

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Diseño y construcción de un sistema de trillado de fibras obtenidas del
desecho orgánico de cáscaras de coco"

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Víctor Robinson Merchán León
Edwin Roberto Sánchez Ramos

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico en primer lugar a Dios por darme protección y habilidades día a día, a mi señora bonita Grace León, mi mamá, por su apoyo inmutable y sus palabras de inspiración en el momento adecuado, a mi papá Domingo León, aunque ya no esté conmigo sus recuerdos siguen regulando mi vida. A mi tía Martina León y Javier Quimis por su paciencia y cuidado durante toda mi carrera, a mi abuela Piedad Anchundía por su crianza y enseñanzas en mis primeros cursos, a mi novia Andrea Ramos, por ser mi apoyo y cómplice durante esta etapa universitaria. A mis compañeros, amigos y a todos mis profesores por sus cátedras ineludibles para cumplir con el objetivo de este proyecto.

Víctor Robinson Merchán León

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mi familia en especial a mi madre Nancy Ramos y a mi padre Roberto Sánchez quienes me dieron mis bases para superarme y mejorar cada día, ellos siempre están apoyándome en todas las metas que me propongo y gracias a ellos estoy aquí siendo lo que soy. Me siento orgulloso ser su hijo porque son los mejores padres que Dios me pudo dar.

A una persona especial M.D.R.T.A. que siempre me acompañó y me dio valor para no rendirme y alcanzar este logro.

Edwin Roberto Sánchez Ramos

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a nuestros tutores Ph.D Emérita Delgado, Ph.D Miguel Quilambaqui, por sus conocimientos y aportes que supieron inculcarnos para poder cumplir con los objetivos finales de nuestro proyecto integrador.

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Víctor Robinson Merchán León* y *Edwin Roberto Sánchez Ramos* 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"



Víctor Robinson
Merchán León



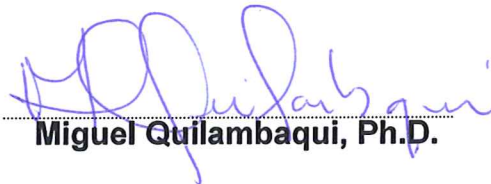
Edwin Roberto Sánchez
Ramos

EVALUADORES



Emérita Delgado, Ph.D.

PROFESOR DE LA MATERIA



Miguel Quilambaqui, Ph.D.

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El tamaño y el tiempo de descomposición de la estopa de coco (*Cocos nucifera*), hace que su acumulación ocupe grandes volúmenes donde es depositado, sin saber que este elemento contiene importantes fibras que podrían ser útiles para el sector agrícola de nuestro país, la cual ha sido desaprovechada por la falta de inversión e industrialización. Existen en el mercado ecuatoriano, un conjunto de máquinas trituradoras de hojas y de pasto, pero no se encuentran máquinas trilladoras de fibra de coco, lo que no permite la obtención de este producto y que el mismo pueda ser aprovechado y utilizado en la producción agrícola.

El sustrato generado por la estopa de coco es considerado, el segundo más importante del mundo por su capacidad de retener nutrientes y liberarlos progresivamente, permitiendo un adecuado crecimiento de las plantas, producidas en el sector florícola, viveros forestales y ornamentales.

El objetivo de este proyecto fue el de diseñar y construir un sistema de trillado para la obtención de sustrato, proveniente de la estopa de coco con un tamaño de (5-10mm). Se diseñaron los elementos del mecanismo acorde a principios y criterios ingenieriles, donde finalmente fueron modelados en un software CAD.

Los materiales para la construcción de la máquina trilladora fueron cotizados acorde al diseño y planos realizados, teniendo así un costo de fabricación de \$2801, y una estimación de 10 años de vida útil.

Palabras Clave: Trilladora, estopa de coco, sustrato, diseño.

ABSTRACT

The size and time of decomposition of the coconut straw (Cocos nucifera), causes its accumulation to occupy large volumes where it is deposited, without knowing that this element contains important fibers that could be useful for the agricultural sector of our country, which it has been wasted because of the lack of investment and industrialization. There are in the Ecuadorian market, a set of blades and grass crushing machines, but there are no coconut fiber threshing machines, which does not allow obtaining this product and that it can be used and used in agricultural production.

The substrate generated by the coconut straw is considered the second most important in the world for its ability to retain nutrients and release them progressively, allowing an adequate growth of the plants, produced in the floriculture sector, forest and ornamental nurseries.

The objective of this project was to design and build a threshing system for obtaining substrate, from the coconut tow with a size of (5-10mm). The elements of the mechanism were designed in accordance with engineering principles and criteria, where they were finally modeled in CAD software.

The materials for the construction of the threshing machine were quoted according to the design and drawings made, thus having a manufacturing cost of \$ 2801, and an estimate of 10 years of useful life.

Keywords: *Threshing machine, coconut tow, substrate, design.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Justificación del problema	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico	2
1.4.1 Sustrato.....	2
1.4.2 Sustrato de coco.....	3
1.4.3 Propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco.....	3
1.4.4 Estopa de coco.....	4
1.4.5 Producción de coco en el ecuador.....	4
1.4.6 Trillado.....	5
1.4.7 Mecanismos de trillado.....	6
CAPÍTULO 2.....	10
2. Metodología	10
2.1 Metodología del diseño de la trilladora de coco.....	10
2.1.1 Sistema de alimentación.....	10
2.1.2 Sistema de molido.....	10
2.1.3 Sistema de transmisión de potencia.....	10
2.1.4 Sistema de corte.....	10
2.2 Requerimientos.....	10
2.3 Selección del mecanismo de trituración y trillado de coco.....	13
2.3.1 Matriz de decisión del tipo de mecanismo de trituración	15

2.3.2	Rango de calificación.....	15
2.4	Formulación de alternativas	17
2.4.1	Alternativa 1: Molino de martillo móviles con doble tolva de alimentación.....	17
2.4.2	Alternativa 2: Molino de martillo móviles y fijos.....	18
2.4.3	Alternativa 3: Molino de choque con cuchilla fija.....	19
2.4.4	Matriz de decisión para la trilladora de coco.....	20
2.5	Parámetros de diseño	21
2.5.1	Capacidad de producción.....	21
2.5.2	Sistema de corte.....	22
2.6	Diseño mecánico	23
2.6.1	Diseño del sistema de alimentación.....	23
2.6.2	Diseño del sistema de corte.....	24
2.6.3	Diseño del eje de transmisión.....	26
2.6.4	Diseño de pernos.....	29
2.6.5	Diseño del Sistema de transmisión de potencia.....	30
2.6.6	Diseño del Sistema de descarga.....	33
2.7	Soldadura.....	33
2.8	Estructura de soporte.....	35
2.9	Construcción de máquina trilladora.....	35
2.9.1	Corte.....	36
2.9.2	Mecanizado.....	36
2.9.3	Soldadura.....	36
2.9.4	Ensamble.....	36
CAPÍTULO 3		37
3.	Resultados Y ANÁLISIS	37
3.1	Sistema de alimentación	37
3.2	Sistema de corte	38
3.2.1	Diseño de martillos o cuchillas	38
3.2.2	Diseño de bujes separadores.....	40
3.2.3	Diseño de espárrago o eje porta martillos.....	40
3.2.4	Factor de seguridad para pernos.....	40
3.3	Sistema de transmisión de potencia.	41
3.3.1	Selección del motor	41

3.3.2	Selección de poleas	42
3.3.3	Selección de bandas	42
3.3.4	Dimensionamiento del eje de transmisión	42
3.4	Soldadura.....	43
3.4.1	Selección de Rodamiento	43
3.5	Diseño del sistema de descarga	43
3.5.1	Dimensionamiento	43
3.6	Simulación en inventor.....	44
3.6.1	Martillos o cuchillas móviles	44
3.6.2	Martillo fijo	45
3.6.3	Eje	47
3.7	Estructura de soporte.....	48
3.8	Pruebas de funcionamiento y operatividad del equipo.....	49
3.9	Análisis de costo	50
3.9.1	Costos de fabricación	50
3.9.2	Costo por diseño	52
CAPÍTULO 4		53
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	53
4.1	Conclusiones	53
4.2	Recomendaciones	55
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	The American Society of Mechanical Engineers
INEC	Instituto Nacional de Estadísticas y Censos
ISO	International Organization for Standardization
SICA	Sistema de integración Centroamericana

SIMBOLOGÍA

mm	Milímetros
Kg	Kilogramos
Pulg	Pulgadas
s	Segundos
m/s	Metros por segundo
N	Newton
KN	Kilo-Newton
MPa	Mega Pascal
GPa	Giga Pascal
RPM	Revoluciones por minuto
rad/s	Radianes por segundo
Kg/h	Kilogramos por hora
mm/min	Milímetros por minutos
Hp	Horse Power
Kw	Kilo Watt
mm ²	Milímetros al cuadrado
Ha	Hectárea
Ton	Toneladas
$M_{Martillo}$	Masa del martillo.
$H_{Martillo}$	Altura del martillo.
$b_{Martillo}$	Ancho del martillo.
$D_{Martillo}$	Diantre del agujero pasante.
$e_{Martillo}$	Espesor del martillo.
$\rho_{Martillo}$	Densidad del acero del martillo.
De_{Buje}	Diámetro exterior del buje.
Di_{Buje}	Diámetro interior del buje.
L_{Buje}	Longitud del buje.
$D_{Esparrago}$	Diámetro del espárrago.
M_{bujes}	Masa del buje.
ρ_{Buje}	Densidad del acero del buje.

η_K	Rendimiento de operación continua.
$F1_{Esparrago}$	Fuerza total entre $F4_{Esparrago}$ y $F5_{Esparrago}$
$F4$ y $F7_{Esparrago}$	Es la fuerza que esta aplicado en los discos porta ejes.
$F5_{Esparrago}$ y $F6_{Esparrago}$	Es la fuerza que esta aplicado en los martillos fijos.
$Fc_{corte\ martillo\ fijo}$	Fuerza de corte del martillo fijo.
$Fc_{corte\ martillo}$	Fuerza de corte del martillo.
g :	Gravedad.
$Fc_{Esparrago}$	Fuerza centrífuga en el espárrago producida por el martillo.
N_{buje}	Número de bujes.
$N_{Martillo}$	Número de martillos.
$Rg_{Martillo}$	Radio de giro del martillo.
$w_{Martillos}$	Velocidad centrífuga en el radio de giro del martillo.
$\sigma_{max-Esparrago}$	Esfuerzo máximo en el espárrago.
M	Momento flector.
c	distancia eje neutro a la fibra exterior.
I	segundo momento de área.
η_m	rendimiento mecánico de la máquina.
η_r	rendimiento por rodamiento (0,9)
η_t	rendimiento por transmisión de potencia (0,9)
P_{rotor}	Potencia del rotor.
τ_c	Fuerza específica de corte en psi (18MPa=2611psi)
V_m	Volumen de la muestra en pulg ³ (8385mm ³ =0,51 pulg ³)
t_c	Tiempo de corte en segundos (0,20 s)
F_{PY}	Fuerza de la polea en la dirección Y.
F_{PZ}	Fuerza de la polea en la dirección Z.
F_1	Fuerza en la polea (tensa)
F_2	Fuerza en la polea (floja)
θ_{env}	ángulo envolvente de la banda con la polea del rotor.
θ_2	ángulo de contacto de la banda con la polea del rotor.
I_v	Relación de velocidad.
N_{motor}	velocidad angular del motor (1270 RPM)
N_{maq}	velocidad de giro del eje de la máquina.
P_{motor}	Potencia del motor.

V_b	Velocidad de la banda.
V_{rotor}	Velocidad del rotor.
d_p	diámetro de la polea menor (accionada) [pulg].
D_p	Diámetro de la polea mayor (motriz)
H	Potencia transmitida.
F_c	Fuerza centrífuga.
K_c	Factor de corrección para la fuerza centrífuga de bandas trapeciales
f_{rb}	Coefficiente para bandas trapeciales (0,5123)
T	Momento torsor de la polea.
d_{eje}	Diámetro mínimo para el eje de transmisión.
N_f	Factor de seguridad asumido.
K_f	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión.
K_{fsm}	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a torsión.
S_f	Resistencia a la fatiga.
S_y	Resistencia a la fluencia.
M_a	Momento flector alternante.
T_m	Par torsión promedio.
F_{trotor}	Fuerza tangencial del rotor.
η_c	Factor de seguridad a falla por cortante.
S_{yp}	Esfuerzo de fluencia del perno.
F	Fuerza aplicada sobre el perno.
N_p	Número de pernos.
η_a	Factor de seguridad a falla por aplastamiento.
d_{pe}	Diámetro del perno.
$e.$	Espesor de la placa.
f_s	Factor de servicio para maquinaria.
C	Distancia entre centro.
l_b	Longitud de. La banda.
P_b	Potencia transmitida por banda.
f_{a-l}	Factor de corrección por arco y longitud
$P_{corregida}$	Potencia corregida.
P_{adic}	Potencia adicional.

N_b	Número de banda.
f_L	Factor de esfuerzo dinámico.
C_{carga}	Capacidad de carga dinámica.
$C_{r-equiv}$	Carga dinámica equivalente a la que está sometido el rodamiento (KN)
f_n	Factor de velocidad de giro.
C_{equiv}	Carga equivalente.
xF_r	Factor y fuerza radial.
yF_a	Factor y fuerza axial.
τ_c	Falla al corte.
F_t	Fuerza tangencial en la sección del cordón de soldadura.
A_f	Área total de la garganta de soldadura.
r_c	Radio de corte (15mm)
F_{c-m}	Fuerza cuchilla móvil.
N_{c-m}	Número de cuchillas móviles.
L_{c-m}	Longitud de las cuchillas móviles.
τ_t	Esfuerzo cortante máximo en la garganta de soldadura.
J	Momento polar.
A_g	Área de la garganta dada en la figura.
J_u	Segundo momento polar unitario del área.
η_f	Factor de seguridad a la fatiga.
S_e	Resistencia a la fatiga.
C_{carga}	Factor de corrección de carga.
$C_{confiabilidad}$	Factor de corrección de confiabilidad.
$C_{tamaño}$	Factor de corrección de tamaño.
$C_{superficie}$	Factor de corrección de superficie.
$C_{temperatura}$	Factor de corrección de temperatura.
S_{sy}	Resistencia al corte del metal de aporte.
S_y	Resistencia a la fluencia.
S_{ut}	Resistencia última a la tensión.
S_e'	Resistencia última a la tensión sin corregir.
q	Sensibilidad de la muesca en flexión.
q_s	Sensibilidad de la muesca en torsión.

K_t	Concentradores de esfuerzo para hombros en flexión.
K_{ts}	Concentradores de esfuerzo para hombros en torsión.
τ_T	Falla total al corte.
$F_{cuña}$	Fuerza que actúa en la cuña.
$\tau_{cor-cuña}$	Esfuerzo promedio producido por el cortante.
$\sigma_{cor-cuña}$	Esfuerzo de presión por contacto que actúa en la cuña.
$A_{con-cuña}$	área de contacto de la cuña.
σ_m	Esfuerzo Von Mises.
n	Factor de seguridad para el esfuerzo de la presión de contacto.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Polvo de coco 1, fibra de coco estándar 2 y fibra de coco 3	3
Figura 1.2 Estopa de coco.....	4
Figura 1.3 Trituradora de mandíbula.	6
Figura 1.4 Diferentes formas de los dientes longitudinales	7
Figura 1.5 Sección de una trituradora de cono.....	7
Figura 1.6 Trituradora de rodillo.	8
Figura 1.7 Trituradora de martillo.	8
Figura 1.8 Trituradora de choque.	9
Figura 2.1 Flujograma de metodología de diseño.	12
Figura 2.2 Flujograma de diseño de la trilladora.....	13
Figura 2.3 Esquema de las partes del molino de martillo móviles con doble tolva alimentación	17
Figura 2.4 Esquema de la parte del molino de martillo móviles y fijos.	18
Figura 2.5 Esquema de la parte del molino de choque con cuchilla fija.	19
Figura 2.6 Tolva de alimentación.....	24
Figura 2.7 Diseño de martillo.....	24
Figura 2.8 Diseño de espárrago	25
Figura 2.9 Diseño de los martillos fijos.	26
Figura 2.10 Dimensiones del eje	27
Figura 2.11 Fuerzas en polea.....	27
Figura 2.12 Diseño de tamiz.....	33
Figura 2.13 Soldadura de filete (disco y bocín)	34
Figura 3.1 Dimensionamiento de Tolva de alimentación.	38
Figura 3.2 Dimensionamiento de los martillos	39
Figura 3.3 Dimensionamiento cuchilla fija	39
Figura 3.4 Sistema de transmisión de potencia.....	41
Figura 3.5 Diseño sistema de descarga (tamiz)	44
Figura 3.6 Análisis estático de los martillos	45
Figura 3.7 Análisis estático del martillo fijo.....	46
Figura 3.8 Análisis estático del eje	47
Figura 3.9 Sistema estático de la estructura de soporte.....	48

Figura 3.10 Muestra de producto.....	50
Figura A2. 1 Curva D (mm) vs N (RPM) para diferentes	61
Figura A2. 2 Diseño de buje separador	62
Figura A2. 3 Fuerza en espárrago.....	63
Figura A2. 4 Diseño de la cámara de corte	64
Figura A2. 5 Gráfica V vs P_d para selección de bandas.	64
Figura A2. 6 Ejemplo de Modelado en inventor del martillo y el eje.	70
Figura A3. 1 Diagrama de cuerpo libre del martillo fijo	71
Figura A3. 2 Diagrama de cuerpo libre del martillo móvil	73
Figura A3. 3 Distribución de cargas en el eje de transmisión.....	80
Figura A3. 4 Momento flector plano XY	81
Figura A3. 5 Momento flector plano XZ	82
Figura A3. 6 Momento Máximo en el punto más crítico.....	83
Figura A3. 7 Dimensiones del chavetero	88
Figura A3. 8 Gráfica de factor de superficie acorde a S_{ut}	90
Figura A3. 9 Factores de sensibilidad a la muesca para aceros	91
Figura A3. 10 Concentradores de esfuerzo para hombros de flexión.....	91
Figura A3. 11 Concentradores de esfuerzo para hombros de torsión	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco	4
Tabla 1.2 Producción de coco en el Ecuador 2013	5
Tabla 2.1 Especificaciones de la trilladora de coco.	11
Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de los tipos de mecanismos de trituración.	14
Tabla 2.3 Rango de calificación para cada alternativa.	15
Tabla 2.4 Criterios y ponderaciones para la selección del tipo de tritadora.....	16
Tabla 2.5 Matriz de decisión para la selección del tipo de tritadora.	16
Tabla 2.6 Ventajas y desventajas de la alternativa 1.....	18
Tabla 2.7 Ventajas y desventajas de la alternativa 2.....	19
Tabla 2.8 Ventajas y desventajas de la alternativa 3.....	20
Tabla 2.9 Ponderaciones para los objetivos de la trilladora	20
Tabla 2.10 Matriz de decisión de la trilladora de coco.....	21
Tabla 2.11 diámetro mínimo recomendado para la polea menor	31
Tabla 2.12 Materiales principales para la construcción	35
Tabla 3.1 Tipo de banda seleccionada.....	42
Tabla 3.2 Comparaciones de producto inicial y final	49
Tabla 3.3 Tabla de costo de materiales directos	51
Tabla 3.4 Tabla de costo por mano de obra	51
Tabla 3.5 Resumen del costo total del proyecto.....	52
Tabla A2. 1 Fuerza específica de corte promedio de la estopa de coco.	61
Tabla A2. 2 Factores de servicios sugeridos para bandas trapeziales.....	65
Tabla A2. 3 Diámetro mínimo recomendado para poleas.	65
Tabla A2. 4 Factor de corrección para la F_c	66
Tabla A2. 5 Tabla de selección de banda.....	66
Tabla A2. 6 Factores de servicios sugeridos para bandas en V.....	67
Tabla A2. 7 P_{Adic} para selección de bandas	67
Tabla A2. 8 Factor de carga para rodamiento	68
Tabla A2. 9 Factor de velocidad de giro para rodamientos	68
Tabla A2. 10 Catálogo selección de Rodamientos	69
Tabla A2. 11 Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.	69
Tabla A3. 1 Comparación de la plancha de 8 y 3 mm sometidos a la misma fuerza.....	77
Tabla A3. 2 Característica de banda seleccionada A-46.....	78

Tabla A3. 3 Masa total de la máquina	88
Tabla A3. 4 Tabla de factor de superficie	89
Tabla A3. 5 Tabla de ancho por alto de chaveteros para diámetros de ejes	89
Tabla A3. 6 Condición superficial de Marin	89
Tabla A3. 7 Factor de confiabilidad	90
Tabla A3. 8 Propiedades mecánica de los pernos	92
Tabla A3. 9 Propiedades mecánicas AISI 1018	93
Tabla A3. 10 Propiedades mecánicas del electrodo AWS-E6013	93
Tabla A3. 11 Propiedades mecánicas acero SAE 1045 (C45)	94
Tabla A3. 12 Ficha técnica del acero inoxidable AISI 304	94
Tabla A3. 13 Tabla para selección de tubo (bujes)	95
Tabla A3. 14 Especificaciones generales AISI 304 (martillos)	95
Tabla A3. 15 Selección de tornillos	96
Tabla A3. 16 Selección de tuerca	96
Tabla A3. 17 Catálogo para selección para espárragos	97
Tabla A3. 18 Especificaciones de planchas laminadas.	98
Tabla A3. 19 Tubo cuadrado para estructura de soporte	99
Tabla A3. 20 Revisiones para la máquina trilladora de coco.	102

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En el Ecuador como en otros países de la región, la cáscara de coco (*cocos nucifera*) representa para los procesadores de esta fruta, que comercializan tanto el agua como la pulpa, un verdadero problema, debido a la acumulación del desecho orgánico que genera, ya que el mismo no se descompone rápidamente formando grandes volúmenes de basura en el lugar donde es depositado.

Una de las soluciones que se están llevando a cabo en otros países, es el aprovechamiento y reutilización de este material orgánico, por medio del trillado del bagazo, el mismo que contiene fibras naturales, con las que se pueden elaborar diferentes sustratos y turba para la preparación de semilleros y la producción de plantas ornamentales y flores tropicales.

