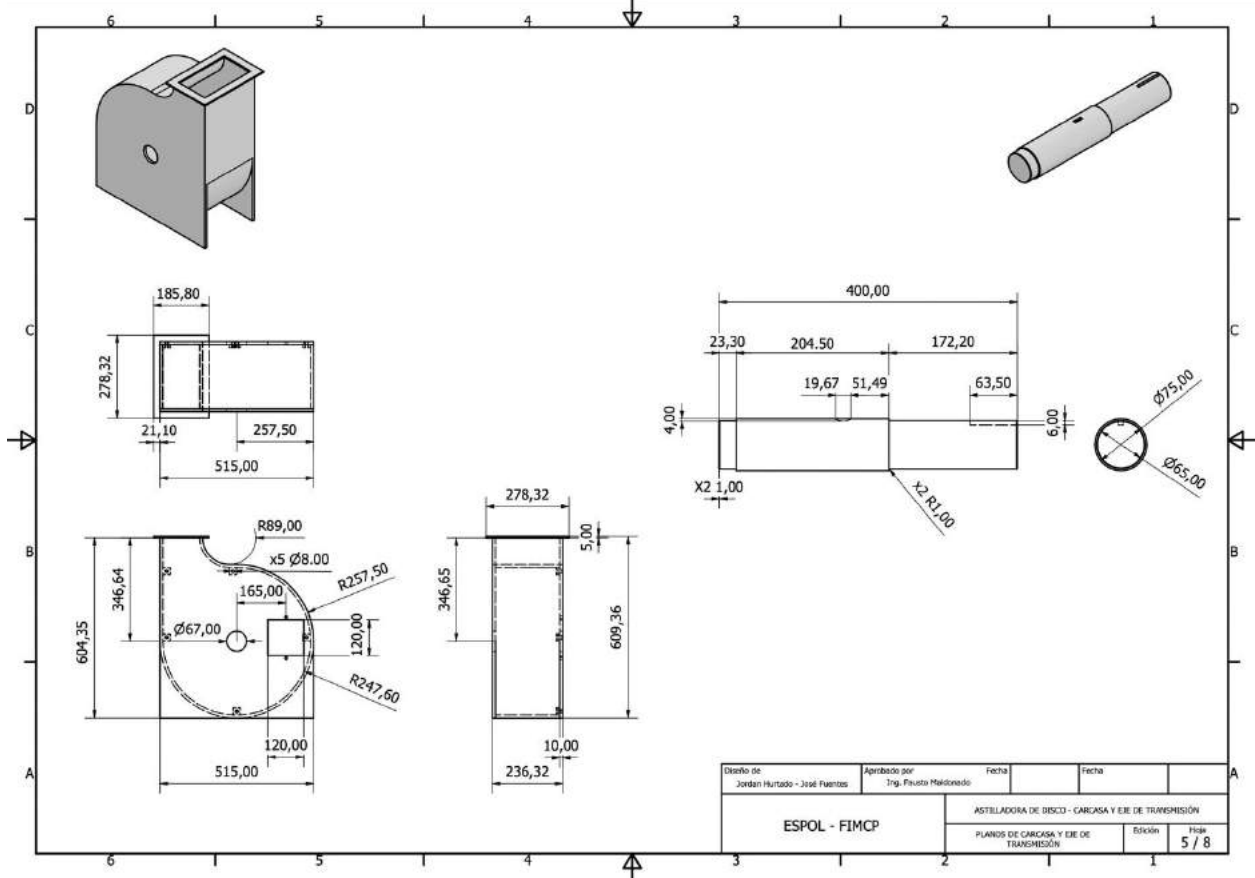
Diseño de Jordán Hurtado - José Fuentes	Aprobado por Ing. Facundo Maldonado	Fecha	Fecha	
ESPOL - FIMCP		ASTILLADORA DE DISCO - EXPLOSIONADO SISTEMA DE TRITURACIÓN		
		SISTEMAS DE TRITURACIÓN	Edición	Hoja 3 / 8

Plano 4 Explosionado del mecanismo.