En este sentido, la solución del problema tiene un efecto positivo a un conglomerado de personas dedicadas a la producción y venta del coco. También podría generar alternativas de trabajo para otras áreas de producción.

Finalmente, hay que mencionar que existen en el mercado máquinas trituradoras, más no trilladoras de fibra de coco, lo que es un impedimento para la obtención de dicho producto, que puede ser potencialmente favorable para el mercado ecuatoriano.

1.2 Justificación del problema

De acuerdo con nuestro estudio existen muchos problemas para el ambiente y las personas, la acumulación de la cáscara de coco por lo difícil que es su descomposición. Por motivo se ha pensado en diferentes alternativas que hacen factible el aprovechamiento del bagazo de coco, mediante la trituración y trillado, para la obtención de un producto que permita su reutilización en la producción agrícola tanto para plantas ornamentales como flores tropicales.

Por este motivo, pretendemos diseñar un prototipo de máquina que permita obtener el trillado de la fibra de coco. Para lo cual la cáscara debe ser triturada

y después trillada para la obtención del producto conocido como sustrato, siendo una fragmentación muy diminuta de la estopa.

El producto o sustrato que se obtiene en el proceso de trillado puede ser reemplazado por otros productos que se importan actualmente, por lo que su uso podría disminuir los costos de adquisición e importación; así como también ayudaría a dinamizar la economía de nuestro país, ya que va a generar fuentes de trabajo y una oportunidad para la exportación.

Entonces, podemos indicar que los beneficios económicos por la obtención de este producto son directos para el sector dedicado a la producción de plantas ornamentales y flores tropicales. Así también reusando el bagazo de coco se evitará hacer importaciones de sustrato a base de este material.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General.

Diseñar un sistema de trillado y molienda de la fibra obtenida de los desechos de coco, que permitan obtener un producto de calidad para que sea reutilizado como sustrato para la producción de plantas en viveros agrícolas y forestales.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el sistema de trillado y molienda, como un componente de la trituración de la cáscara de coco.
- Diseñar un separador de la fibra de coco para la obtención de un producto final.
- Evaluar la calidad de fibra obtenida por tamaño y peso para determinar la eficiencia de la trilladora.
- Construir el prototipo para el trillado y molienda de la fibra de coco.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Sustrato

El sustrato es una materia sólida diferente de la tierra, que puede ser orgánicos e inorgánicos, que colocado en forma pura o mezcla en un recipiente, es el soporte de las raíces de la planta, permitiendo dotar de

agua y nutrientes; así como el intercambio gaseoso desde el sustrato a la raíz y viceversa. (Oscar Gabriel, 2017).

Los sustratos están compuestos, generalmente, en diferentes proporciones por una mezcla de dos o más materiales (orgánicos, inorgánicos y/o sintéticos), con el objetivo de complementar propiedades adecuadas para el crecimiento vegetal que no poseen en forma independiente. (Gallardo 2003).

1.4.2 Sustrato de coco

La fibra de coco es nombre que se le da a la fibra obtenida naturalmente de la casaca de coco. Los tres derivados de la cáscara de coco son: la fibra de coco grande, el chip y el polvo de coco. (Figura 1.1). El polvo de coco tiene mejor retención de agua y la fibra de coco estándar grueso tiene mejor drenaje y aireación. El tamaño de la fibra de coco estándar esta entre 0,2 a 2,0 mm. (CANNA, 2018).



Figura 1.1 Polvo de coco 1, fibra de coco estándar 2 y fibra de coco 3 [canna]

1.4.3 Propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco

Las propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco se detallan en la tabla 1.1:

Tabla 1.1 Propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco
[Victor H. Guerrero, 2013]

Fibra	Densidad(g/cm ³)	Resistencia a la tracción (MPa)	Módulo de Young (GPa)	Elongación a la ruptura (%)
Coco	1.15-1.50	95-149	2.80-13.7	3.3-5.1

1.4.4 Estopa de coco



Figura 1.2 Estopa de coco
[Autores]

La estopa o mesocarpio como se muestra en la figura 1.2, está entre el exocarpio duro o cubierta externa, y envoltura dura o endocarpio; el valor agregado de esta estriba en su contenido de fibra (fibra bonote), pudiendo distinguir tres tipos principales: una larga y fina, una tosca y una más corta, material que se puede convertir en una alternativa de utilización de materia prima fibrosa como agregado liviano, en la industria del concreto aligerado, sustratos, en fin.

1.4.5 Producción de coco en el Ecuador

Tres provincias de la Costa y una de la Sierra contienen la mayor producción de coco en el Ecuador, siendo estas Esmeraldas, Manabí, Guayas y Loja. En estas cuatro ciudades se ve reflejada la especie nucífera

y sus diferentes variedades enano, gigante y el híbrido. Según el censo Nacional Agropecuario.

La provincia de mayor producción es Esmeralda con un 77,26% de hectáreas del total nacional, seguida de Manabí con 18,72% (El comercio, 2017).

La producción de coco en el Ecuador 2013, según Centro de Información Proyecto SICA, fue la siguiente:

Tabla 1.2 Producción de coco en el Ecuador 2013
[María Ordoñez, 2015]

Provincia	Ha plantada	Ton producido anual
Esmeraldas	701	7010
Guayas	210	1620
Manabí	175	770
Sucumbíos	165	760
Loja	105	585
Napo	60	260
Orellana	22	95
Galápagos	2	6

Tomado de: Centro de Información Proyecto SICA, Direcciones Provinciales MAG Agencias de Servicios Agropecuarios]

Diario LA HORA (2015) menciona que en Esmeraldas la producción de coco ha alcanzado hasta la fecha 1200 unidades por hectáreas para una producción de 806 millones de cocos anuales. En esta fecha se exportó a Estados Unidos, Colombia, Japón, Reino Unido y España, en la actualidad ya no se realiza dicha exportación.

1.4.6 Trillado

Nieto (1992) menciona que, trillado es un conjunto de operaciones que lleva a obtener granos limpios, libres de paja, hojas cubiertas de grano, tallos y otras partes de planta, usando para las operaciones métodos como: fricción, golpeteo, siempre y cuando las espigas y vainas de los cultivos hayan alcanzado por lo menos su madurez fisiológica.

1.4.7 Mecanismos de trillado

Hay diferentes tipos de trituradoras, pero entre los principales tenemos:

- Trituradora de mandíbula
- Trituradora de cono
- Trituradora de rodillos
- Trituradora de martillo
- Trituradora de choque

1.4.7.1 Trituradora de mandíbula

El triturado del material se produce por el aplastamiento entre dos mandíbulas una estática y la otra móvil ejerciendo una presión por palanca, el material aplastado en la parte superior cae en la parte más estrecha de las mandíbulas y se vuelve a triturar obteniendo un material más pequeño. El material que triturar puede ser rocas y cortezas. En la figura 1.3 se presenta el diagrama de la trituradora de mandíbula. (GAVHANE, 2009).

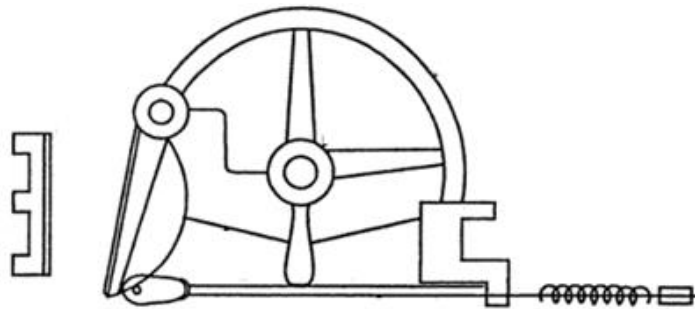


Figura 1.3 Trituradora de mandíbula.
[GAVHANE,2009]

La superficie de las mandíbulas está revestida con un perfil dentado longitudinalmente. Si el material a triturar es frágil o dureza media se utiliza la forma de los diente de la figura1.4 a, el ángulo de los dientes esta entre 90°a 100°, si el material es muy duro los dientes es como la figura 1.4 b y para materiales grandes y muy duros se utiliza los dientes como la figura 1.4c. (Duda, 1977).

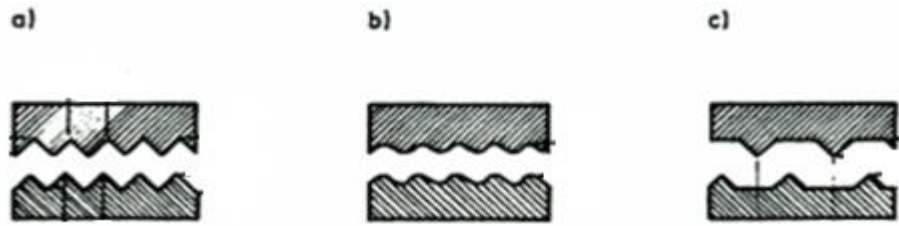


Figura 1.4 Diferentes formas de los dientes longitudinales
[Duda, 1977]

1.4.7.2 Trituradora de cono

Las trituradora de cono o trituradoras giratorias, tritura el material mediante un anillo cónico de trituración estático, con otro anillo cónico que gira excéntricamente alrededor de un eje vertical, como se aprecia en la figura 1.5. Los materiales que trituran son rocas. (VILLALAZ, 2004).

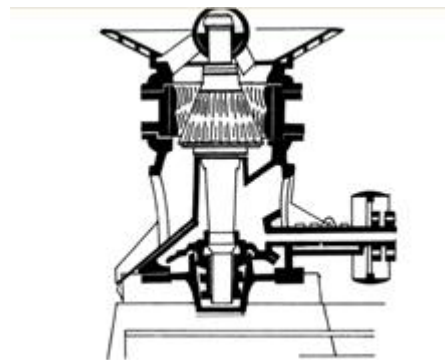


Figura 1.5 Sección de una trituradora de cono.
[VILLALAZ, 2004]

1.4.7.3 Trituradora de rodillos

El triturado por rodillos se produce cuando el material pasa dese la parte superior de dos rodillos giratorios, quedando el material atrapados entre los rodillos triturando el material por compresión y el material sale por la parte inferior de los rodillos, como se puede ver en la figura 1.6. El

material que triturar es rocas, arcillas. La velocidad de los rodillos varia de 50 a 300 revoluciones por minuto. (GAVHANE, 2009)



Figura 1.6 Trituradora de rodillo.
[Duda, 1977]

1.4.7.4 Trituradora de martillo

El triturado por martillo se produce al golpear el material con los martillos hasta que es del porte para caer por la malla que cubre la salida de la trituradora como se ve en la figura 1.7. La velocidad de la punta de los martillos puede llegar a 112 m/s. El material que triturar puede ser sólidos fibrosos, rocas, arcillas, cortezas, etc. (GAVHANE, 2009)

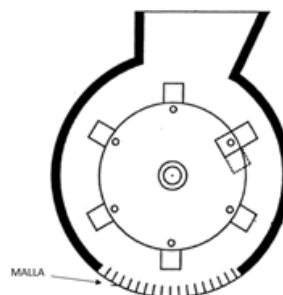


Figura 1.7 Trituradora de martillo.
[GAVHANE, 2009]

1.4.7.5 Trituradora de choque

El triturado por choque el material es lanzado a alta velocidad hacia una placa las que están colocadas a distancias adecuadas alrededor del

rotor, como se ve en la figura 1.8. Los rotores giran a una velocidad aproximada de 35 a 40 metros por segundo. El material que tritura puede ser rocas, arcillas, cortezas y material fibrosos (Duda, 1997).

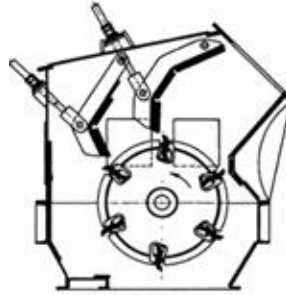


Figura 1.8 Trituradora de choque.
[Duda, 1977]

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Metodología del diseño de la trilladora de coco.

Para nuestro diseño hemos dividido la máquina en 4 sistemas para su respectivo estudio.

2.1.1 Sistema de alimentación

Este sistema constará por una tolva de alimentación donde estará la estopa de coco, la misma estará diseñada de acuerdo con nuestros requerimientos.

2.1.2 Sistema de molido

Cubierto por una cámara de trituración y aplaste del material ingresado. Efecto causado por las cuchillas que giran a una determinada velocidad formando cierta distancia con una cuchilla fija que permite el paso de la salida del material.

2.1.3 Sistema de transmisión de potencia

Sistema de mecanismos que transmite potencia en varios elementos de la máquina. El movimiento giratorio generado por un motor eléctrico transmite potencia al eje que contiene al molino con las cuchillas, el mismo está sometido a un esfuerzo de torsión por efecto de la transmisión de un par de fuerzas.

2.1.4 Sistema de corte

Este sistema contiene las cuchillas de corte, las mismas realizarán los cortes de acuerdo con las medidas solicitadas por el cliente. Es importante saber el tamaño del sustrato para elegir las cuchillas más adecuada a los requerimientos.

2.2 Requerimientos

El requerimiento principal de la máquina a construir es obtener sustrato de coco mediante el trillado de la fibra del coco, se requiere que este equipo sea sencillo, ergonómico, de fácil transporte y además que satisfaga una

producción de 35 Kg/h a una vida útil aproximada de 10 años en condiciones adecuadas.

En la tabla 2.1 se muestra con más detalle las especificaciones de la trilladora de coco bajo los requerimientos de diseño del cliente y los principios ingenieriles para la construcción.

**Tabla 2.1 Especificaciones de la trilladora de coco.
[Autores]**

Especificaciones			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Producción	C	R+D	De 35 kg/h con una carga de trabajo de 8 horas
Función	C	R	Trillado de estopa de coco
Vida útil	C + I	D	10 años
Fuerzas	I	R	Fuerzas de corte, impacto y cizallamiento
Señales y control	C + I	R	Control on/off cerca de la máquina
Mantenimiento	C	R	Acceso rápido a la cámara de trillado Respuestas estándar y disponibles en el mercado local
Materiales	C + I	R	Materiales adecuados para construcción
Seguridad	C + I	R+D	Estructura diseñada para evitar fallos
Transporte	C	R	500x500x1300 mm y no sea mayor a 350 Kg.
Potencias	C	R+D	Se tiene un motor trifásico de 5 Hp y 1270 RPM
Tamaño del producto	C	D	El tamaño de la fibra debe estar entre 5-10 mm

Propone: **C**: cliente; **I**: ingeniería

R/D: **R**: requerimiento; **D**: diseño

El flujograma representado en figura 2.1 la cual presenta la metodología de diseño a seguir, la misma empieza con la consulta bibliográfica de tipos de trituradoras, moliendas, clases de cuchillas y las diferentes alternativas que se pueden elaborar para un buen proceso y obtención del producto final, luego a través de la matriz de decisiones se evaluarán las alternativas propuestas y se elegirá la de mayor porcentaje siendo está la que se adapte mejor a las especificaciones de diseño y comodidades del cliente.

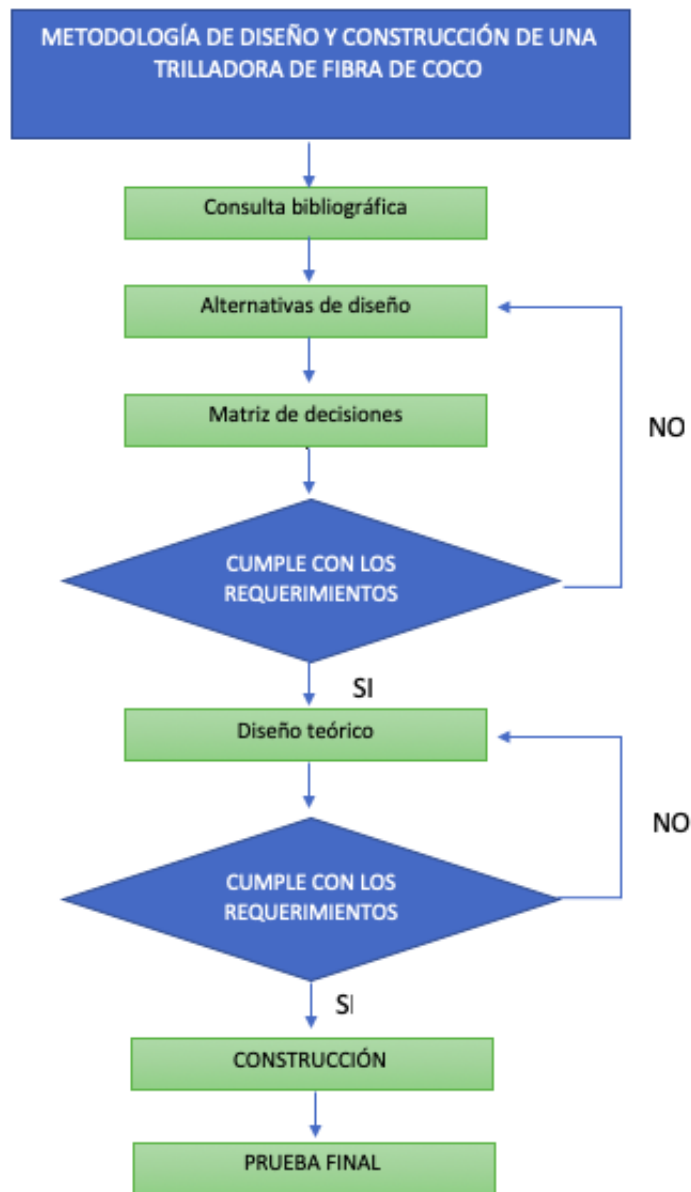


Figura 2.1 Flujograma de metodología de diseño.
[Autores]

Para el diseño de la trilladora se realizó un flujograma mostrado en la figura 2.2 que indica los sistemas principales en los que se dividió la máquina e indicando los aspectos más importantes de cada uno. Se sigue una secuencia durante el período de desarrollo de los parámetros calculados para determinar si son correctos y aceptados, de lo contrario se repetirá. Al final de todo el proceso se podrá obtener el diseño final de la trilladora de coco.

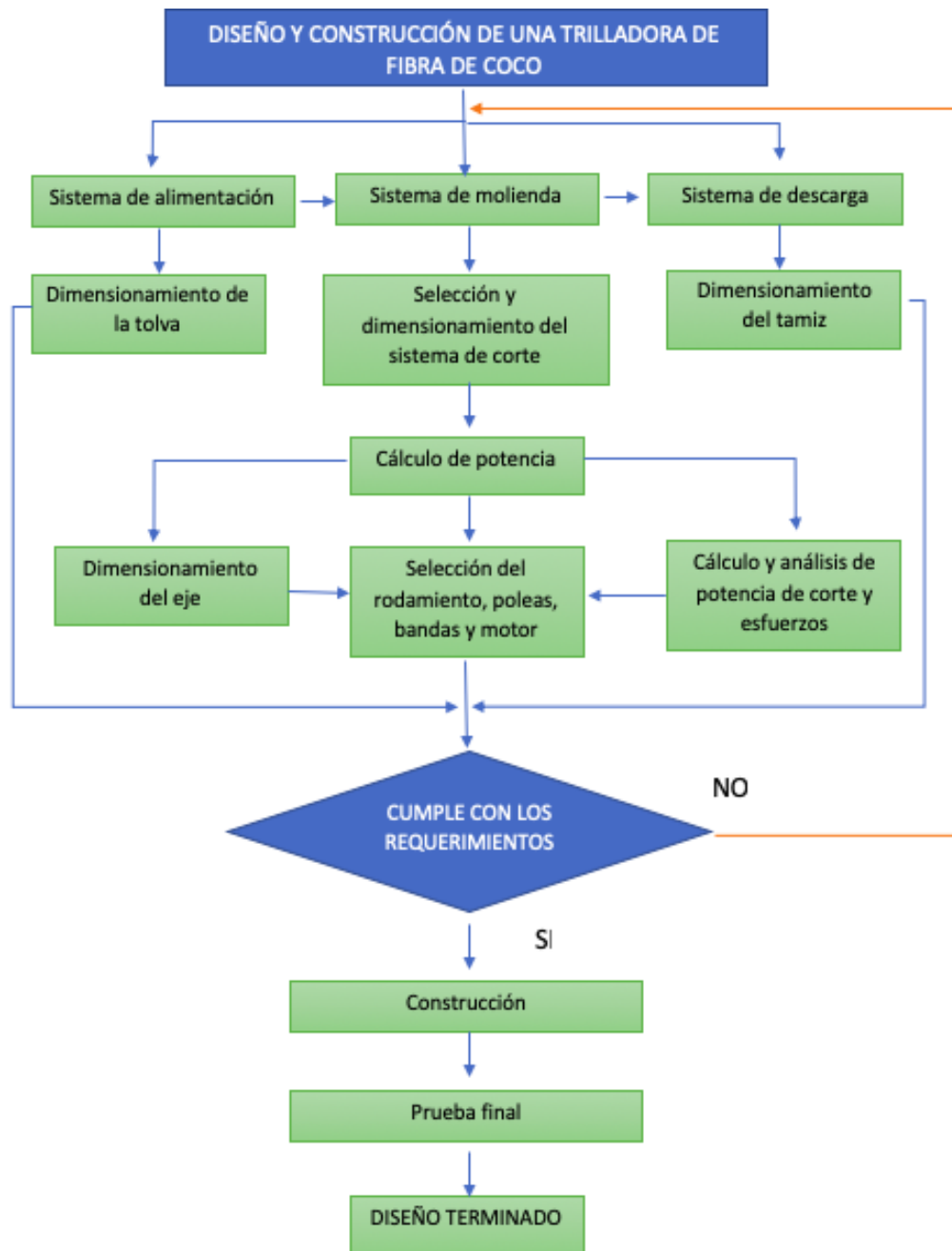


Figura 2.2 Flujograma de diseño de la trilladora [Autores]

2.3 Selección del mecanismo de trituración y trillado de coco

Para seleccionar el mecanismo de trituración y trillado se identificará las ventajas y desventajas de estos como se aprecia en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de los tipos de mecanismos de trituración.
[MARIN, 2013 y Autores]

Tipos de mecanismo de trituración	Ventajas	Desventajas
Trituradora de rodillos	<ul style="list-style-type: none"> • Puede triturar materiales de dimensiones grandes • Velocidad del rodillo varia de 50 a 300 revoluciones por minuto 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto costo de mantenimiento. • El material a triturar puede ser sólidos, rocas, arcillas, cortezas. • Gran costo de mantenimiento.
Trituradora de martillo	<ul style="list-style-type: none"> • Alta capacidad de producción • Consumo bajo de energía • Bajo peso • Velocidad puede llegar 112 m/s en la punta del martillo. • El material que triturar puede ser rocas, arcillas, cortezas y material fibrosos 	<ul style="list-style-type: none"> • Gran cantidad de piezas. • Puede existir estancamiento. • Existe vibraciones • Alto costo de producción
Trituradora de choque	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad aproximada de 35 a 40 m/s • Material por triturar: rocas, arcillas, cortezas y material fibrosos 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo de mantenimiento alto
Trituradora de cono	<ul style="list-style-type: none"> • Construcción confiable. • Gran capacidad de producción 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo de fabricación alta • Material a trituraran son rocas. • Costo de mantenimiento alto
Trituradora de mandíbula	<ul style="list-style-type: none"> • Relación de trituración alta • Gran capacidad de producción 	<ul style="list-style-type: none"> • Tamaño de producto final media y gruesa. • Material a trituraran son rocas y cortezas • Alto costo de mantenimiento.

2.3.1 Matriz de decisión del tipo de mecanismo de trituración

Para la matriz de decisiones nos basaremos a la matriz de decisión del libro ENGINEERING DESIGN (Dieter, 2009).

Los criterios que se tomará en cuenta para la selección del mecanismo de trituración se los mencionará y explicará a continuación:

Tipos de material que tritura: el mecanismo de trituración debe tener capacidad vencer las propiedades físicas y mecánicas de la fibra de coco para ser procesada, es decir, tener la capacidad de triturar la fibra de coco.

Velocidad del mecanismo de trituración: la velocidad necesaria para la trituración para su correcto funcionamiento pueda ser suministrado por el motor que se dispone.

Mantenimiento: Debe ser facial, es decir, se pueda realizar con facilidad la limpieza, manipulación y cambio de repuesto.

Repuesto y material de construcción: Los materiales y las piezas de la máquina deben ser encontrados en el mercado local.

Tamaño del producto final: Para seleccionar el mecanismo, el tamaño del producto final debe estar entre 5-10 mm.

2.3.2 Rango de calificación

El rango que se seleccionó para las siguientes calificaciones es una escala de 0 a 1 para dar el valor correspondiente a cada criterio, como se aprecia en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Rango de calificación para cada alternativa.
[autores]

Calificación	Valor
Poco conveniente	0
Conveniente	0,5
Muy conveniente	1

Para establecer una importancia se ha dado una ponderación para cada criterio en porcentaje que va desde el 0 al 100%, como se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 2.4 Criterios y ponderaciones para la selección del tipo de trituradora.

Criterio	Ponderación (%)
Tipos de material que tritura	30
Mantenimiento:	10
Tamaño del producto fina	30
Repuesto y material de construcción:	20
Velocidad del mecanismo de trituración:	10

Los tipos de material que tritura y el tamaño del producto final tiene mayor ponderación, porque son las especificaciones principales que deben cumplir el sistema de trillado para tener un producto final con las características deseadas. Los repuestos y materiales de construcción tienen una ponderación de 20% debido a que los repuestos a seleccionar existen en gran variedad y este tiene una influencia en el diseño de las partes de mecanismo. La velocidad; tiene una ponderación de 10% por motivo que se soluciona con la selección de poleas para poder suministrar la velocidad necesaria en el mecanismo. El mantenimiento también tiene ponderación baja debido que los mecanismos no son de alta complejidad y se los puede solucionar mediante el diseño del mismo.

Tabla 2.5 Matriz de decisión para la selección del tipo de trituradora.
[Autores]

Objetivos Alternativas	Tipos de material que tritura	Tamaño del producto final	Repuesto y material de construcción	Velocidad del mecanismo de trituración	Mantenimiento	Total
Ponderación (%)	30	30	20	10	10	100
Trituradora de rodillos	0	0,5	1	0,5	0	40
Trituradora de martillo	1	1	1	1	0,5	95
Trituradora de choque	1	0,5	1	1	0,5	80
Trituradora de cono	0	0,5	0,5	0	0,5	30
Trituradora de mandíbula	0	0,5	0,5	0	0,5	30

La tabla 2.5 muestra las mayores alternativas para la solución del problema del cliente, a partir de ello se formularán las alternativas de diseño para el sistema de trillado.

2.4 Formulación de alternativas

El proceso de trituración y corte, que involucra al tipo de cuchilla acoplada en una cámara de filtrado para poder obtener sustrato de coco es la principal consideración que se tiene para el diseño de esta máquina.

Para lo mencionado anteriormente y para facilitar la selección del sistema óptimo y adecuado de obtención del sustrato se necesita realizar formulaciones de alternativas de solución.

A continuación, se muestra descripciones de los principales equipos que cumple en mejor forma a cada una de las operaciones requeridas.

2.4.1 Alternativa 1: Molino de martillo móviles con doble tolva de alimentación.

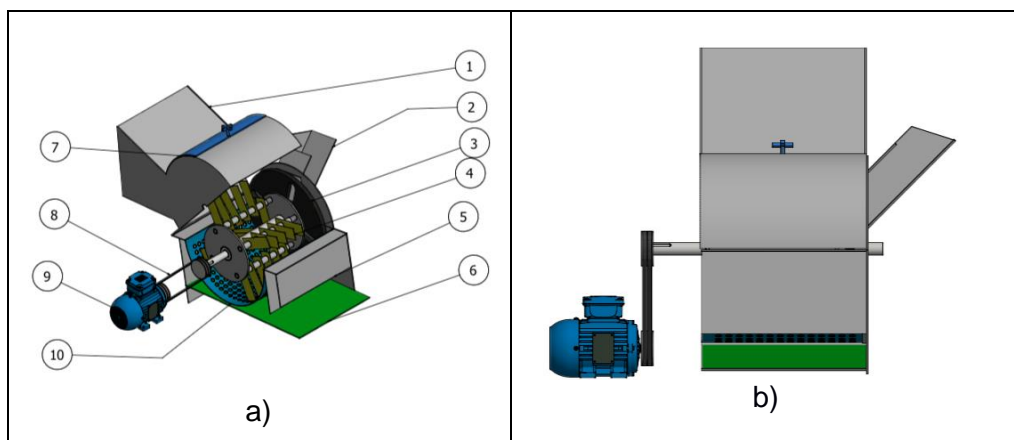


Figura 2.3 Esquema de las partes del molino de martillo móviles con doble tolva de alimentación.

a. vista isométrica b. vista frontal

En la figura 2.3. se puede visualizar las siguientes partes:

1. Tolva de alimentación
2. Tolva de alimentación lateral
3. Cuchillas laterales
4. Sistema de corte
5. Cámara de trillado
6. Tolva de descarga
7. Empotramiento de tolva
8. Sistema de transmisión de potencia
9. Motor
10. Filtro

Funcionamiento

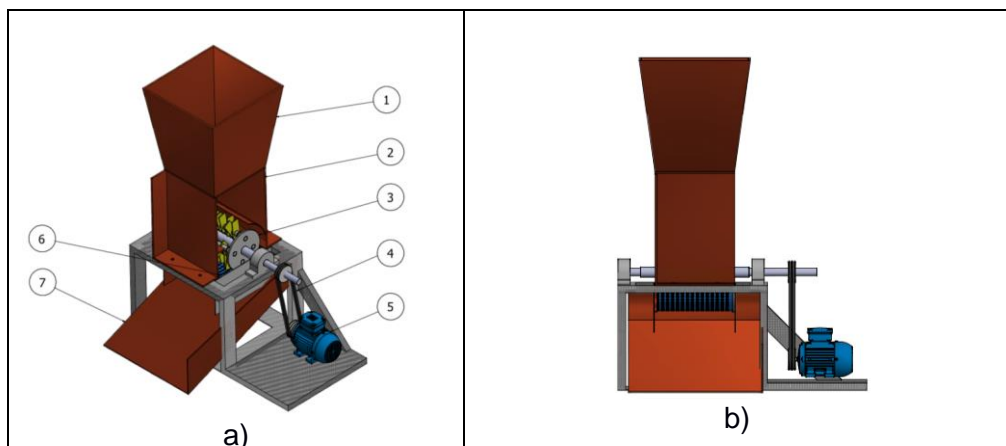
Las estopas de coco son depositadas en la tolva de alimentación lateral, que gira con el movimiento del eje y hacen un primer proceso de corte para luego ingresar a la cámara de trillado con menos volumen, ahí son cizalladas por efecto del movimiento rotatorio de las cuchillas que se encuentran ortogonales a los ejes porta-cuchillas y son filtradas por un tamiz llegando a la tolva de salida que posteriormente serán recogidas por el operador.

Está máquina tiene una segunda tolva de alimentación para cocos más flexibles que pueden ser depositados directamente a la cámara de corte.

Tabla 2.6 Ventajas y desventajas de la alternativa 1.

Ventajas	Desventajas
Es una máquina de dimensiones pequeñas	No adecuada para materiales abrasivos
El mantenimiento es fácil de realizar	El costo es un poco alto por su número de partes que la constituyen.
Cuchillas fáciles de fabricar o conseguir	Velocidad de corrosión rápida

2.4.2 Alternativa 2: Molino de martillo móviles y fijos



**Figura 2.4 Esquema de la parte del molino de martillo móviles y fijos.
a. vista isométrica b. vista frontal**

En la figura 2.4 se puede visualizar las siguientes partes:

1. Tolva de alimentación
2. Cámara de trillado
3. Sistema de corte
4. Sistema de transmisión de potencia

5. Motor
6. Tamiz o filtro
7. Tolva de descarga

Funcionamiento

De igual forma que el proceso anterior, las estopas de cocos son ubicadas en la tolva de alimentación que caen por gravedad a la cámara de corte, posteriormente son cizalladas y desgarradas por el movimiento rotario de las cuchillas. El material de partida es disparado por la fuerza centrífuga que se produce y atravesando los orificios que contiene el tamiz, el proceso se repite hasta que no quede material alguno en la cámara de corte. Finalmente, el producto pasa por la tolva de descarga para ser recogidas.

Tabla 2.7 Ventajas y desventajas de la alternativa 2.

Ventajas	Desventajas
Se puede moler diferentes materiales	Volumen grande de la máquina por su configuración
Gran volumen de producto trillado	Se requiere un control adecuado para el sistema de alimentación.
Repuestos fáciles de construir y fácil mantenimiento.	Se puede corroer por la humedad del producto.
Fácil de operar	Puede producir picos de vibración.

2.4.3 Alternativa 3: Molino de choque con cuchilla fija.

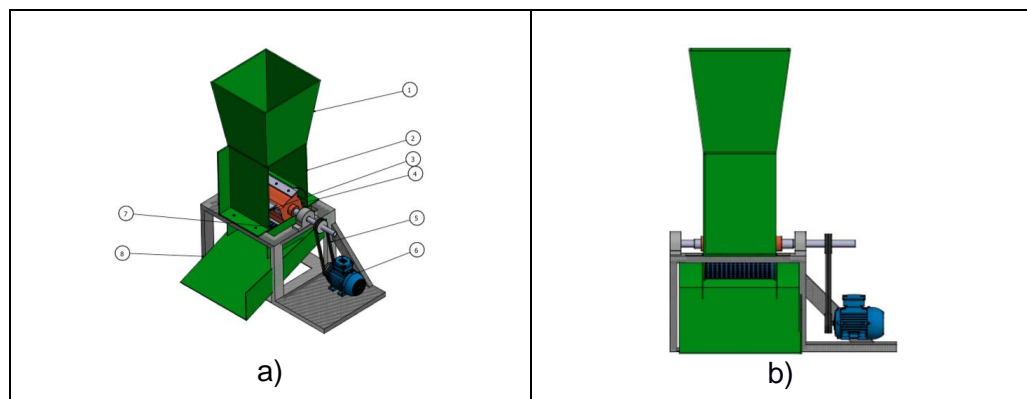


Figura 2.5 Esquema de la parte del molino de choque con cuchilla fija.
a. vista isométrica b. vista frontal

En la figura 2.5 se puede visualizar las siguientes partes:

1. Tolva de alimentación
2. Cámara de trillado
3. Cuchilla fija
4. Tambor de corte

5. Sistema de transmisión de potencia
6. Motor
7. Tamiz o filtro
8. Tolva de descarga

Funcionamiento

Las estopas de coco son vertidas en la tolva de alimentación, donde son aplastadas y trituradas por el golpeteo que produce el movimiento rotatorio de las 4 cuchillas que se encuentran adjuntas al tambor, el sistema de corte también consta con una cuchilla fija ubicada en un extremo de la cámara, posteriormente el material es filtrado por un tamiz llegando a la tolva de descarga

Tabla 2.8 Ventajas y desventajas de la alternativa 3.

Ventajas	Desventajas
Repuestos fáciles de construir fácil mantenimiento y reemplazo de piezas	Gran efecto de vibración
Gran volumen de producto triturado	Solo trituración
Puede triturar cualquier material	Se puede atascar el sistema de trituración, lo que disminuye su rendimiento.
Fácil de operar	Volumen grande de la máquina por su configuración

2.4.4 Matriz de decisión para la trilladora de coco

Previamente elegido el sistema del tipo de mecanismo de trituración se procede a seleccionar el diseño final de la trilladora de coco. Se utilizará el mismo rango de calificaciones indicado en la tabla 2.3.

En la tabla 2.9 se presentan las calificaciones de cada objetivo que va de 0 a 100% siendo las siguiente:

Tabla 2.9 Ponderaciones para los objetivos de la trilladora

Objetivos	Ponderación (%)
Costos	20
Durabilidad	15
Mantenimiento	15
Manejo	30
Seguridad	20

El manejo de la máquina recibe el mayor porcentaje de ponderación (30%) debido que esta se lo va a alquilar y no debe ser complicado su manejo. La seguridad es otro factor influyente, siendo el 20% por ser una máquina trilladora, teniendo cuchillas de gran filo y a velocidades altas podría causar algún daño a su operario; el costo va de la mano con el objetivo anterior siendo directamente proporcional, es decir, si ubicamos otras cuchillas u algún otro sistema de corte, el usuario operador se verá sometido a riesgo alguno del equipo y tendremos que optar por mejorar su seguridad. Su porcentaje alto de ponderación se basa en que esto influye en la toma de decisiones de diseño de la máquina.

Seguidamente los 20% restantes le corresponde a el mantenimiento y durabilidad, de esto dependerá la vida útil de la máquina.

Tabla 2.10 Matriz de decisión de la trilladora de coco

Objetivos Alternativas	Costo	Durabilidad	Mantenimiento	Manejo	Seguridad	Total
	20	15	15	30	20	100
Molino de martillo móviles con doble tolva de alimentación	1	0,5	0	0,5	1	62,5
Molino de martillo móviles y fijos	0,5	1	0,5	1	1	82,5
Molino de choque con cuchilla fija	0,5	1	0,5	1	0,5	72,5

La selección de la trilladora de coco con molino de martillo móviles y fijos de acuerdo con la matriz de selección mostrada en la tabla 2.10 es la opción más adecuada con una puntuación de 82,5 %.

2.5 Parámetros de diseño

2.5.1 Capacidad de producción

La producción del sustrato de coco en nuestro país no posee mucha información debido a que no ha sido registrada la cantidad distribuida. Este sustrato al ser un producto poco conocido, se estima una demanda de baja producción, como dijimos al principio nos basaremos en una jornada de 8

horas al día con una producción de 35 Kg/h que servirá para el desarrollo de este proyecto.

Para calcular en número de estopas por minuto utilizaremos la siguiente relación:

$$N_{ec/m} = \frac{m_p}{m_{ec}} * \frac{1h}{60} \quad (2.1)$$

Donde:

$N_{ec/m}$ = número de estopas por minutos

m_p = masa de producción por hora

m_{ec} = masa de la estopa de coco (0,1 Kg)

2.5.2 Sistema de corte

2.5.2.1 Fuerza específica de corte (τ_c)

La fuerza específica de corte o esfuerzo unitario por desgarramiento es la resistencia que presenta un material al ser cortado por unidad de superficie, la velocidad de corte y sección de corte variarán de acuerdo con la naturaleza del material.

De acuerdo a la investigación experimental sobre cizalladura de la estopa de coco seco para dos tipos de muestra, como se ve en la tabla A2.1 del Apéndice 2 podemos observar que la fuerza específica de corte promedio encontrada 18,6 MPa será la máxima para cortar estopas de cocos a una v_c mayor al valor experimental de 10 mm/min. (Darwin 2011). Comparando este resultado con la resistencia al corte de la madera esta va de 6-25 MPa, lo que sería una buena opción escoger este elemento para nuestro análisis.

2.5.2.2 Velocidad de corte (v_c)

Como sabemos esta velocidad es la correspondiente a los metros que es seccionado el material por un segundo de operación.

La poca información que se encuentra en la red sobre la estopa de coco que va acorde a nuestro tema y sabiendo que la resistencia de corte experimental para la estopa de coco está por debajo de los materiales débiles como la madera nos ha llevado a tomar como referencia a esta

familia. Conocemos que el rango para cortar madera varía desde los 5 – 50 m/s, tomaremos como dato 15 m/s la cual está en el rango de las velocidades utilizadas comúnmente para diferentes aplicaciones de la madera. Ver gráfica de la figura A2.1 del Apéndice 2.

Para la velocidad de corte, el esfuerzo es invariable cuando esta se encuentra en el rango mencionado anteriormente, la velocidad de corte no tiene influencias significativas sobre el esfuerzo (Kivimaa 1950).

2.5.2.3 Rendimiento mecánico de la máquina

Para el siguiente sistema mecánico los factores que influyen directamente en el rendimiento de la máquina son los rodamientos y el sistema de transmisión que se muestran en la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \eta_r * \eta_t \quad (2.2)$$

Fuente: [SHYGLEY, octava edición,2008]

η_m : rendimiento mecánico de la máquina

η_r : rendimiento por rodamiento (0,9)

η_t : rendimiento por transmisión de potencia (0,9)

2.5.2.4 Potencia efectiva del rotor

Tomando como referencia una variante de la norma ASTM D732 para prueba de corte, la misma guarda un factor de seguridad de 2.5; enseguida su expresión:

$$P_{rotor} = \frac{33,32 * \tau_c * V_m}{86600 * t_c * \eta_m} \quad [\text{Hp}] \quad (2.3)$$

Donde:

τ_c : Fuerza específica de corte en psi (18MPa=2611psi)

V_m : Volumen de la muestra en pulg³ (8385mm³=0,51 pulg³)

t_c : Tiempo de corte en segundos (0,20 s)

2.6 Diseño mecánico

2.6.1 Diseño del sistema de alimentación

Para el diseño de la tolva se debe de considerar la cantidad de fibra de coco a triturar, la tolva estará en la parte superior de la máquina y dirige la fibra de coco directo al sistema de corte.



Figura 2.6 Tolva de alimentación
[Autores]

2.6.2 Diseño del sistema de corte

2.6.2.1 Diseño de los martillos o cuchillas móviles

Los martillos están contruidos por planchas de metal y un agujero pasante, donde las dimensiones son adecuadas a la producción y dimensiones del sistema de trillado, el arreglo de las cuchillas va a ser de forma que no coincidan con las chuchillas del siguiente espárrago. La cantidad de cuchillas dependerá de las dimensiones de la cámara de trillado. El diseño se los puede observar en la figura 2.7.

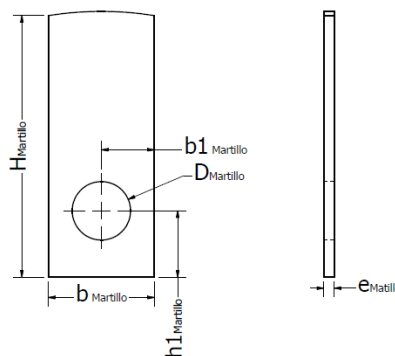


Figura 2.7 Diseño de martillo
[Autores]

Para determinar el peso del martillo se utilizará la siguiente ecuación:

$$M_{Martillo} : \left[(H_{Martillo} * b_{Martillo}) - \left(\pi * \frac{D_{Martillo}^2}{4} \right) \right] * e_{Martillo} * \rho_{Martillo} \quad (2.4)$$

Donde:

$M_{Martillo}$: Masa del martillo.
 $H_{Martillo}$: Altura del martillo.
 $b_{Martillo}$: Ancho del martillo.
 $D_{Martillo}$: Diámetro del agujero pasante.
 $e_{Martillo}$: Espesor del martillo.
 $\rho_{Martillo}$: Densidad del acero del martillo.

El diámetro del agujero pasante debe ser la mitad del ancho del martillo.

$$D_{martillo} \leq \frac{b_{martillo}}{2} \quad (2.5)$$

Fuente: [Budynas, 2008]

El número de martillos se lo determina con la ecuación A2.4 del Apéndice 2

La simulación del martillo y el diseño de los bujes se encuentran en el Apéndice 2.

2.6.2.2 Diseño de espárrago

Los espárragos son los ejes donde se colocará los martillos y los bujes, debido al movimiento, está sometido a desgastes por fricción. El diseño de lo puede ver en la figura 2.8.

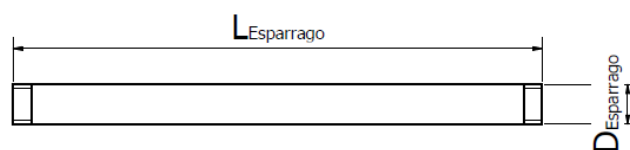


Figura 2.8 Diseño de espárrago
[Autores]

Donde:

$L_{Esparrago}$: Largo del espárrago

$D_{Esparrago}$: Diámetro del espárrago

Para determinar el tipo de material se calculará el esfuerzo máximo en el espárrago.

$$\sigma_{max-Esparrago} = \frac{M*c}{I} \quad (2.6)$$

Fuente: [Norton, 2011]

Donde:

$\sigma_{max-Esparrago}$: esfuerzo máximo en el espárrago.

M : Momento flector

c : distancia eje neutro a la fibra exterior

I : segundo momento de área

La determinación de las fuerzas se lo explica en el Apéndice 2.

2.6.2.3 Diseño de los martillos fijos

Las cuchillas fijas están diseñadas para dar mayor estabilización al sistema de corte y para cortar materiales más duros, diseño mostrado en la figura 2.9.