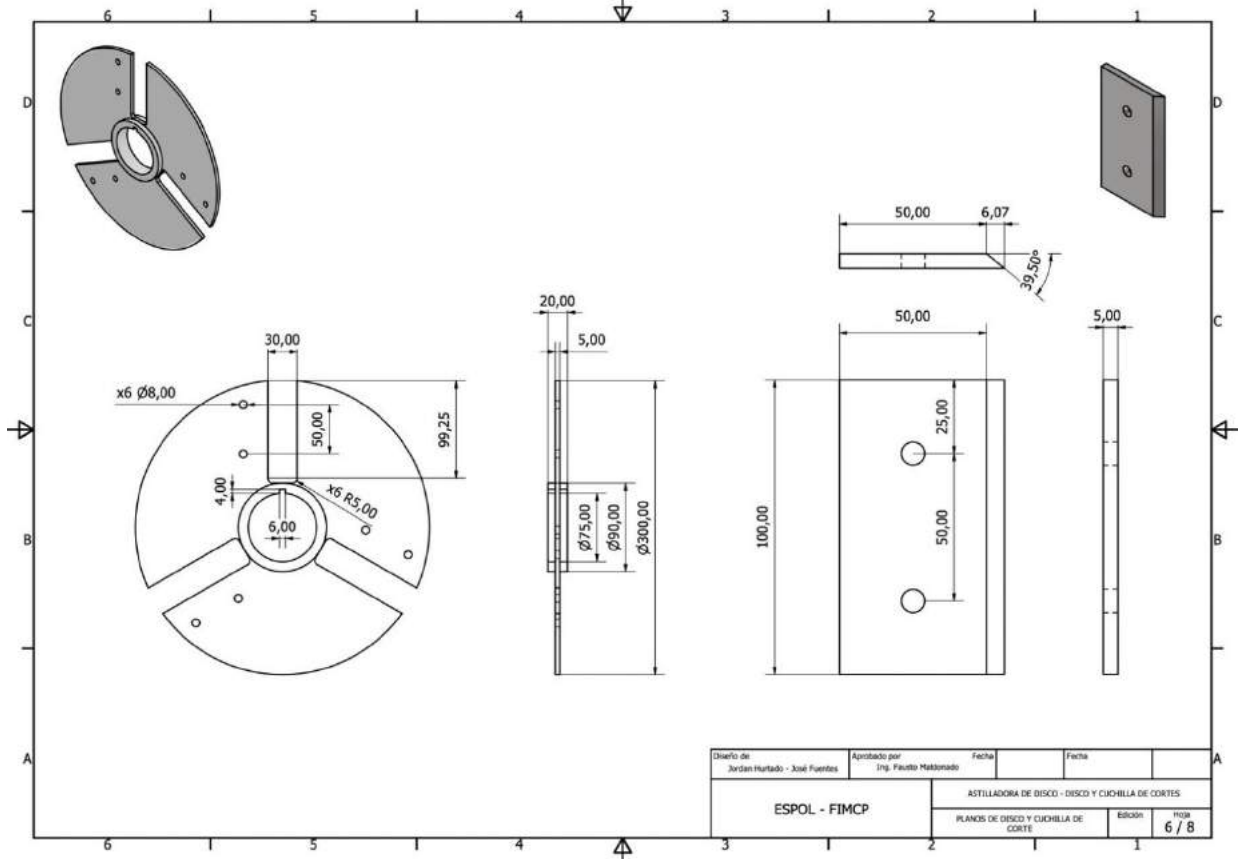
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1		Motor Trifásico 25 HP - 1200 RPM
2	6		Correa trapezoidal
3	1		Tren de poleas 1
4	1		Tren de poleas 2
5	2		Rodamiento de bolas
6	1		Base eje de transmisión - poleas
7	1		Eje de transmisión - poleas

Diseño de Jordán Hurtado - José Fuentes	Aprobado por Ing. Facundo Maldonado	Fecha	Fecha	
ESPOL - FIMCP		ASTILLADORA DE DISCO - EXPLOSIONADO SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA		
		SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	Edición	Hoja 4 / 8