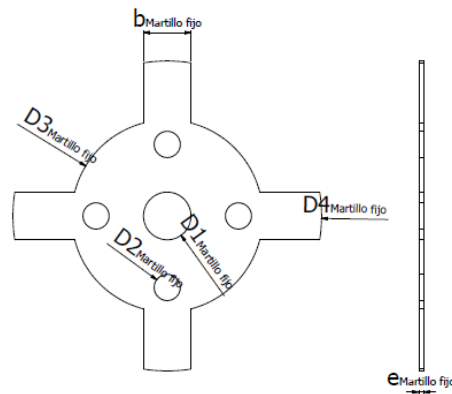


Figura 2.9 Diseño de los martillos fijos.
[Autores]

2.6.3 Diseño del eje de transmisión

Para el diseño del eje de transmisión se realizará un análisis de todas las fuerzas que actúan sobre el mismo, teniendo:

- Fuerzas perpendiculares producidas por las bandas
- Peso del conjunto de corte cuchillas y porta-cuchillas.
- Reacciones en los cojinetes
- Peso de la polea

Posteriormente se realizará un análisis por fatiga, teniendo los esfuerzos combinados, concentradores de esfuerzo para con esto poder elegir los

rodamientos para dicho eje. Se analizará el modelo en Inventor mostrado en el Apéndice de este capítulo. Enseguida un esquema del eje de transmisión figura 2.10.

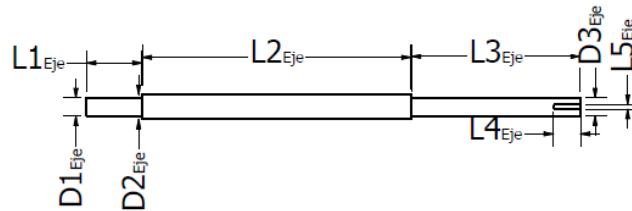


Figura 2.10 Dimensiones del eje
[Autores]

Fuerzas en la polea

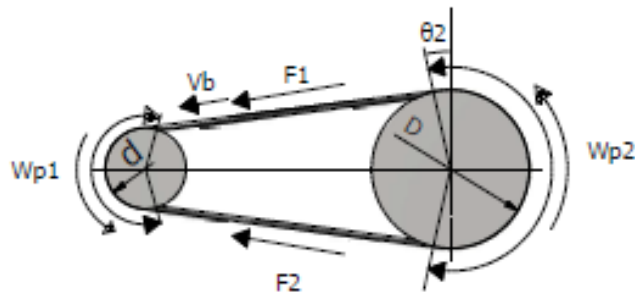


Figura 2.11 Fuerzas en polea
[Autores]

De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.11, tenemos las siguientes fuerzas

$$F_{PY} = (F_1 - F_2) * \sin \theta_2 \quad (2.7)$$

$$F_{PZ} = (F_1 + F_2) * \cos \theta_2 \quad (2.8)$$

Donde:

F_{PY} : Fuerza de la polea en la dirección Y.

F_{PZ} : Fuerza de la polea en la dirección Z.

F_1 : Fuerza en la polea (tensa)

F_2 : Fuerza en la polea (floja)

θ_{env} : ángulo envolvente de la banda con la polea del rotor

θ_2 : ángulo de contacto de la banda con la polea del rotor

Podemos decir también que la potencia viene dada por:

$$P_{motor} = (F_1 - F_2) * V_b \quad (2.9)$$

La velocidad de la banda V_b viene dada por la siguiente expresión:

$$V_b = \frac{\pi}{12} * V_{rotor} * d_p \left[\frac{pie}{min} \right] \quad (2.10)$$

Fuente: [SHYGLEY, octava edición,2008]

Donde:

d_p : diámetro de la polea menor (accionada) [pulg].

La potencia transmitida H en caballos de fuerza, está dada por:

$$H = \frac{(F_1 - F_2)}{33000} * V_b \quad (2.11)$$

Fuente: [SHYGLEY, octava edición,2008]

La fuerza centrífuga F_c de la banda en lbf viene dado por:

$$F_c = K_c \left(\frac{V_b}{1000} \right)^2 \quad (2.12)$$

Fuente: [SHYGLEY, octava edición,2008]

Donde K_c es un factor de corrección para la fuerza centrífuga de bandas trapeciales. Ver tabla A2.2 en Apéndice 2

Tomando en cuenta la fuerza centrífuga, tenemos:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f_{rb} \cdot \theta_{env}} \quad (2.13)$$

Fuente: [SHYGLEY, octava edición,2008]

Donde:

f_{rb} : coeficiente para bandas trapeciales (0,5123).

La expresión anterior y en complemento con la ecuación 2.9, logramos encontrar las respectivas fuerzas que actúan en la polea.

El momento torsor T de la polea viene dado por:

$$T = \frac{(F_1 - F_2)}{2} * D_p \quad (2.14)$$

Donde:

D_p : Diámetro de la polea mayor (motriz).

Dimensiones del árbol

ANSI/ASME establece una ecuación para el diseño de ejes de transmisión, lo que nos servirá para encontrar el diámetro del eje de nuestra máquina.

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.15)$$

Donde:

N_f : Factor de seguridad asumido (5).

K_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión.

K_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a torsión.

S_f : Resistencia a la fatiga.

S_y : Resistencia a la fluencia.

M_a : Momento flector alternante.

T_m : Par torsión promedio.

2.6.4 Diseño de pernos

Al momento del cizallamiento los espárragos que atraviesa a los discos transmiten una fuerza tangencial del rotor F_{rotor} a un perno que actúa como pasador entre el bocín y el eje. Los pernos están sometidos a la misma carga externa de tensión y su carga corresponde a F_{rotor} .

Asumiremos que está en una placa cuadrada (40x50mm) a carga estática.

Por lo que:

Falla por cortante:

$$\eta_c = \frac{0,577 * S_{yp}}{\frac{4 * F}{\pi * N_p * d_p^2}} \quad (2.16)$$

Donde:

S_{yp} : Esfuerzo de fluencia del perno

F : Fuerza aplicada sobre el perno

N_p : Número de pernos

d_p : Diámetro del perno

Falla por aplastamiento en pernos

$$\eta_a = \frac{S_{yp}}{\frac{F}{e * N_p * d_p}} \quad (2.17)$$

Donde:

S_{yp} : Esfuerzo de fluencia del perno
 F : Fuerza cortante aplicada sobre el perno
 N_p : Número de pernos
 d_p : Diámetro del perno
 e : Espesor de la placa

2.6.5 Diseño del Sistema de transmisión de potencia

2.6.5.1 Selección de poleas y bandas

Conocemos que la relación de velocidad es la razón de velocidades de dos ejes conectados entre sí, y queremos aumentar las revoluciones del eje de la máquina para que el trillado en la cámara de corte sea más efectivo hemos tomado este dato como sigue:

$$I_v = \frac{N_{maq}}{N_{motor}} = 2 \quad (2.18)$$

Donde:

I_v : relación de velocidad

N_{motor} : velocidad angular del motor (1270 RPM)

N_{maq} : velocidad de giro del eje de la máquina.

Factor de servicio (f_s)

Este factor se encarga de prever los incrementos de carga que se producen en la transmisión de diferentes tipos de mecanismo, teniendo en cuenta el tiempo de producción o trabajo de la máquina y la relación de transmisión deseada.

Para nuestro diseño y de acuerdo con la capacidad de producción y horas de trabajos escogemos un factor de servicio de 1.1 como observamos en la tabla A2.2 del Apéndice 2.

Potencia de diseño

La potencia de diseño P_d es la máxima potencia por transmitir teniendo en cuenta el factor de servicio dada en la ecuación 2.19

$$P_d = P_{rotor} * f_s \quad (2.19)$$

Donde:

P_{rotor} : Potencia del rotor

f_s : Factor de servicio

Selección del diámetro de las poleas

Para este proceso debemos tener en cuenta que se debe seleccionar las poleas con un diámetro mayor al mínimo para cada perfil.

La tabla 2.11 muestra el diámetro mínimo requerido para la polea menor de acuerdo a su perfil y cumplir con la transmisión de potencia requerida.

Tabla 2.11 diámetro mínimo recomendado para la polea menor [British Standard, 2006]

Perfil	A	B	C	D
Diámetro mínimo [mm]	71	112	180	355

La ecuación 2.20 muestra la relación de transmisión en función de los diámetros de las poleas I_v , debemos tener presente que la selección de las poleas se realiza en base a catálogos que brindan los proveedores de transmisiones por bandas.

$$I_v = \frac{D_p}{d_p} \quad (2.20)$$

Fuente: [Norton, cuarta edición, 2011]

Selección de banda

Con los datos de la velocidad de la polea menor y la potencia de diseño se hace factible la selección de la banda, mediante el nomograma de la tabla A2.5 mostrada en el Apéndice 2.

Distancia entre centros (C) y longitud de la banda (l_b)

Un alcance adecuado para la distancia entre centro dada por la norma DIN 7753 para transmisiones, establece lo siguiente:

$$0,7 * (d_p + D_p) < C < 2 * (d_p + D_p) \quad (2.21)$$

Luego de la estimación de una distancia entre centro, podemos encontrar fácilmente su longitud, como se muestra a continuación:

$$l_b = 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{(d_p + D_p)^2}{4C} \quad (2.22)$$

Número de bandas requeridas

Seleccionada la banda, encontraremos las características de la misma como su potencia transmitida por banda (P_b) y su factor de corrección por arco y longitud (f_{a-l}).

Para la potencia corregida que lo denotaremos como ($P_{corregida}$) necesitaremos una potencia adicional (P_{adic}) que, para las especificaciones dadas al principio del capítulo, podemos obtenerla de la tabla A2.4 mostrada en Apéndice 2.

$$P_{corregida} = (P_b + P_{adic}) * f_{a-l} \quad (2.23)$$

Finalmente, el número de banda viene dada por la ecuación 2.25

$$N_b = \frac{P_d}{P_{corregida}} \quad (2.24)$$

2.6.5.2 Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos intervienen los siguientes factores:

- Espacio disponible
- Cargas (magnitud y dirección)
- Precisión y rigidez
- Desalineación
- Niveles de vibración
- Temperatura de funcionamiento
- Tipo y método de lubricación

El factor de esfuerzo dinámico (f_L), muestra la relación entre la capacidad de carga dinámica y la velocidad de giro, esta es:

$$f_L = \frac{C_{carga}}{C_{r-equiv}} * f_n \quad (2.25)$$

Donde:

C_{carga} : Capacidad de carga dinámica

$C_{r-equiv}$: Carga dinámica equivalente a la que está sometido el rodamiento (KN)

f_n : Factor de velocidad de giro

El factor de esfuerzo dinámico para una vida útil de 30000 horas es aproximadamente 3,91 para un trabajo de 8 horas diarias a 10 años de servicio, se muestra en la tabla del Apéndice 2 A2.8.

La carga equivalente está dada por la siguiente ecuación:

$$C_{equiv} = xF_r + yF_a \quad (2.26)$$

Donde:

xF_r : Factor y fuerza radial

yF_a : Factor y fuerza axial

Para nuestro sistema la fuerza axial es cero y el factor de carga radial para trituradoras y molinos se encuentra entre 2 y 2,5.

Para una velocidad de giro de 1270 RPM ver tabla A2.9 en Apéndice 2.

Con los datos encontrados anteriormente, podemos proceder a la selección del rodamiento, tabla A2.10 en Apéndice 2.

2.6.6 Diseño del Sistema de descarga

Para el diseño del sistema de descarga se fabricará un tamiz de un diámetro mayor al diámetro máximo que tiene el eje más la cuchilla. El tamiz restringirá el paso de fibra de coco con un tamaño mayor al diámetro de los agujeros del tamiz como se ve en la figura 2.12, produciendo que la fibra continúe triturando hasta que tenga la medida adecuada para pasar por los agujeros del tamiz obteniendo las dimensiones requeridas del producto.

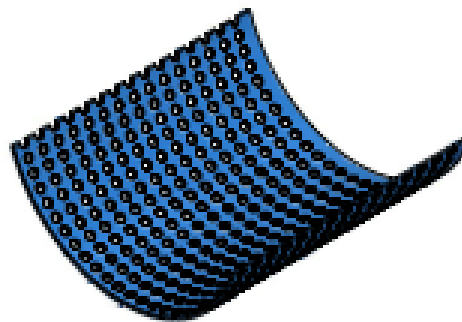


Figura 2.12 Diseño de tamiz
[Autores]

2.7 Soldadura

Los discos que contienen a los espárragos estarán sujetos a un bocín que será soldado en toda su periferia, para ayudar al acople con el eje de transmisión, como se observa en la figura 2.13.

El mismo soporta torque producido por el motor al momento del tope cuando se produce el cizallamiento.

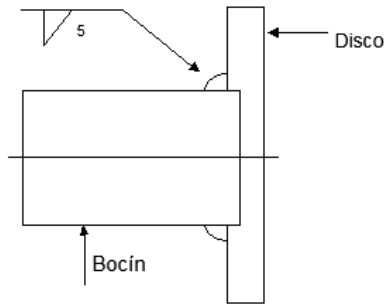


Figura 2.13 Soldadura de filete (disco y bocín)

La falla al corte en el instante que se produce el tope de las cuchillas con la estopa de coco para cizallarlo se evaluó con la siguiente expresión:

$$\tau_c = \frac{F_t}{A_f} \quad (2.27)$$

$$A_f = \sqrt{2} * \pi * h * r_c \quad (2.28)$$

Donde:

F_t : Fuerza tangencial en la sección del cordón de soldadura

A_f : Área total de la garganta de soldadura

r_c : Radio de corte (15mm)

La carga máxima que se aplica en cada una de las cuchillas móviles es igual a la fuerza tangencial en la sección del cordón de soldadura, según la norma ASTM D732 esta fuerza se la puede determinar con la premisa que se muestra a continuación:

$$F_{c-m} = \frac{P_{motor} * t_c}{N_{c-m} * L_{c-m}} \quad (2.29)$$

N_{c-m} : Número de cuchillas móviles

L_{c-m} : Longitud de las cuchillas móviles

El esfuerzo cortante máximo en la garganta de soldadura, se la puede obtener mediante la ecuación siguiente ecuación

$$\tau_t = \frac{T * r}{J} = \frac{T * r}{0,707 * h * J_u} \quad (2.30)$$

J : Momento polar

Para el segundo momento polar unitario del área, hacemos uso de la tabla A2.11 mostrada en Apéndice 2, y de acuerdo a nuestro diseño, utilizamos la categoría 6; entonces:

$$A_g = 1,414 * \pi * h * r \quad (2.31)$$

$$J_u = 2 * \pi * r^3 \quad (2.32)$$

A_g : Área de la garganta dada en la figura.

J_u : segundo momento polar unitario del área.

Finalmente

El factor de seguridad a la fatiga para el cordón de soldadura se puede evaluar usando el criterio de Soderberg, expresada en la siguiente ecuación:

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_T}{2 * S_{sy}} = \frac{1}{\eta_f} \quad (2.33)$$

η_f : Factor de seguridad a la fatiga

S_e : Resistencia a la fatiga

S_{sy} : Resistencia al corte del metal de aporte

2.8 Estructura de soporte

La estructura estará construida con tubos estructural cuadrados ASTM-A500, ficha técnica mostrada en la tabla A3.19 del Apéndice 3.

2.9 Construcción de máquina trilladora

Para la construcción del sistema de corte y los elementos de la máquina, necesitaremos de los siguientes materiales:

Tabla 2.12 Materiales principales para la construcción de la trilladora de coco.

Materiales	Descripción
Plancha A-36	Tolva de alimentación, cámara de corte, y tolva de descarga.
Acero A-36	Cuchillas fijas y discos laterales.
Acero Inoxidable	Martillos o cuchillas móviles.
Acero	Espárragos y Eje de transmisión.
Tubo rectangular	Estructura de soporte.

Posteriormente para llevar a cabo su ensamble final, seguiremos las siguientes etapas:

2.9.1 Corte

Se realizará el corte a las piezas que lo necesiten de acuerdo a la geometría diseñada, éstas son: cuchillas fijas, cuchillas móviles, discos laterales y bujes separadores.

2.9.2 Mecanizado

En esta parte se realizará el mecanizado de los espárragos y el eje de transmisión.

2.9.3 Soldadura

Se unirán las piezas mediante el método de soldadura, designaremos las siguientes: tolva de alimentación, cámara de corte, unión de buje con platos laterales, estructura de soporte, y tolva de descarga. El tipo de soldadura a elegir lo detallaremos en el siguiente capítulo.

2.9.4 Ensamble

Una vez que se tenga todos los elementos que conforman cada uno de los sistemas de la máquina trilladora de coco, procederemos a su ensamble, y finalmente a las pruebas correspondientes.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo mostraremos los resultados obtenidos y análisis del diseño de las elementos y piezas que conforman la máquina trilladora conforme las ecuaciones mostradas en el capítulo anterior, además se muestran los costos inherentes del diseño y construcción de la máquina basado en tres puntos importantes, planos diseño, e investigación. La resolución de los cálculos realizados, se indican detalladamente en Apéndices de esta sección.

Producción

$$N_{ec/m} = 6$$

Seis cáscaras o bagazos de coco por minuto son seleccionadas para el proceso de trillado, la que significa una demanda moderada para pequeños huertos del país.

Rendimiento mecánico de la máquina

$$\eta_m = 0,81$$

Potencia efectiva del rotor

$$P_{rotor} = 3,16 \text{ Hp}$$

3.1 Sistema de alimentación

Las consideraciones principales a tener en cuenta son:

- 6 estopas por minuto.
- Evitar rebote hacia arriba al momento del trillado.
- Alimentación manual.

El diseño de la tolva de alimentación se ubicó en la parte superior del sistema de trillado, alineada al centro del eje de rotación. El diámetro de una estopa seca de coco varía de 80 a 100 mm y su apilamiento dentro de la tolva es variable por efecto del ingreso; por lo tanto, su dimensionamiento debe estar regido a la longitud de 2 o 3 estopas puestas en paralelos y dejando una pequeña distancia libre en su superficie.

A continuación, se muestra el dimensionamiento de la tolva de alimentación.

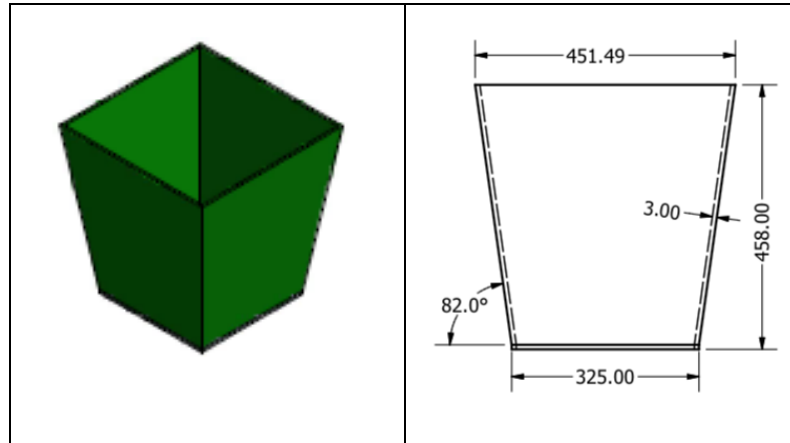


Figura 3.1 Dimensionamiento de Tolva de alimentación.

Las paredes de esta tolva sirven como reservorio del material de partida, por lo tanto, en sus paredes no se generan esfuerzos significativos, para este elemento hemos seleccionado el acero ASTM A36 de 3 mm de espesor.

3.2 Sistema de corte

Para el mismo se procedió con el diseño de los elementos principales: espárragos, martillos o cuchillas móviles, cuchillas fijas, con una obstrucción ubicada en la cámara del sistema en su interior para evitar el rebote de las estopas por el efecto rotativo del sistema de corte.

3.2.1 Diseño de martillos o cuchillas

Móviles

Con los cálculos mostrados en Apéndice 3 se determinó las dimensiones como se ve en la figura 3.2 y el material que seleccionó es el acero inoxidable AISI 304 debido a que sus propiedades van de acuerdo a las condiciones de trabajo dicho elemento. Con este material se obtuvo un factor de seguridad contra la fatiga de 8,59.

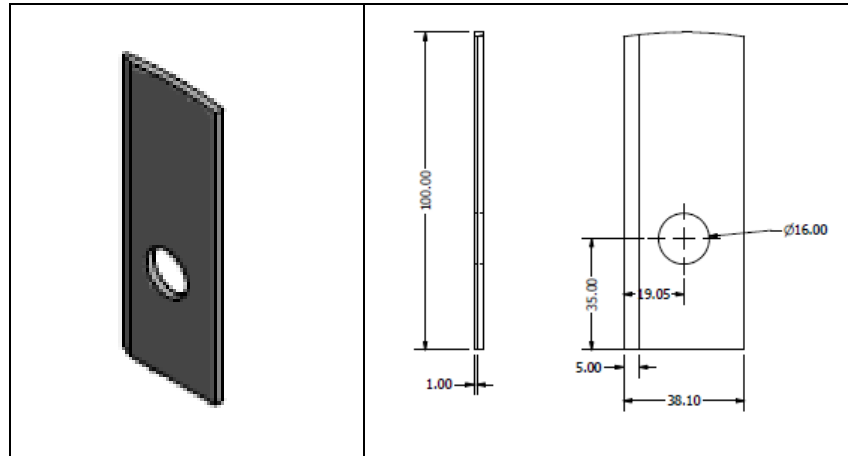


Figura 3.2 Dimensionamiento de los martillos

El número se lo determinó de la ecuación A2.4 teniendo 36 martillos móviles.

Fijas

Para los martillos fijos se utilizó el acero ASTM-A36, se determinó la masa y la fuerza centrípeta y la fuerza de corte que es 0,063Kg, 1604,5 N respectivamente que actúa sobre el mismo con el cual se pudo determinar el factor de seguridad a la fatiga de 7,89 eso nos indica el acero seleccionado no fallará por fatiga. Los caculos respectivos está en el Apéndice 3, con los mismos se pudo dimensionar los martillos fijos como se ve en la figura 3.3.

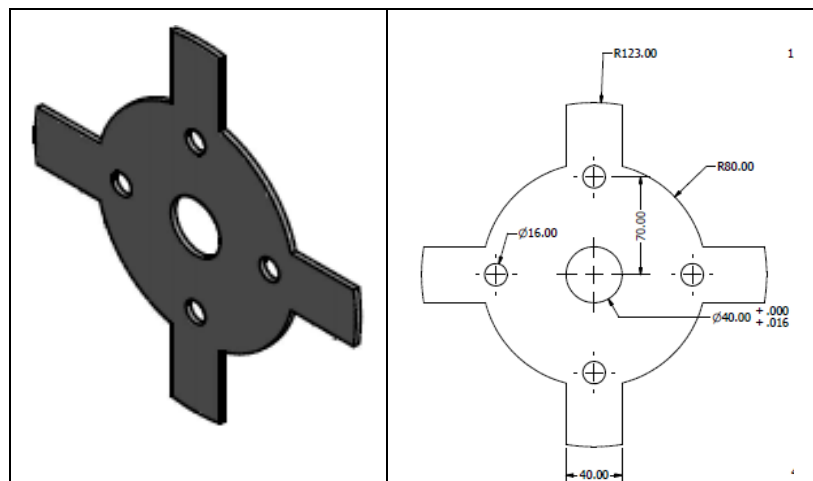


Figura 3.3 Dimensionamiento cuchilla fija

3.2.2 Diseño de bujes separadores

Del catálogo de Dipac tabla A3.13 se seleccionó un tubo de 3/4 pulg con espesor de 1,5 mm. La longitud del buje separador grande es de 19,55 mm, con una masa de 0,063 Kg y la longitud del buje pequeño de 9,87 mm con una masa de 0,032 Kg. Cálculos complementarios, se encuentra en la sección del sistema de corte en Apéndice 3.

3.2.3 Diseño de espárrago o eje porta martillos

Para determinar el diámetro y el material de los espárragos se calculó las fuerzas que actúa sobre el mismo donde el radio de giro es de 75 mm, el número de martillos es 9, la velocidad angular de 2540 RPM o 266 rad/s, y con la ecuación A2.2 se obtuvo las fuerzas en el espárrago de 1811,96N. Donde el esfuerzo máximo se lo cálculo con la ecuación 2.6.

$$\sigma_{max-Esparrago} = \frac{M * c}{I}$$
$$\sigma_{max-Esparrago} = \frac{1811,96N * 41,50mm * 7,934mm}{3117,63mm^4} = 191,36MPa$$

El esfuerzo máximo de fluencia del acero AISI 1018 es de 440 MPa con lo que se obtuvo un factor de seguridad de:

$$n = \frac{410 MPa}{191,36 MPa} = 2,2$$

El factor de seguridad nos indica que el acero seleccionado para los espárragos es el adecuado y no va a fallar por la fuerza centrifugas producidas por los martillos.

Se utilizó 4 espárragos en el sistema. Así mismo se determinó la fuerza de corte del martillo, 374,66N y la fuerza de corte del coco es 372N, es decir, el coco va a ser cizallado sin problema alguno.

3.2.4 Factor de seguridad para pernos

Comparando las propiedades mecánicas de los pernos tabla A3.8 más adecuada para nuestro diseño y de acuerdo con los esfuerzos que tenemos, hemos optado por escoger un perno M8x70mm, rosca fina de grado 5,8.

Obteniendo factores de seguridad al cortante y de aplastamiento respectivamente:

$$\eta_c = 5,78$$

$$\eta_a = 39$$

Lo que indica que el perno escogido cumple con los requerimientos y no fallará en el funcionamiento de la máquina trilladora de coco.

3.3 Sistema de transmisión de potencia.

En la siguiente figura 3.4 podemos observar el sistema de transmisión y sus respectivos elementos como: poleas, rodamientos, chumaceras, bandas, ejes de transmisión y motor de nuestra máquina trilladora.

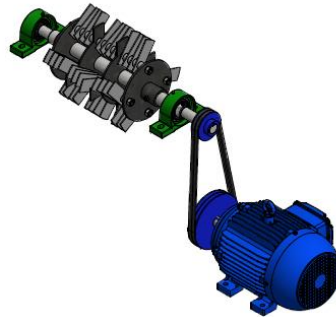


Figura 3.4 Sistema de transmisión de potencia

3.3.1 Selección del motor

(KOHLENER, 1986) menciona que el rendimiento en operación continua con velocidad y carga constante corresponde al 80% del máximo de potencia al freno. En parámetros de diseño se determinó la potencia efectiva, ecuación 2.3; y con esto se obtuvo la potencia nominal del rotor:

$$P_{nrotor} = \frac{P_{rotor}}{\eta_K} = \frac{3,16 \text{ Hp}}{0,80} = 3,95 \text{ [Hp]}$$

Para la potencia del motor se tomó en cuenta la sobrecarga, esta depende de factores que no son fácil medirlos como: la superficie en rozamiento, conservación de lubricación, variedad de materia prima, espacio de elementos de corte, ambiente de trabajo, etc.

Se utilizó un factor de servicio 1.1 de acuerdo con nuestros parámetros de diseño seleccionado anteriormente. A continuación, la potencia del motor:

$$P_{motor} = P_{nrotor} * f_s = 3,95 * 1,1 = 4,34 [Hp]$$

Como en el mercado no tenemos disponibles motores de esa potencia, procedemos con su valor máximo superior, seleccionando un motor trifásico WEG de 5 Hp.

3.3.2 Selección de poleas

De acuerdo con el diseño mecánico en el capítulo anterior.

$$P_d = 3,16 * 1,1 = 3,47 Hp = 2,59 KW$$

Tomando la tabla 2.11, tenemos un perfil tipo A, que de acuerdo al catálogo Martin la polea mínima recomendada para nuestra potencia del motor (5Hp) es de $d=3\text{pulg}=76,2\text{mm}$. Ver tabla A2.3 Apéndice 2

Seleccionamos la polea accionada de $d_p = 90\text{mm}$ por consecuencia $D_p = 180\text{mm}$ por tener una relación 2:1. Las poleas escogidas son fácilmente encontradas en el mercado local.

3.3.3 Selección de bandas

De acuerdo a los cálculos mostrados en Apéndice 3 se requiere de dos bandas tipos A. Las características se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Tipo de banda seleccionada

Distancia entre centro	356 mm
Longitud	1187,3 mm
Banda seleccionada	Tipo A-46
Cantidad	2

3.3.4 Dimensionamiento del eje de transmisión

El diámetro mínimo para que el eje no falle es de 23,44 para el punto más crítico, encontrado en las secciones de los rodamientos; para este tramo utilizaremos $d_{srod} = 26\text{ mm}$ y como se utilizó la relación $D/d=1,5$; entonces, para la sección mayor tenemos $d_{smayor} = 40\text{ mm}$. Estas son medidas más adecuadas para que el eje funcione correctamente en el sistema. Cálculos detallados en el Apéndice 3.

3.4 Soldadura

Tomando las propiedades del metal de aporte AWS 6013, con resistencia a la fatiga de 71,78 MPa, resistencia de corte 202 MPa, cálculo mostrado en Apéndice 3. Tenemos un factor de seguridad a la fatiga en el cordón de soldadura, dada por la ecuación 2.33:

$$\eta_f = 9,12$$

Comúnmente se usa este tipo de soldadura para trabajos de este tipo, por lo que nuestro factor de seguridad es aceptable e indica que el electrodo escogido cumple con nuestro requerimiento.

3.4.1 Selección de Rodamiento

Con la capacidad de carga encontrada, cálculos en Apéndice 3, nos ayudamos del catálogo de Martin para la selección de este elemento mostrado en la tabla A2.10 del Apéndice 2. La capacidad de carga encontrada fue de 19,28 KN, siendo la mejor opción el rodamiento FAG P56206 con una capacidad de carga 19,5 KN, lo que hace que cumpla con nuestros parámetros de diseño.

El valor determinado de f_L está en el rango de los valores permitidos para trituradoras ($3 < n_s < 3,5$).

3.5 Diseño del sistema de descarga

Para poder clasificar el producto terminado y asegurarnos de que sea el requerido, optamos por usar un tamiz clasificador, junto con la tolva de descarga.

3.5.1 Dimensionamiento

Las principales geometrías que rigen el dimensionamiento de este sistema son: los agujeros del tamiz, la distancia de la punta de las cuchillas con las paredes del tamiz y la tolva de descarga.

Los agujeros deben ser tal que permitan el paso del producto terminado, unas medidas favorables acorde a los requerimiento mostrados al inicio, se ha optado por ubicar agujeros de 5 mm de diámetro, así mismo, una distancia recomendada entre la punta de la cuchilla y el borde del tamiz es de 35mm; esto permitirá que la estopa que no ha alcanzado atravesar los agujeros pueda ser procesada otra vez, hasta alcanzar el corte efectivo y

pueda ser depositada en la tolva de descarga, para que esta a su vez conduzca la estopa de coco ya trillada a un contenedor del producto para su respectiva función. Al igual que el sistema de alimentación, no hay esfuerzos considerables, lo que nos permite seleccionar y hacer uso de una plancha metálica de 400 x 600 x 2 mm.

En la figura siguiente podemos observar las medidas del sistema de descarga.

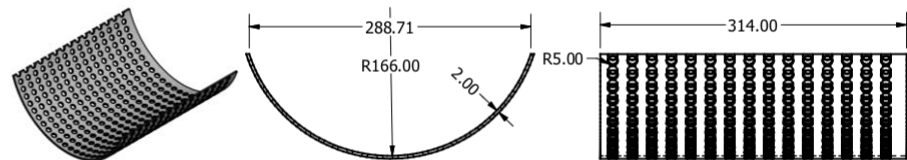


Figura 3.5 Diseño sistema de descarga (tamiz)

3.6 Simulación en inventor

3.6.1 Martillos o cuchillas móviles

Para el análisis se asume que el agujero pasante es el punto de anclaje y la fuerza calculada anteriormente fuerza centrípeta 451N y la fuerza de corte de 374,66N. En la figura 3.6 (a) se muestra las zonas del martillo están sometidas a mayor es stress el cual se determina mediante la teoría de Von-Misses, teniendo las zonas azules tienen menor esfuerzo y la zona cerca del agujero teniendo el mayor es stress que es de 26,25 MPa.

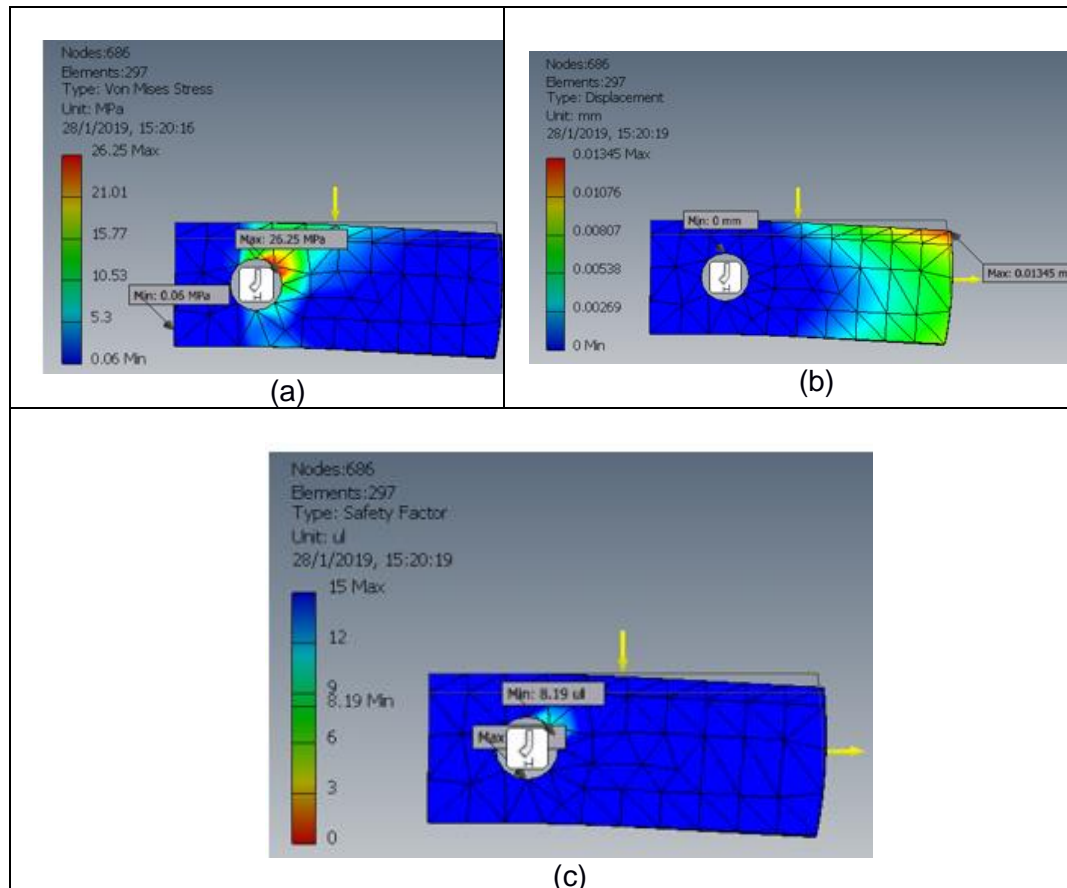


Figura 3.6 Análisis estático de los martillos
(a) Stress (b) Deformación (c) Factor de seguridad

En la figura 3.6 (b) se muestra donde tiene mayor deformación el martillo, siendo la parte superior del martillo donde tiene mayor desplazamiento de 0,013 mm este desplazamiento como es mínimo no afecta en el diseño de los martillos.

En la figura 3.6 (c) se muestra el factor de seguridad del martillo, donde el más crítico es 8,19 que es el factor de seguridad más bajo de la cuchilla, lo cual quiere decir que el martillo no va a fallar debido a las cargas que está sometida y el acero es el adecuado. El análisis de fatiga se hace por la teoría de Goodman, siendo esta una teoría conservadora.

3.6.2 Martillo fijo

Para el análisis se asume que el agujero pasante para el eje es punto de anclaje y la fuerza centrípeta es de 401N y fuerza de corte de 312,22 N estas fuerzas se aplican en cada cuchilla del martillo fijo.

En la figura 3.7 (a) se muestra las zonas del martillo fijo que están sometidas a mayor stress, teniendo 28,86 MPa y se encuentran ubicado cerca del agujero para el eje.

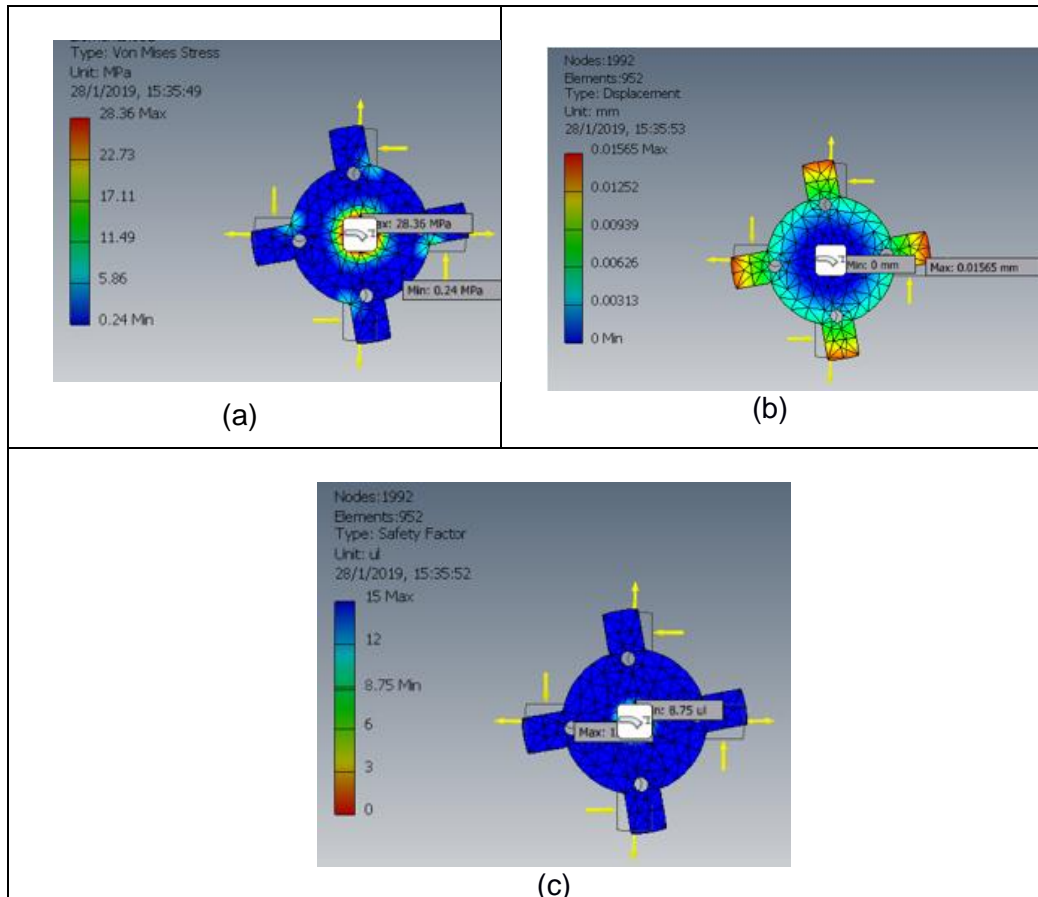


Figura 3.7 Análisis estático del martillo fijo
(a) Stress (b) Deformación (c) Factor de seguridad

En la figura 3.7 (b) se muestra donde tiene mayor deformación el martillo fijo, siendo la parte superior del martillo donde tiene mayor desplazamiento de 0,015 mm, eso nos indicó que la deformación no afecta en su funcionamiento.

En la figura 3.7 (c) se muestra el factor de seguridad del martillo fijo más crítico es 8,75 que es el factor de seguridad más bajo de la cuchilla fija, lo cual quiere decir no va a fallar y corrobora que el material seleccionado y las dimensiones son las adecuadas.

3.6.3 Eje

Para el análisis se asume que en los cambios de diámetro para el eje son punto de anclaje y la fuerza calculada anteriormente el troque de 28,1N/m, las fuerzas ortogonales $F_{PY} = 39,42 N$ $F_{PZ} = 468,21 N$ y la fuerza tangencial del rotor 100 N son las fuerzas aplicadas en el eje. En la figura 3.8 (a) se muestra las zonas del eje que están sometidas a mayor es stress que es de 26,64 y está ubicado en el cambio de diámetro en el lado de la polea.

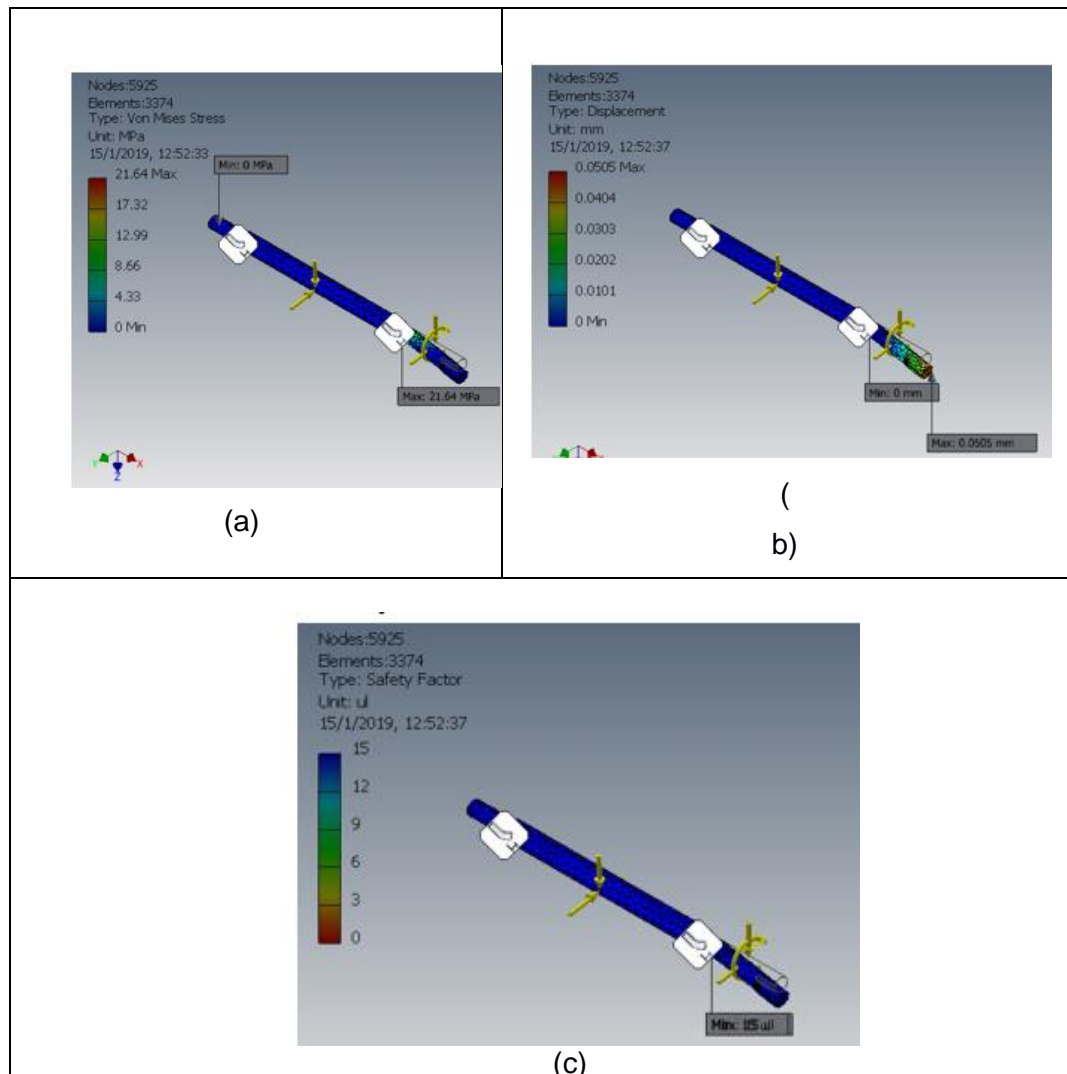


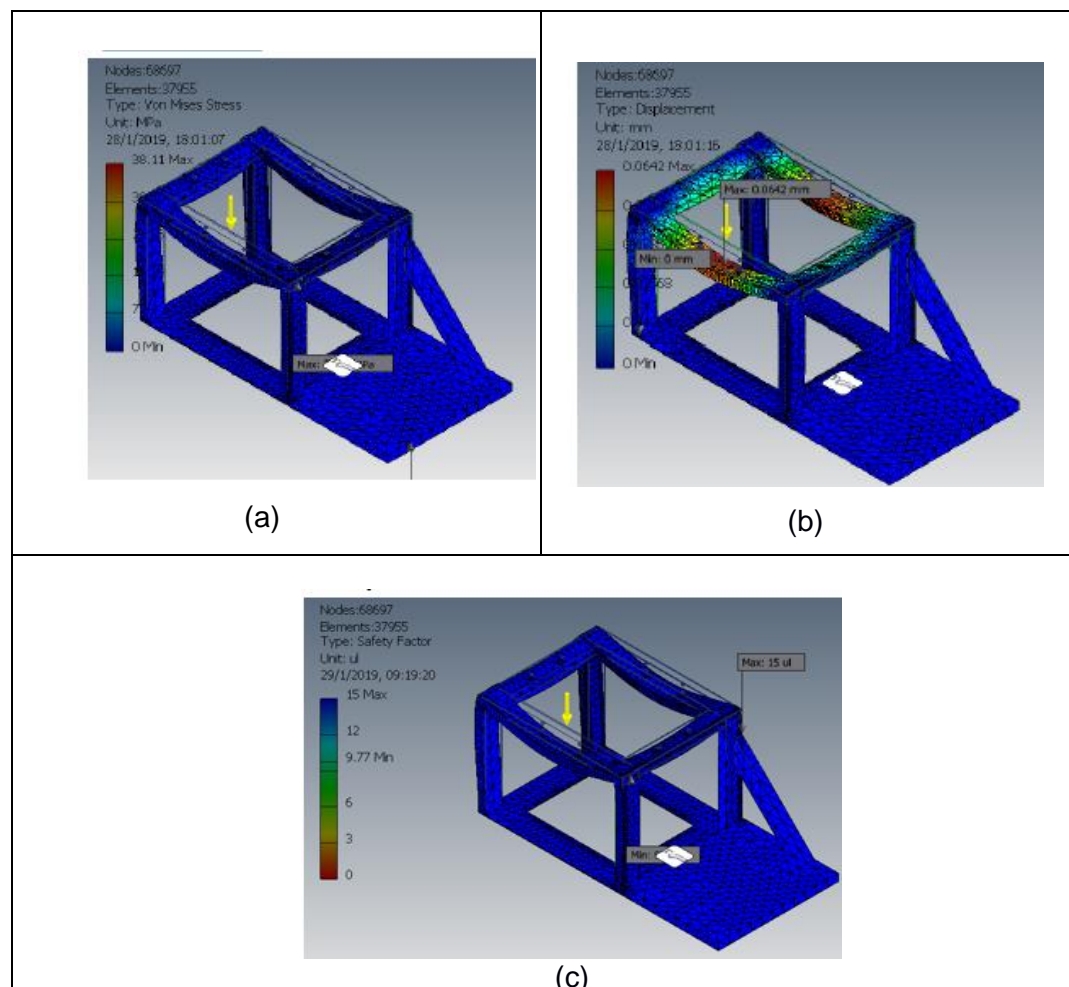
Figura 3.8 Análisis estático del eje
(a) Stress (b) Deformación (c) Factor de seguridad