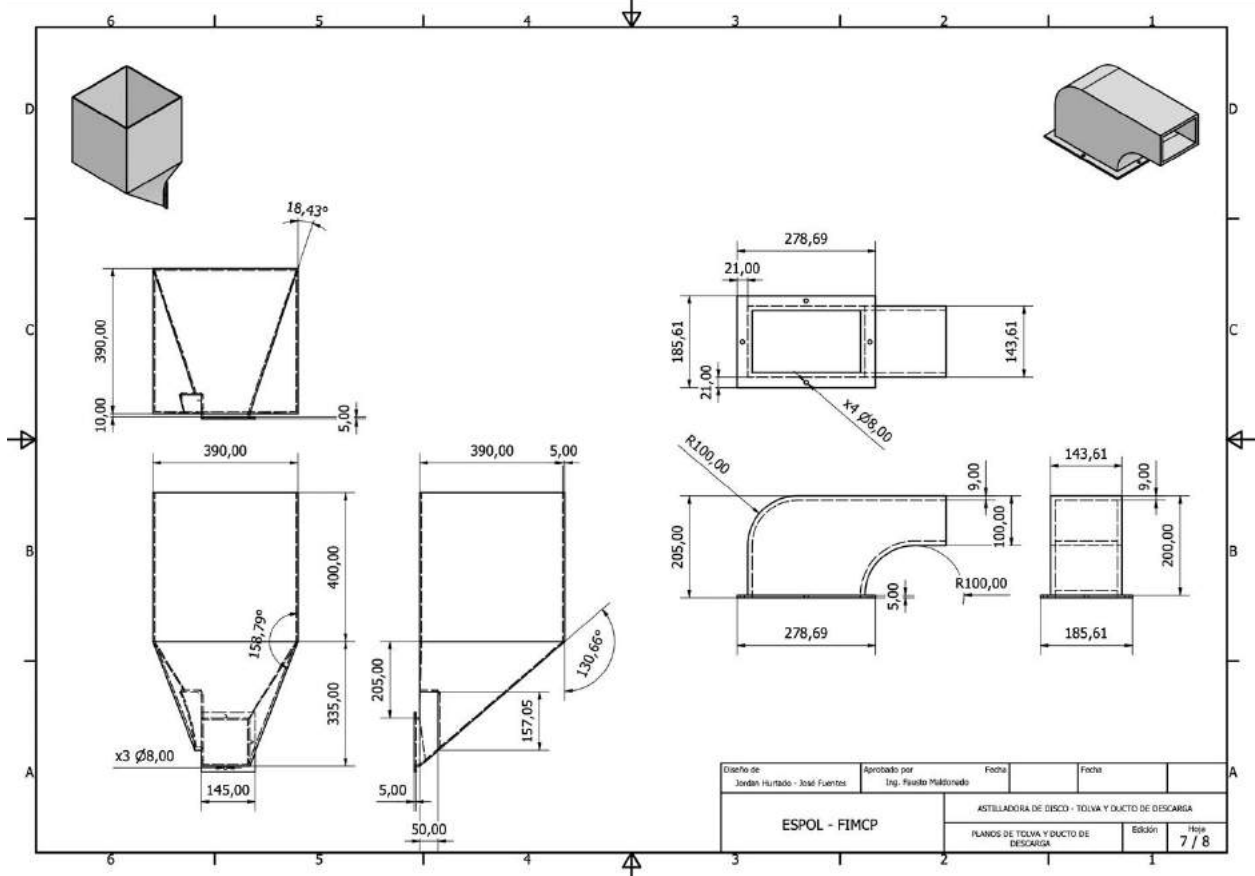
Plano 5 Cotas de la carcasa y el eje.



Plano 6 Cotas del disco giratorio y la cuchilla.



Plano 7 Cotas de la tolva de alimentación y de evacuación.



Plano 8 Cotas del sistema de transmisión de potencia.