En la figura 3.8 (b) se muestra donde tiene mayor deformación el eje, teniendo un desplazamiento máximo de 0,05mm el cual no afectara el funcionamiento del eje.

En la figura 3.8 (c) se muestra el factor de seguridad del eje más crítico es 15 que es el factor de seguridad más bajo del eje, lo cual quiere decir no va a fallar y que las dimensiones y el acero seleccionado es el adecuado.

3.7 Estructura de soporte

Se analizó la estructura de soporte a partir de un análisis estático en inventor, teniendo como fuerza aplicada el peso de la máquina que se calculó en la tabla A3.3 que es de 1787,59 N.



**Figura 3.9 Sistema estático de la estructura de soporte
(a) Stress (b) Deformación (c) Factor de seguridad**

En la figura 3.9 (a) se puede ver la zona donde están sometidas a mayor esfuerzo esto es 38,11MPa. (b) se ve la deformación producto al peso que soporta, teniendo un desplazamiento máximo de 0,65 mm el cual no afectará en el diseño. (c) se muestra el factor de seguridad de la estructura más crítico es 9,77 que es el factor de seguridad más bajo, indicando que la estructura no fallará, por lo tanto, la selección del tubo cuadrado 30x70x2 mm es el adecuado.

3.8 Pruebas de funcionamiento y operatividad del equipo

Para saber el correcto funcionamiento y eficiencia de la máquina diseñada, se procedió hacer las pruebas correspondientes, comparando el producto de entrada con el producto de salida, en seguida los parámetros más importantes:

Tabla 3.2 Comparaciones de producto inicial y final

Entrada	Salida
Longitud de la fibra de entrada: (70-150) mm	Longitud de la fibra de salida: (3-10) mm
Masa estopa de coco: 0,146 Kg	Masa fibra: 0,142 Kg
-	Tiempo de corte (7-12) segundos

Con los datos mostrados en la tabla 3.2 procedemos a calcular la eficiencia de la máquina, de la siguiente manera:

$$eficiencia = \frac{v_{real}}{v_{teórico}} * 100 = \frac{0,142}{0,146} * 100 = 95,3 \%$$

En la siguiente figura 3.9 a) podemos observar el producto inicial, y en el b) el producto final obtenido mediante el sistema de corte diseñado es importante mencionar que mientras más pequeña son las fibras, su aprovechamiento será mejor.



Figura 3.10 Muestra de producto
a) Producto inicial b) Producto final con la trilladora de martillos fijos y móviles.

3.9 Análisis de costo

Hemos considerado por establecer un costo aproximado de la máquina trilladora de estopa de coco, tomando en cuenta lo siguiente:

- Costo por fabricación
- Costo de diseño

3.9.1 Costos de fabricación

El costo de fabricación lo hemos dividido en dos grupos: costos por materiales directos y costos por mano de obra.

3.9.1.1 Costo de materiales directos

En la siguiente tabla podemos notar todos los materiales directos y elementos para el ensamble de la máquina trilladora de coco, cabe mencionar que no se ha tomado en cuenta la carga fabril.

Tabla 3.3 Tabla de costo de materiales directos

Descripción	Material Norma	Dimensiones	Cant.	V. unitario (USD)	Total (USD)
Motor eléctrico	DIN 2098	Weg 5 Hp	1	440	440
Poleas	Hierro fundido	D=180 mm	1	42	42
		d=90 mm	1	22	22
Bandas	Varios	A-46	1	4	4
Rodamientos chumaceras	Acero/hierro	FAG P206	2	50	100
AISI 4340 (705)	Acero	L=700 mm d=40 mm	1	30	30
AISI 1018	Acero	L=300 mm d=15,87 mm	4	1,25	5
AISI 1018	Acero	d=181mm e=6 mm	2	12	24
AISI 1018	Acero	d=181mm e=4 mm	2	8	16
AISI 304	Acero inoxidable	a=38,1 mm e=3 mm	1	27	27
ASTM A-36	Plancha acero	1000x2500x3	1	25	25
ASTM A-500	Acero	30x70x2x6000	1	35	35
Tuercas	ISO 4.6	M12	10	0,20	2
Torillo	DIN 931	M8x70 (8.8)	2	1	2
Soldadura	AWS	6013	5 Kg	17	17
Total					\$ 791

3.9.1.2 Costo de mano de obra

En la tabla 3.3 notamos el costo de horas hombres y horas máquinas acorde al tipo de mecanizado realizado.

Tabla 3.4 Tabla de costo por mano de obra

Operario	Área	Costo hr. Hombres (USD/h)	Hr. maq herr	Total (USD)
Tornero	T. mecánico	15	16	240
Fresador	T. mecánico	15	5	75
Cortadora de hilo	T. mecánico	15	3	45
Taladrador	T. mecánico	15	2	30
Soldador	T. mecánico	15	8	120
Total				\$ 510

3.9.2 Costo por diseño

Considerando este proyecto netamente mecánico, el tiempo invertido en investigación, cálculos ingenieriles, criterio de selección de elementos, y elaboración de planos; se estima un costo de \$1500.

Resumen del costo total del proyecto

Tabla 3.5 Resumen del costo total del proyecto

Descripción	Costo (USD)
Costo de materiales directos	791
Costo de mano de obra	510
Costo de diseño ingenieril	1500
Total	\$ 2801

El valor total de la fabricación de la máquina es accesible, considerando el trabajo a realizar y la capacidad de producción para la que está diseñada. Comparando su precio con máquinas trilladoras (no disponibles en el país) tienen un valor promedio de \$5000 incluida importación, por lo tanto; consideramos una buena opción realizar más de este proyecto en nuestro país.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se diseñó una máquina trilladora de coco, de acuerdo a las especificaciones del cliente. El equipo tiene las siguientes descripciones:
 - Potencia: 5 Hp
 - Voltaje: 220V trifásico
 - Capacidad de producción: 35 Kg/h
 - Dimensiones: 500x500x1300 mm
 - Peso: 183 Kg
- Las poleas de hierro fundido gris transmiten velocidades menores a 33 m/s, rango adecuado para procesos de molienda y trillado, sus diámetros fueron seleccionados de acuerdo a las medidas que podemos encontrar fácilmente en el mercado de nuestro país, así mismo por el intervalo de rotación para cortar este tipo de producto que va de 2000 a 3000 RPM.
- La transmisión de potencia se realiza mediante bandas, con relación de velocidad 1:2. Los diámetros del eje en la zona crítica fue el adecuado, coincidiendo con el diámetro de los rodamientos seleccionados, consideramos que este debe ser lo menor posible para evitar deformaciones extremas, se decidió usar dos rodamientos para lograr un soporte estable, generar cargas balanceadas en los mismos y minimizar los momentos de flexión.
- El motor que nos fue suministrado es de 5 Hp y la potencia que fue calculada para el sistema de corte de martillo es de 4,34 Hp, por lo tanto, el motor dado cumple con la exigencia de potencia requerida.

- Este tipo de sistema de corte de martillo tiene una mayor eficiencia para obtener la fibra en las dimensiones adecuadas como se ve en la fotografía P.4 en comparación con el sistema de corte de choque, esta tiene la capacidad de triturar con mayor fuerza, pero su tamaño del producto final es más grande como se ve en la fotografía P.2.
- La adquisición de un sistema de trillado de martillo no se consigue en el mercado y el costo de importación de una máquina trilladora de coco son elevados. Con nuestro sistema y el rediseño de las demás partes del equipo, estamos reduciendo su precio en un 56% teniendo un costo de \$2801.
- La trilladora puede procesar productos de una dureza y resistencia de corte (18,6 Mpa) igual o menor que la cáscara de coco, como: hojas secas, cáscara de cacao y ciertas ramas de árboles no muy duras teniendo un buen resultado en su tamaño final siendo útil para diferentes tipos de sustratos acorde al ambiente del suelo.
- Se rediseñó el espesor de la cámara de corte y la tolva se cambió de 8mm a 3mm y 2mm de espesor respectivamente con un factor de seguridad 12,7 como se ve en la tabla A3.1, teniendo como beneficio disminuir el peso del sistema de trillado haciéndole de fácil transportación.
- Las partes mecánicas del sistema de trillado fue diseñado con materiales y piezas que se encuentra con facilidad en el mercado local.
- Las características del producto inicial y final, como se ve en la tabla 3.2, podemos notar que la fibra de coco final tiene una longitud que va de 3 a 10 mm siendo las medidas requeridas, cabe indicar que mientras más pequeña es, su aprovechamiento será mejor, por lo tanto, la eficiencia encontrada para la máquina fue de 95,3 %.

4.2 Recomendaciones

- Para tener un buen funcionamiento y desempeño de la trilladora se debe cumplir con los parámetros del manual de uso y mantenimiento que se encuentra en el Apéndice 4.
- Al momento de procesar el coco asegúrese que entre el coco no existan piedras o algún material que pueda ocasionar daños en el filo de los marrillos fijos y móviles.
- Antes de empezar a mecanizar los elementos de la máquina, es recomendable realizar los planos del equipo.
- Es recomendable verificar las conexiones eléctricas previas a la puesta en marcha de la trilladora de coco.

BIBLIOGRAFÍA

- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Vol. Octava). Mexico : The McGraw-Hill.
- CANNA. (2018). *El uso de la fibra de coco como concepto de cultivo*. Obtenido de CANNA: http://www.canna.es/el_uso_fibra_coco_como_concepto_cultivo
- Carbone. (11 de ENERO de 2019). *FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE*. Obtenido de Carbone: <https://www.empresascarbone.com/pdf/ficha-tecnica-del-acero-inoxidable.pdf>
- Company, T. G. (1999). *Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual*. Denver, Colorado: Power Transmission Division.
- Dieter, G. E. (2009). *ENGINEERING DESIGN* (Vol. FOURTH EDITION). New York: McGraw-Hill.
- DIPAC. (11 de ENERO de 2019). *Eje AISI 1018 transmisión*. Obtenido de DIPAC: <http://www.dipacmanta.com/ejes/aisi-1018-transmision>
- DIPAC. (11 de ENERO de 2019). *Plancha laminada en caliente*. Obtenido de DIPAC: <http://www.dipacmanta.com/planchas-de-acero/planchas-laminadas-en-caliente>
- DIPAC. (11 de ENERO de 2019). *Platinas de acero inoxidable*. Obtenido de DIPAC: <http://www.dipacmanta.com/acero-inoxidable/platinas-acero-inoxidable>
- DIPAC. (11 de Enero de 2019). *Tubo mecánico rectangular*. Obtenido de DIPAC: <http://www.dipacmanta.com/tubos/tubos-mecanicos/tubo-mecanico-rectangular>
- DIPAC. (11 de Enero de 2019). *Tubo mecánico redondo*. Obtenido de DIPAC: <http://www.dipacmanta.com/tubos/tubos-mecanicos/tubo-mecanico-redondo>
- Duda, W. H. (1977). *Manual tecnológico del cemento* (Vol. 1). BERLIN: REVERTÉ.
- echebarria suministros industriales. (11 de enero de 2018). *Tornillería y remaches 13/*. Obtenido de echebarria suministros: <http://www.echebarriasuministros.com/images/catalogo/13-tornilleria-y-remaches.pdf>
- GallardoC. (2003). *Materiales comúnmente utilizados en la formulación de sustratos*. In Actas Jornada Técnica: Introducción al uso de sustratos en la producción comercial de plantines de viveros. *EEA INTA*, 5-13.
- GAVHANE, K. A. (2009). *Unit Operations-i Fluid Flow and Mechanical Operations* (Vol. VII). SATARA: NIRALI PRAKASHAN.
- Gere, J. M. (2002). *MECÁNICA DE MATERIALES* (Vol. Quinta edición)). México.

- HORA, D. L. (2015). *Productores de coco demandan revisar políticas de comercialización*. Obtenido de <http://www.lahora.com.ec/index.php/movil/noticia/1000188384>
- MARIN, D. R. (2013). *MOLIENDA . EQUIPOS, CARACTERISTICAS Y OPERACION . COLOMBI .*
- Martin. (2010). *Transmisión por Bandas*.
- Norton, R. L. (2011). *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado* (Vol. Cuarta edición). México: Pearson Educación,.
- Oscar, G. (2017). *SUSTRATO COMO MATERIAL DE ULTIMA GENERACION*. MEXICO: OmniaScience.
- QUINTERO GARCÍA, S. L., & GONZÁLEZ SALCEDO, L. O. (2011). Uso de fibra de estopa de coco para mejorar las propiedades mecánicas del concreto. *Revista Científica Ingeniería y Desarrollo*, 20(20), 135-150.
- SB, C. W. (2000). *Rodamientos FAG*. Barcelona: FAG Sales Europe GmbH.
- SKF. (2016). *SKF Group Transmission belts*. USA: © SKF Group.
- Standard, B. (2006). *Specification for belt drives – Endless wedge belts, endless V-belts, banded wedge belts, banded V-belts and their corresponding pulleys*. London: BS 3790.
- THE LINCOLN ELECTRIC COMPANY. (5 de SEPTIEMBRE de 2016). *AWS E6013*. Obtenido de THE LINCOLN ELECTRIC COMPANY: https://m.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable_StickElectrodes-MildandLowAlloySteels-Fleetweld-Fleetweld37/c21019.pdf
- Velasco, B. (19 de Julio de 2017). *Esmeralda concentra la palma de coco*. Obtenido de El comercio: <https://www.revistalideres.ec/lideres/esmeraldas-concentra-palma-coco-negocios.html>
- Victor H. Guerrero, P. P. (2013). *Materiales compuestos de matriz poliéster reforzados con fibras naturales y sintéticas*. QUITO: Escuela Politécnica Nacional.
- VILLALAZ, C. C. (2004). *Vías de comunicación: caminos, ferrocarriles, aeropuertos, puentes y puertos* (Vol. TERCERA). MEXICO: LIMUSA.
- Yiannakis Andreou Ltd. (11 de Enero de 2019). *AISI 1018 Mild/Low Carbon Steel .* Obtenido de Yiannakis Andreou Ltd: <http://www.yandreou.com/wp-content/uploads/2014/08/AISI-1018-Mild-Low-Carbon-Steel-PDF.pdf>

APÉNDICES

APÉNDICE 1

A continuación, las partes del fruto:

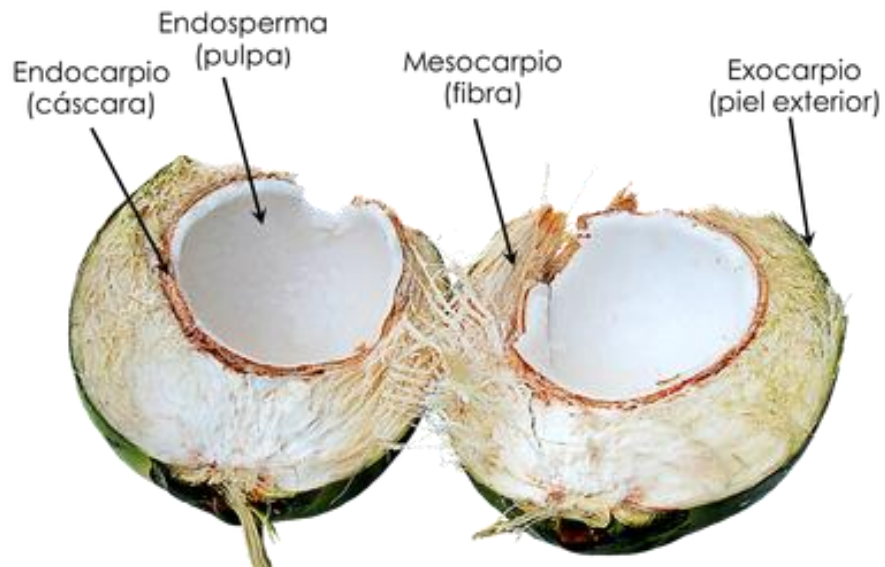


Figura A1. 1 Partes del coco.

En la tabla A1.1 podemos notar las características del coco, del estudio para el fomento del cocotero en Esmeraldas, realizado por el Banco Nacional del Fomento.

Tabla A1. 1 Tabla de características del coco.
[Banco nacional del fomento, 1979]

Masa promedio	1490 g
Diámetro	135+-8,7
Endocarpio	29,2 %
cáscara	13%
Endosperma	27,5%
Pulpa	3,2 %



Figura A1. 2 Fotografía de una de las casas de Esmeraldas con palmas de coco a su alrededor.

[El telégrafo, 2017]

APÉNDICE 2

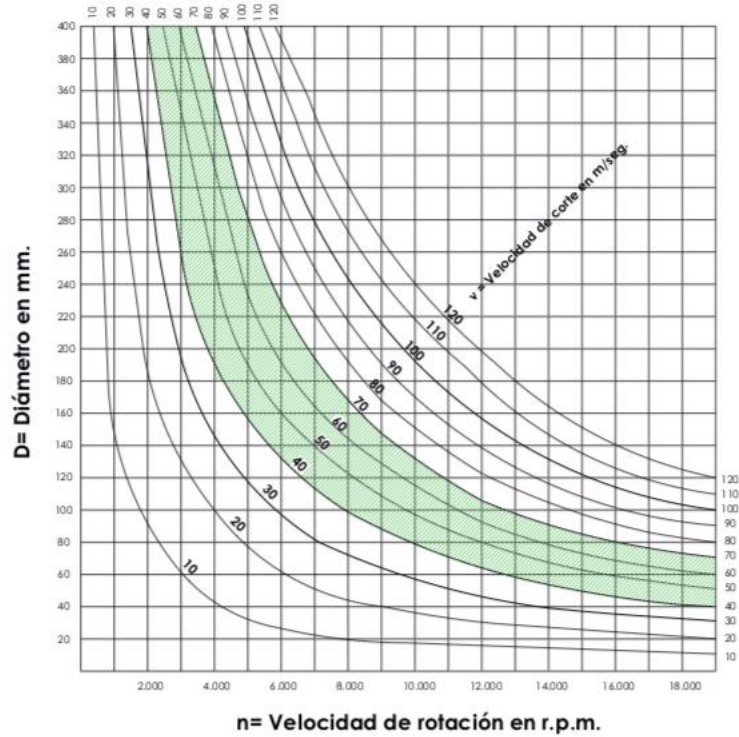


Figura A2. 1 Curva D (mm) vs N (RPM) para diferentes velocidades de corte (madera)

Tabla A2. 1 Fuerza específica de corte promedio de la estopa de coco. [Darwin Cajas, UPN, 2011]

$\tau_c = \frac{F_c}{A_c}$ [MPa]	F_c [N]	V_m [mm ²]	h_c [mm]	a_c [mm]	L_m [mm]	v_{ce} [$\frac{mm}{min}$]
18,7	2500	6609	6	22,3	50	10
18,4	3700	10080	6	33,6	50	10
Prom	18,6	3100	8385	6	28	50

F_c: Fuerza de corte; V_m: volumen de muestra; h_m: profundidad de corte; a_c: ancho de corte; L_m: longitud de muestra; v_{ce}: velocidad de corte experimental.

Sistema de corte

Diseño de los Bujes separadores

Los bujes separadores se los utilizará para separar las cuchillas las distancias adecuada para que no se choquen. El diseño solo sería determinar la longitud del tubo que se va a corta como se ve en la figura A2.2.

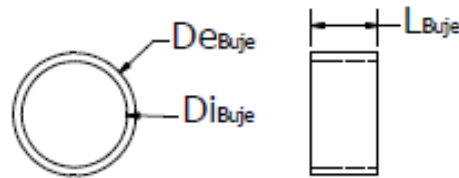


Figura A2. 2 Diseño de buje separador
[Autores]

Los bujes se los construirán con tubos metálicos que existan en el mercado local, tendiendo como consideración el diámetro interior del buje para la selección, la cual debe ser mayor al diámetro del espárrago.

$$D_{iBuje} > D_{Esparrago} \quad A2.1$$

Donde:

D_{eBuje} : Diámetro exterior del buje.

D_{iBuje} : Diámetro interior del buje.

L_{Buje} : Longitud del buje.

$D_{Esparrago}$: Diámetro del espárrago.

Para determinar el peso del buje se utilizará la siguiente ecuación:

$$M_{buje} : \pi * \left(\frac{D_{eBuje}^2 - D_{iBuje}^2}{4} \right) * L_{Buje} * \rho_{Buje} \quad A2.2$$

Donde:

M_{buje} : Masa del buje

ρ_{Buje} : Densidad del acero del buje

Diseño de espárrago

Las fuerzas que está sometida el espárrago como se ve en la figura A2.3 es la fuerza centrípeta producida por la rotación de los martillos y el peso combinado de los martillos y los bujes separadores.

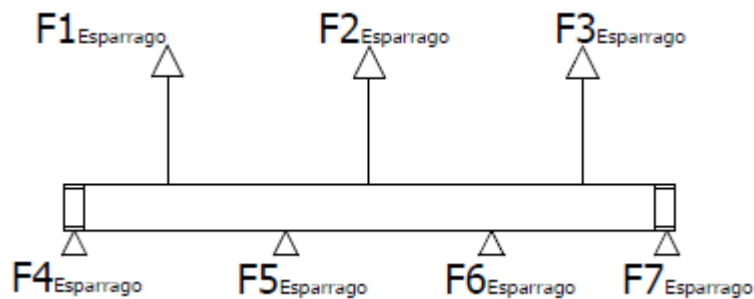


Figura A2. 3 Fuerza en espárrago

$$F1_{Esparrago} = F3_{Esparrago} = F3_{Esparrago}$$

$$F1_{Esparrago} = F_{C_{Esparrago}} + (M_{bujes} * N_{bujes} + M_{Martillo} * N_{Martillo}) * g$$

$$F_{C_{Esparrago}} = N_{Martillo} * w_{Martillos}^2 * Rg_{Martillo} \quad A2.3$$

Donde:

$F1_{Esparrago}$: Fuerza total entre $F4_{Esparrago}$ y $F5_{Esparrago}$

$F4_{Esparrago}$ y $F7_{Esparrago}$: Es la fuerza en los discos porta ejes.

$F5_{Esparrago}$ y $F6_{Esparrago}$: es la fuerza en los martillos fijos.

g : gravedad.

$F_{C_{Esparrago}}$: Fuerza centrípeta en el espárrago producida por el martillo.

N_{bujes} : Número de bujes.

$N_{Martillo}$: Número de martillos

$Rg_{Martillo}$: Radio de giro del martillo.

$w_{Martillos}$: velocidad centrípeta en el radio de giro del martillo.

Para determinar el tipo de material se calculará el esfuerzo máximo en el espárrago.

Cámara de corte

La cámara de corte no soporta esfuerzo, solo la fuerza de choque de la fibra de corte. Las planchase se los unirá mediante soldadura. La cámara se unirá a la base mediante tuercas y tornillo para poder desarmar y dar su mantenimiento a las cuchillas. El diseño se lo muestra en la figura siguiente:

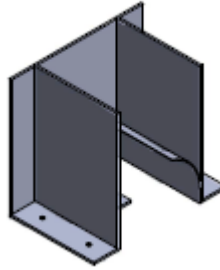


Figura A2. 4 Diseño de la cámara de corte
[Autores]

Sistema de transmisión de potencia

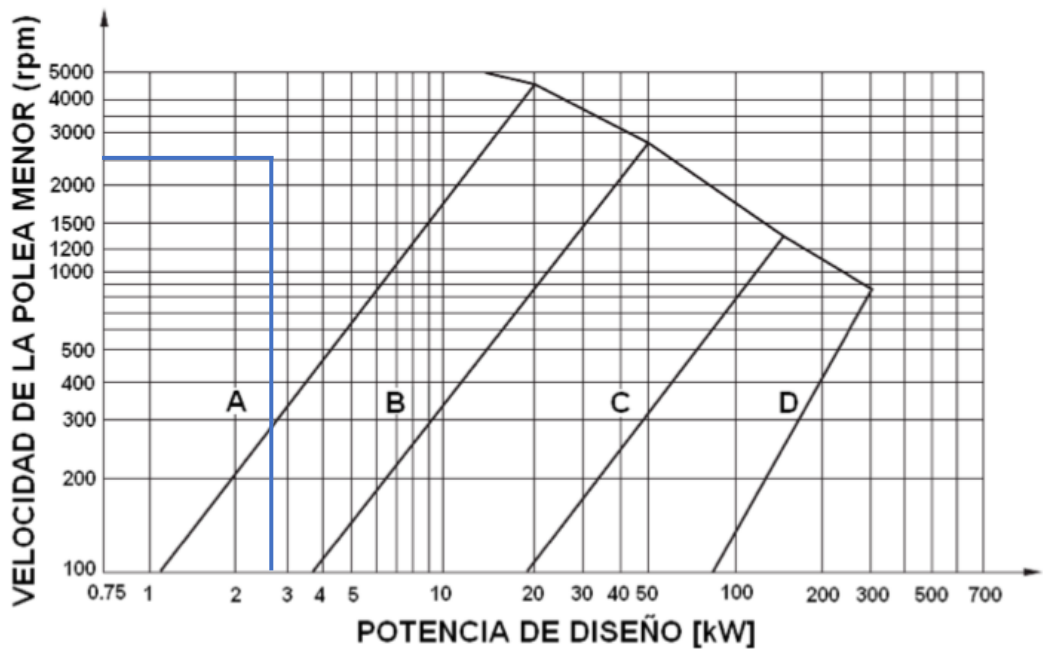


Figura A2. 5 Gráfica V vs P_d para selección de bandas.

Si la línea de corte entre la velocidad de la polea más rápida y la potencia se encuentra entre ambos perfiles, se recomienda realizar los cálculos para las dos

bandas y optar por la transmisión más económica. (Power Transmission Division. 1999).

Tabla A2. 2 Factores de servicios sugeridos para bandas trapeciales [SKF,2016]

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Tabla A2. 3 Diámetro mínimo recomendado para poleas.

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Tabla A2. 4 Factor de corrección para la F_c

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

Fuente [SHYGLEY, octava edición,2008]

Tabla A2. 5 Tabla se selección de banda
[Catálogo Martin]

A Selección de Transmisión en Existencia



Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco							
			3500 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1160 RPM Motriz			Designación de Largo de Banda AJAX							
			Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46
1.94	3.6	7.0	1800	4.98	5.90	900	3.22	3.62	597	2.37	2.62	—	7.6	9.7	11.2	13.2	15.2	17.7	
1.94	6.2	12.8	1808	11.20	12.72	904	7.59	8.07	599	5.52	5.80	—	—	—	—	—	—	—	11.5
1.95	4.2	8.2	1793	6.68	7.68	896	4.29	4.69	594	3.12	3.37	—	—	8.2	9.7	11.7	13.8	16.3	
1.96	4.6	9.0	1789	7.73	8.81	894	4.98	5.39	593	3.61	3.87	—	—	—	8.7	10.7	12.8	15.3	
1.96	5.4	10.6	1783	9.62	10.89	892	6.31	6.76	591	4.58	4.85	—	—	—	—	—	10.8	13.3	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.74	0.78	0.81	0.84	0.87	0.90	
2.00	3.0	6.0	1750	3.16	4.00	875	2.13	2.52	580	1.60	1.85	6.4	9.0	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0	
2.00	3.2	6.4	1750	3.78	4.65	875	2.50	2.89	580	1.88	2.11	—	8.5	10.5	12.0	14.0	—	18.5	
2.00	3.8	7.6	1750	5.57	6.51	875	3.58	3.98	580	2.62	2.87	—	—	9.0	10.5	12.6	14.6	17.1	
2.00	6.0	12.0	1750	10.84	12.29	875	7.28	7.75	580	5.29	5.56	—	—	—	—	—	—	11.6	
2.00	6.6	13.2	1750	11.87	13.54	875	8.22	8.71	580	5.98	6.27	—	—	—	—	—	—	—	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.69	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.90	
2.04	5.2	10.6	1717	9.18	10.40	858	5.99	6.42	569	4.34	4.61	—	—	—	—	—	10.9	13.5	
2.05	4.0	8.2	1707	6.14	7.11	854	3.94	4.34	566	2.87	3.13	—	—	8.3	9.8	11.9	13.9	16.4	
2.05	4.4	9.0	1711	7.22	8.26	856	4.64	5.05	567	3.37	3.63	—	—	—	8.8	10.9	12.9	15.5	
2.06	3.2	6.6	1697	3.79	4.65	848	2.50	2.89	562	1.86	2.11	—	8.3	10.3	11.8	13.8	15.9	18.4	
2.06	3.4	7.0	1700	4.40	5.29	850	2.87	3.26	563	2.11	2.36	—	—	7.8	9.8	11.3	13.4	15.4	17.9
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.75	0.79	0.81	0.84	0.87	0.90	

Tabla A2. 6 Factores de servicios sugeridos para bandas en V

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

Tabla A2. 7 P_{Adic} para selección de bandas

Capacidad Básica de Potencia HP **A**

"Añada" HP por Relación de Velocidad									RPM del Eje más Rápido
1.02-1.04	1.05-1.08	1.09-1.12	1.13-1.18	1.19-1.24	1.25-1.34	1.35-1.51	1.52-1.99	2.00 o más	
0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160
0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750
0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500
0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50
0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	100
0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500
0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600
0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700
0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800
0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900
0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000
0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100
0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200
0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300
0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400
0.04	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	1500
0.04	0.09	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.42	1600
0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.31	0.36	0.40	0.44	1700
0.04	0.10	0.17	0.22	0.28	0.33	0.38	0.43	0.47	1800
0.05	0.11	0.18	0.23	0.30	0.34	0.40	0.45	0.50	1900
0.05	0.12	0.19	0.25	0.31	0.36	0.42	0.47	0.52	2000
0.05	0.12	0.20	0.26	0.33	0.38	0.44	0.50	0.55	2100
0.05	0.13	0.21	0.27	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	2200
0.06	0.13	0.22	0.28	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	2300
0.06	0.14	0.22	0.29	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63	2400
0.06	0.15	0.24	0.32	0.41	0.47	0.54	0.61	0.68	2600
0.07	0.16	0.26	0.34	0.44	0.51	0.59	0.66	0.73	2800
0.07	0.17	0.28	0.37	0.47	0.54	0.63	0.71	0.78	3000
0.08	0.18	0.30	0.39	0.50	0.58	0.67	0.76	0.84	3200
0.08	0.20	0.32	0.42	0.53	0.62	0.71	0.80	0.89	3400

Tabla A2. 8 Factor de carga para rodamiento
[CATÁLOGO FAG (WL 41 520/3 SB); p. 34]

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500} f_L}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	2,92
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

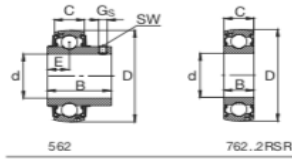
Tabla A2. 9 Factor de velocidad de giro para rodamientos

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n} f_n}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,302	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Tabla A2. 10 Catálogo selección de Rodamientos
[CATÁLOGO FAG (WL 41 520/3 SB); p. 515]



Eje	Dimensiones											Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso kg
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G ₀	SW	d _n C	estát. C ₀			
mm in	mm														
1	25.4	52	15	21.5	31	38.1	13.5	7.5	M6x0.75	3	14	7.8	16205.100	0.217	
	25.4	52	17	34.9	44.4	38.1	13.5	17.5	M6x0.75	3	14	7.8	36205.100	0.265	
	25.4	52	17	34.1				14.3	M6x0.75	3	14	7.8	56205.100	0.188	
1 1/8	26.988	62	16	23.8	35.7	44.5	15.9	9	M8x1	4	19.3	11.2	16206.101	0.325	
	26.988	62	19	36.5	48.4	44.5	15.9	18.3	M8x1	4	19.3	11.2	36206.101	0.459	
	26.988	62	19	38.1				15.9	M6x0.75	3	19.3	11.2	56206.101	0.352	
1 1/4	28.575	62	16	23.8	35.7	44.5	15.9	9	M8x1	4	19.3	11.2	16206.102	0.312	
	28.575	62	19	36.5	48.4	44.5	15.9	18.3	M8x1	4	19.3	11.2	36206.102	0.439	
	28.575	62	19	38.1				15.9	M6x0.75	3	19.3	11.2	56206.102	0.331	
30	30	62	16	23.8	35.7	44.5	15.9	9	M8x1	4	19.3	11.2	16206	0.3	
	30	62	19	36.5	48.4	44.5	15.9	18.3	M8x1	4	19.3	11.2	36206	0.418	
	30	62	19	38.1				15.9	M6x0.75	3	19.3	11.2	56206	0.31	
	30	62	16	16							19.3	11.2	16206	0.299	
1 3/8	30.163	62	16	23.8	35.7	44.5	15.9	9	M8x1	4	19.3	11.2	16206.103	0.299	
	30.163	62	19	36.5	48.4	44.5	15.9	18.3	M8x1	4	19.3	11.2	36206.103	0.418	
	30.163	62	19	38.1				15.9	M6x0.75	3	19.3	11.2	56206.103	0.306	
1 3/4	31.75	62	16	23.8	35.7	44.5	15.9	9	M8x1	4	19.3	11.2	16206.104	0.284	
	31.75	62	19	36.5	48.4	44.5	15.9	18.3	M8x1	4	19.3	11.2	36206.104	0.396	
	31.75	62	19	38.1				15.9	M6x0.75	3	19.3	11.2	56206.104	0.284	
	31.75	72	17	25.4	38.9	55.6	17.5	9.5	M8x1	4	25.5	15.3	16207.104	0.534	
	31.75	72	20	37.6	51.1	55.6	17.5	18.8	M8x1	4	25.5	15.3	36207.104	0.689	
1 7/8	33.338	72	17	25.4	38.9	55.6	17.5	9.5	M8x1	4	25.5	15.3	16207.105	0.518	
	33.338	72	20	37.6	51.1	55.6	17.5	18.8	M8x1	4	25.5	15.3	36207.105	0.666	
	33.338	72	20	42.9				17.5	M8x1	4	25.5	15.3	56207.105	0.512	
1 5/8	34.925	72	17	25.4	38.9	55.6	17.5	9.5	M8x1	4	25.5	15.3	16207.106	0.501	
	34.925	72	20	37.6	51.1	55.6	17.5	18.8	M8x1	4	25.5	15.3	36207.106	0.641	
	34.925	72	20	42.9				17.5	M8x1	4	25.5	15.3	56207.106	0.483	

Tabla A2. 11 Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d[3b^2 + d^2]}{6}$
	$A = 0.707h[2b + d]$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{[b+d]^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h[2b + d]$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{[b+d]^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

Simulaciones

Martillo o cuchillas móviles

Para simular se lo hace en el software de inventor 2018 con la licencia que tiene la Espol. La simulación se lo realiza mediante la información del material y un mallado de la pieza y teniendo como resultados más exactos de los esfuerzos, fuerzas estructurales, deformaciones y factor de seguridad.

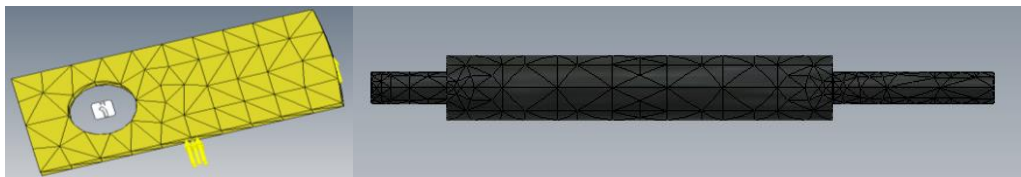


Figura A2. 6 Ejemplo de Modelado en inventor del martillo y el eje.
[Autores]

Cálculo de número de martillos

El número de martillo se lo calculó despejando de otra fórmula para determinar la potencia necesaria para el sistema.

$$P_{Motor} = \frac{M_{Martillo} * D_{Martillo}^2 * w_{Martillos}^3 * N_{Martillo} * f_{velocidad}}{8 * 100000 * \eta_{rt}} \quad (A2.4)$$

Donde:

P_{Motor} : Potencia del motor (Hp)

$M_{Martillo}$: Masa del martillo (Kg)

$w_{Martillos}$: Velocidad angular en RPM

$D_{Martillo}$: Diámetro del círculo que describe los martillos

$N_{Martillo}$: Número de martillos

$f_{velocidad}$: Factor dependiente de la velocidad de rotación de los martillos

η_{rt} : rendimiento mecánico de la transmisión

APÉNDICE 3

Cálculos

Sistema de corte

Martillos fijos

Se determinará la fuerza centrípeta en la posición que coincide el peso donde es la zona más crítica donde se realiza el diagrama de cuerpo libre como se ve en la figura A3.1.

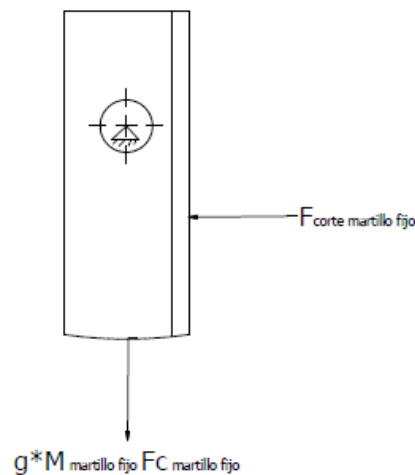


Figura A3. 1 Diagrama de cuerpo libre del martillo fijo.

Cálculo de la masa y la fuerza centrípeta de los martillos fijo y la fuerza de corte.

$$M_{\text{Martillo-fijo}} = H_{\text{Martillo-fijo}} * b_{\text{Martillo-fijo}} * e_{\text{Martillo-fijo}} * \rho_{\text{Martillo-fijo}}$$

$$M_{\text{Martillo-fijo}} = 0,05\text{m} * 0,04 * 0,004\text{m} * \frac{7860\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0,063\text{Kg}$$

$$F_{C_{\text{martillo fijo}}} = N_{\text{Martillo-fijo}} * M_{\text{Martillo-fijo}} * w_{\text{Martillos-fijo}}^2 * R_{g_{\text{Martillo-fijo}}}$$

$$F_{C_{\text{martillo fijo}}} = 4 * 0,063\text{Kg} * \left(\frac{265,98\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 * 0,09\text{m} = 1604,5\text{N}$$

$$F_{C_{\text{ corte martillo fijo}}} = \frac{T}{R_{g_{\text{Martillo-fijo}}}}$$

$$F_{C_{\text{ corte martillo fijo}}} = \frac{28,1\text{Nm}}{0,09\text{m}} = 312,22\text{N}$$

Análisis de fatiga

Se analizó la falla por fatiga porque los martillos están sometido a cargas que varían con el tiempo.

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

Cálculo de los factores de corrección:

Factor de carga

C_{carga} : 0,7 la carga sometida es axial.

Factor de forma

A_{95} : Es el área transversal.

$$A_{95} = 0,05 (43mm)(4mm) = 8,60mm^2$$

$$D_{equivalente} = \sqrt{A_{95}/0,0766}$$

$$D_{equivalente} = \sqrt{8,6mm^2/0,0766} = 10,60mm$$

$$C_{tamaño} = 1,189d^{-0,097}$$

$$C_{tamaño} = 1,189(10,60)^{-0,097} = 0,95$$

Factor por la superficie

Las platinas son roladas en caliente y de la ficha técnica la resistencia a la tensión es de 400 N/mm².

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b$$

$$C_{superficie} \cong 57,70(400)^{-0,718} = 0.78$$

Factor por la temperatura

Para temperaturas menor a 540 °C el $C_{temperatura}$ es 1.

Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad que se seleccionará es de 95 % para ser conservadores.

Teniendo los factores de corrección de resistencia a la fatiga, se obtiene:

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5(400N/mm^2)$$

$$S_e' = 200N/mm^2$$

La resistencia a la fatiga modificada que se obtuvo es:

$$S_e = 0,7 * 0,95 * 0.78 * 1 * 0,868 * 200N/mm^2 = 90 [MPa]$$

Fara el factor de seguridad se utilizó la ecuación de Goodman modificado:

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e}$$

Donde:

Se asumió que el esfuerzo máximo es el esfuerzo de ruptura de la fibra de coco:

$$\sigma_{maximo} = 18.6 \text{MPa}$$

Esfuerzo alternativo σ_a

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maximo} - \sigma_{minimo}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{18.6 \text{MPa} - 0 \text{MPa}}{2} = 9.3 \text{MPa}$$

Esfuerzo medio σ_m

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maximo} + \sigma_{minimo}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{18.6 \text{MPa} + 0 \text{MPa}}{2} = 9.3 \text{MPa}$$

$$n = \frac{90 \text{MPa} * 400 \text{MPa}}{9,30 \text{MPa} * 400 \text{MPa} + 9,30 * 90 \text{MPa}} = 7,89$$

Martillos o cuchillas móviles

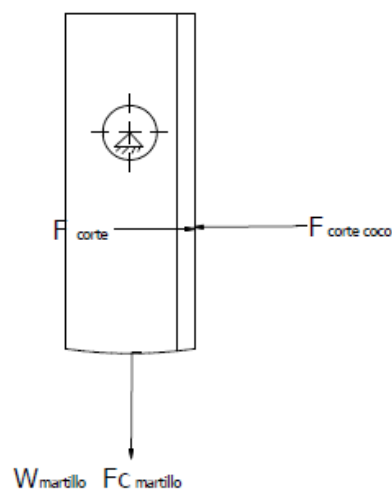


Figura A3. 2 Diagrama de cuerpo libre del martillo móvil

$$F_{C_{Esparrago}} = N_{Martillo} * M_{Martillo} * w_{Martillos}^2 * Rg_{Martillo}$$

$$F_{C_{Esparrago}} = 0,085 \text{kg} * \frac{265,99 \text{rad}^2}{\text{s}} * 0,075 \text{m} = 451,0 \text{N}$$

$$F_{C \text{ corte martillo}} = \frac{28,1Nm}{0,075m} = 374,66N$$

Para calcular la fuerza de corte se asume el esfuerzo máximo de el coco, siendo:

$$F_{C \text{ corte}} = \sigma_{\text{maximo}} * A_{\text{corte}}$$

$$F_{C \text{ corte}} = 18,6MPa * (0,4mm * 50mm) = 372N$$

La fuerza de corte del martillo es mayor a la fuerza de corte del coco, es decir, el coco va a ser cizallado sin problema alguno.

Análisis de fatiga

Se analizó la falla por fatiga porque los martillos están sometido a cargas que varían con el tiempo:

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{confiabilidad}} * S_e'$$

Cálculos de los factores de corrección:

Factor de carga

C_{carga} : 0,7 la carga sometida es axial.

Factor de forma

A_{95} : Es el área transversal

$$A_{95} = 0,05 (100mm)(3mm) = 15mm^2$$

$$D_{\text{equivalente}} = \sqrt{A_{95}/0,0766}$$

$$D_{\text{equivalente}} = \sqrt{15mm^2/0,0766} = 13,72mm$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189d^{-0,097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189(13,72)^{-0,097} = 0,92$$

Factor por la superficie

Las platinas son roladas en caliente y de la ficha técnica la resistencia a la tensión es de 520 N/mm² o 75,42 KPsi.

$$C_{\text{superficie}} \cong A(S_{ut})^b$$

$$C_{\text{superficie}} \cong 57,70(520)^{-0,718} = 0,65$$

Factor por la temperatura

Para temperaturas menor a 540 °C el $C_{\text{temperatura}}$ es 1.

Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad que se seleccionará es de 95 % para ser conservadores

Teniendo los factores de corrección de resistencia a la fatiga, se obtiene:

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$
$$S_e' = 0,5(520N/mm^2)$$
$$S_e' = 260N/mm^2$$

La resistencia a la fatiga modificada que se obtuvo es:

$$S_e = 0,7 * 0,92 * 0,65 * 1 * 0,868 * 260N/mm^2 = 94,47 [MPa]$$

Fara el factor de seguridad se utilizó la ecuación de Goodman modificado.

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e}$$

Donde:

Se asumió que el esfuerzo máximo es el esfuerzo de ruptura de la fibra de coco:

$$\sigma_{maximo} = 18.6 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo alternativo σ_a

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máximo} - \sigma_{mínimo}}{2}$$
$$\sigma_a = \frac{18.6MPa - 0MPa}{2} = 9.3MPa$$

Esfuerzo medio σ_m

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máximo} + \sigma_{mínimo}}{2}$$
$$\sigma_m = \frac{18.6MPa + 0MPa}{2} = 9.3MPa$$
$$n = \frac{94,47MPa * 520MPa}{9,30MPa * 520MPa + 9,30 * 94,47MPa} = 8,59$$

Cálculo del número de martillos despejado la formula A2.4

$$N_{Martillo} = \frac{P_{Motor} * 8 * 100000 * \eta_{rt}}{M_{Martillo} * D_{Martillo}^2 * w_{Martillos}^3 * f_{velocidad}}$$
$$N_{Martillo} = \frac{5 * 8 * 100000 * 0,85}{0,063 * 0,29^2 * 2540^3 * 0,0011}$$

$$N_{Martillo} = 35.6$$

Se utilizará 36 cuchillas móviles para el sistema de corte.

Bujes

Cálculo de la masa del buje los datos se lo saco del catálogo de dipac, teniendo:

Masa del buje grande y pequeño 0,063 y 0,032 Kg respectivamente:

$$M_{bujes} : \pi * \left(\frac{De_{Buje}^2 - Di_{Buje}^2}{4} \right) * L_{Buje} * \rho_{Buje}$$

Diseño de espárrago

Determinación de la fuerza que soporta cada espárrago

$$F1_{Esparrago} = F2_{Esparrago} = F3_{Esparrago}$$

$$F_{C_{Esparrago}} = N_{Martillo} * M_{Martillo} * w_{Martillos}^2 * Rg_{Martillo}$$

$$F_{C_{Esparrago}} = 4 * 0,085kg * \frac{265,99rad^2}{s} * 0,075m = 1804,01N$$

$$F1_{Esparrago} = F_{C_{Esparrago}} + (M_{bujes} * N_{bujes} + M_{Martillo} * N_{Martillo}) * g$$

$$F1_{Esparrago} = 1804,01N + (0,094Kg * 5 + 0,085kg * 4) * 9,81m/s^2$$

$$F1_{Esparrago} = 1811,96N$$

Tolva

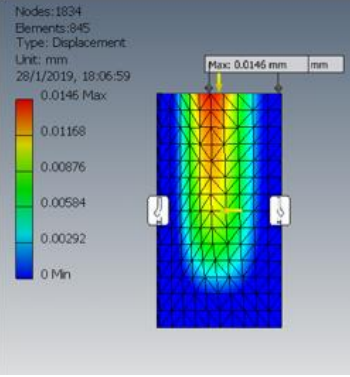
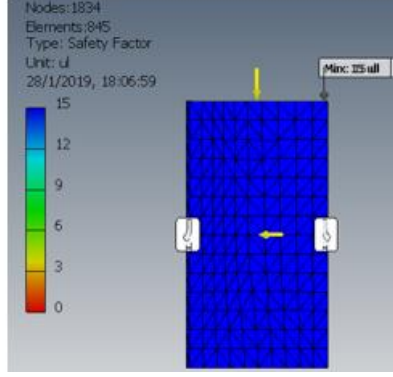
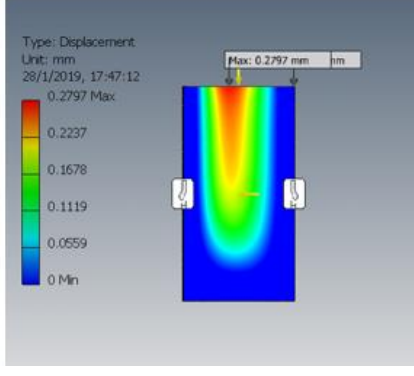
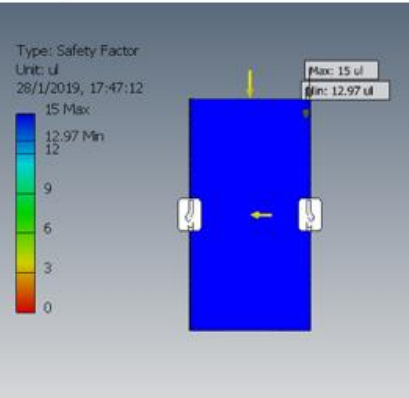
La tolva se construirá con planchas de 2 milímetros de acero A36 debido que la tolva no está sometido a fuerzas elevadas, la tolva que se tiene está sobredimensionada de 8 mm de espesor.

Cámara de corte

Para rediseñar la dimensión de la cámara de corte se determinará la deformación, asumiendo que el doble de la fuerza de corte es la fuerza que choca la fibra de coco con la plancha de acero A36. Se realizará mediante un análisis estático en inventor.

Fuerza asumida es de 600N de choque y la fuerza que actúa sobre la plancha es 27,36 N (peso de la tolva).

Tabla A3. 1 Comparación de la plancha de 8 y 3 mm sometidos a la misma fuerza

Espesor de la plancha	Desplazamiento	Factor de seguridad
Espesor 8mm	 <p>Mayor desplazamiento es de 0,014 mm</p>	 <p>Factor de seguridad de 15</p>
3mm	 <p>Mayor desplazamiento es de 0,27 mm</p>	 <p>Factor de seguridad de 12,7</p>

Como se determina se tiene un buen desempeño con la plancha de 3 mm viendo que la deformación es mínima y no afecta, así como el factor de seguridad es elevado. Se puede construir la cámara de corte con la plancha de 3 mm.

Sistema de transmisión de potencia

Distancia entre centros

Para la distancia entre centro hacemos uso de la ecuación 2.21.

$$0,7 * (90 + 180) < C < 2 * (90 + 180)$$

$$189 < C < 540$$

Tomando en consideración la geometría de la cámara de corte y la del motor seleccionamos una distancia entre centro mínima de 356mm.

Longitud de la banda

Una vez encontrado los diámetros correspondientes de las poleas, y la longitud de la banda con la ecuación 2.22, procedemos a la selección.

$$l_b = 2(356) + \frac{\pi}{2}(90 + 180) + \frac{(90 + 180)^2}{4 * 356} = 1187,3 \text{ mm}$$

Para el tipo de correa nos ayudamos de la figura A2.5 mostrada en Apéndice 2 que muestra la relación entre las RPM y la potencia de diseño; de acuerdo a nuestros datos 1270 RPM y 2,6 Kw respectivamente seleccionamos una banda trapecial tipo A.

Número de bandas requeridas

La siguiente tabla muestra las características de la banda escogida mediante el catálogo Martin ver tabla A2.5 y de acuerdo a los datos de diseño de la trilladora obtuvimos:

Tabla A3. 2 Característica de banda seleccionada A-46

Datos de diseño	Características Banda tipo A
Velocidad angular=1270 RPM	C=356mm
Relación de velocidad: 2	$P_b=2,13 \text{ Hp}$
C=356mm	$f_{a-l}=0,87$

Para esta parte se tomó otro factor de diseño (impacto ligero) un valor promedio de $K_s=1,3$ como se ve en la tabla A2.6, así mismo el valor de la P_{adic} vista en la tabla A2.7.

Con el factor de la potencia de diseño del sistema ($P_{disbanda}$) y la ecuación 2.23, tenemos:

$$P_{disbanda} = P_{motor} * K_s = 5 * 1,3 = 6,50 [Hp]$$

$$P_{corregida} = (P_b + P_{adic}) * f_{a-l}$$

$$P_{corregida} = (2,13 + 0,68) * 0,87 = 2,44 [Hp]$$

El número de banda viene dada por la ecuación 2.24

$$N_b = \frac{P_{disbanda}}{P_{corregida}} = \frac{6,50}{2,44} = 2,4 \approx 2 \text{ Bandas}$$

Para el diseño y dimensionamiento del eje nos basamos en las diferentes cargas que actúan sobre el mismo en seguida los cálculos correspondientes:

$$V_b = \frac{\pi}{12} * V_{rotor} * d_p$$

$$V_b = \frac{\pi}{12} * 2540 * 3,54 = 2354 \left[\frac{pie}{min} \right] = 11,95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Su fuerza centrífuga viene dada por la ecuación 2.12, así como su factor de corrección K_c según el tipo de banda ver tabla A2.4 del Apéndice 2.

$$F_c = K_c \left(\frac{V_b}{1000} \right)^2 = 0,561 \left(\frac{2354}{1000} \right)^2 = 3,10 [Lbf] = 13,78 [N]$$

Fuerzas que ejercen los elementos mecánicos sobre el eje

Polea

Encontramos el ángulo envolvente y de contacto de la banda con la polea del rotor, de acuerdo a la figura 2.11.

$$\theta_{env} = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 * C} \right)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 * C} \right)$$

Teniendo:

$$\theta_{env} = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left(\frac{180 - 90}{2 * 356} \right) = 194,52^\circ = 3,4 \text{ rad}$$

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 * C} \right) = 7,26^\circ$$

Haciendo uso de las ecuaciones 2.9 y 2.13 tenemos:

$$P_{motor} = (F_1 - F_2) * V_b$$

$$F_1 = F_2 + \frac{P_{motor}}{V_b} = 392 [N]$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f_{rb} \cdot \theta_{env}}$$

$$F_2 = \frac{F_c * (1 - e^{f_{rb} \cdot \theta_{env}}) - \frac{P_{motor}}{V_b}}{(1 - e^{f_{rb} \cdot \theta_{env}})}$$

$$F_2 = \frac{13,78 * (1 - e^{0,5123 * 3,4}) - \frac{3728,5}{11,95}}{(1 - e^{0,5123 * 3,4})} = 80 [N]$$

Por lo tanto, el momento torsor de la polea, es:

$$T = \frac{(F_1 - F_2)}{2} * D$$

$$T = \frac{(392 - 80)}{2} * 0,180 = 28,1 \text{ [Nm]}$$

Utilizando la ecuación 2.7 y 2.8 respectivamente.

$$F_{PY} = (F_1 - F_2) * \sin \theta_2$$

$$F_{PZ} = (F_1 + F_2) * \cos \theta_2$$

Obtenemos las fuerzas ortogonales en la polea, mostradas a continuación:

$$F_{PY} = 39,42 \text{ [N]}$$

$$F_{PZ} = 468,21 \text{ [N]}$$

Reacciones en los rodamientos

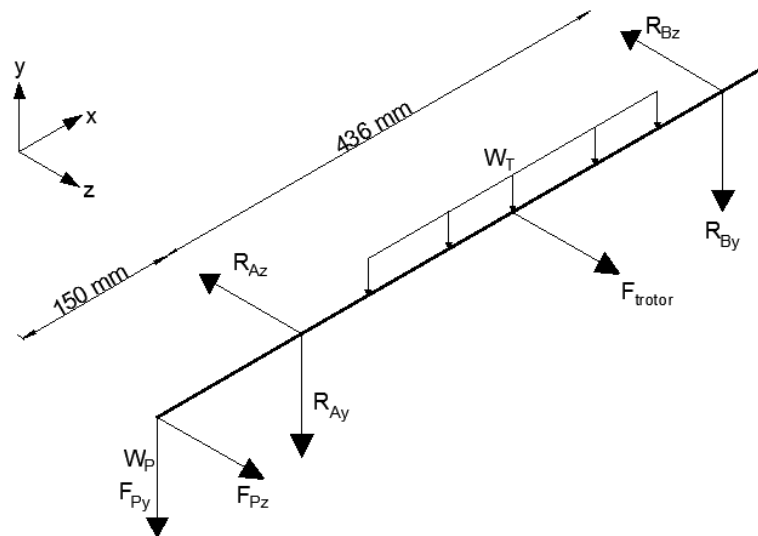


Figura A3. 3 Distribución de cargas en el eje de transmisión

Plano XY

W_p : Peso de la polea (15N)

W_T : carga distribuida (112 N/m)

La sumatoria de momentos en el punto A, y de las fuerzas en la dirección Y se muestra en las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 154 * (F_{Py} + W_P) - \frac{300}{2}(W_T) - 436(R_{By}) &= 0 \\ R_{By} &= 10,82 \text{ [N]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_{Ay} + R_{By} - W_P - F_{Py} - W_T &= 0 \\ R_{Ay} &= 61 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano XZ.

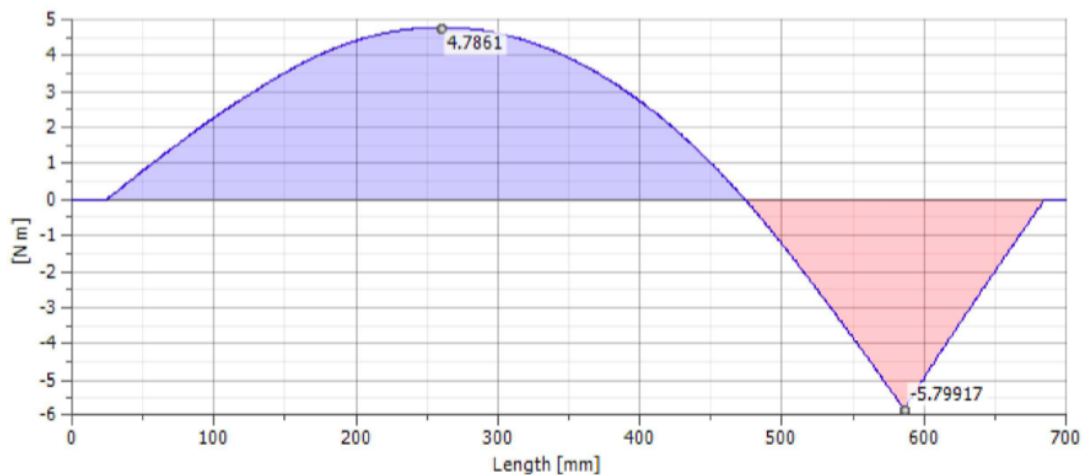


Figura A3. 4 Momento flector plano XY

Plano XZ

Fuerza tangencial del rotor

$$F_{trotor} = \frac{P_{motor}}{2 * \pi * N_{maq} * d_{esp-cu}}$$

Donde:

d_{esp-cu} : Diámetro entre los espárragos de las cuchillas

$$F_{trotor} = \frac{3728,3}{\frac{2 * \pi * 2540 * 0,140}{60}} = 100 \text{ [N]}$$

La sumatoria de momentos en el punto B, y de las fuerzas en la dirección Y se muestra en las siguientes expresiones:

$$\curvearrowright \sum M_B = 0$$

$$586 * F_{Pz} - 218(F_{trotor}) - 436(R_{Az}) = 0$$

$$R_{Az} = 579 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Pz} - R_{Az} + F_{trotor} - R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = -11 \text{ [N]}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano XZ.

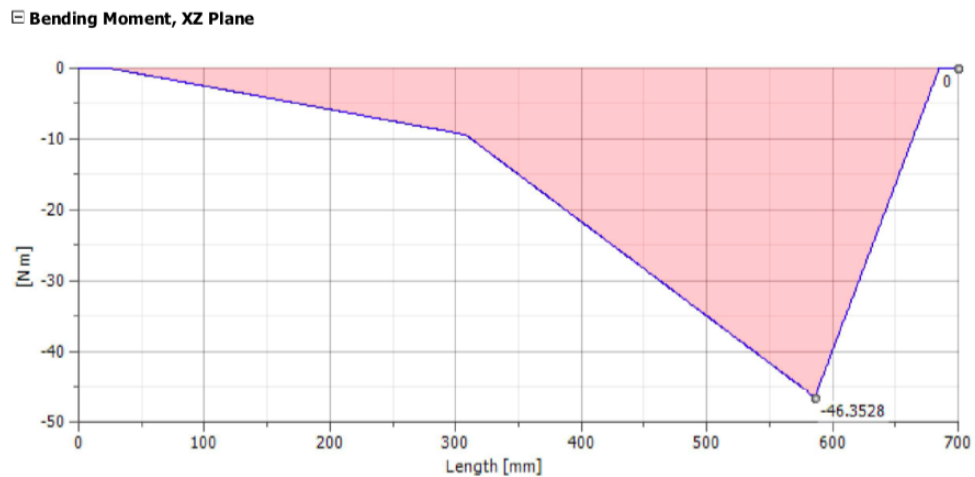


Figura A3. 5 Momento flector plano XZ

De las figuras A3.3 y A3.4, podemos decir:

$$M = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2}$$

$$M = \sqrt{(-5,79)^2 + (-46,35)^2}$$

$$M = 46,71 \text{ [Nm]}$$

Como comprobación del momento resultante, observar figura A3.5.

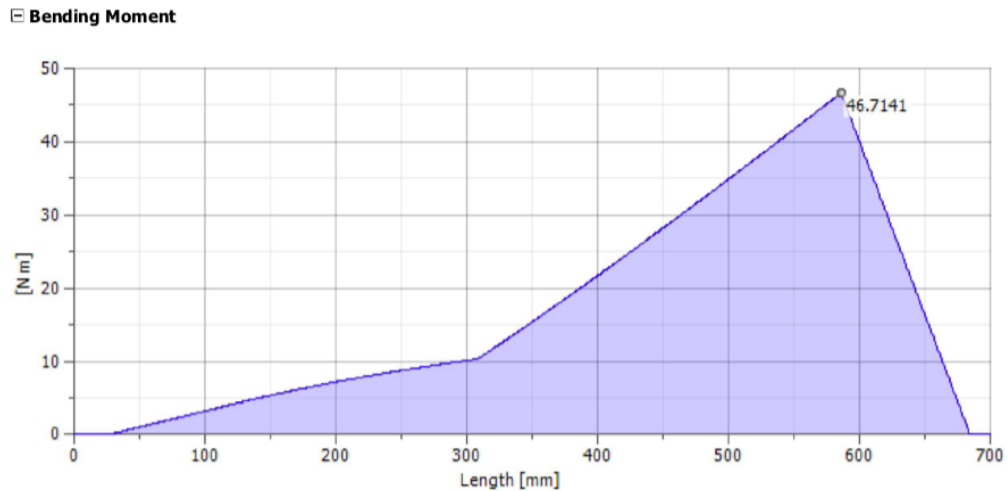


Figura A3. 6 Momento Máximo en el punto más crítico

En el eje existes torsión y flexión combinadas, por lo que el eje de transmisión será para estas condiciones.

Cálculo de resistencia a la fatiga

Se utilizó para dicho eje el material AISI 4340 (705) que tiene las siguientes propiedades:

$$S_y = 686 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 1070 \text{ [MPa]} = 155,19 \text{ [Kpsi]}$$

Como su resistencia última a la tensión sin corregir es menor que 1400 MPa, se cumple que:

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 * 1070 = 535 \text{ [MPa]}$$

Factores de corrección

Carga

En base a estudios de pruebas de fatiga axial se considera $C_{carga}=1$

Tamaño

$$\text{Para } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}; \quad C_{tamaño} = 1,189d^{-0,097} = 0,9$$

Temperatura

Para temperatura de trabajo menores a 450° , se sugiere un factor de temperatura de 1.

Superficie

De la figura A3.2, para un material esmerilado fino, tenemos un factor de 0,87

Confiabilidad

Para un porcentaje de confiabilidad del 95%, según la tabla A3.3, es 0,868.

De lo anterior y con los factores de corrección, pudimos encontrar la resistencia última a la tensión corregido, esta es:

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

$$S_e = 1 * 0,9 * 0,87 * 1 * 0,868 * 535 = 363,6 [MPa]$$

La sensibilidad de la muesca en flexión y torsión del material, de acuerdo a la figura A3.7 del Apéndice 3, obtuvimos:

$$q \approx 0,66 ; \text{para flexión}$$

$$q_s \approx 0,70 ; \text{para torsión}$$

Así mismo los concentradores de esfuerzo para hombros de flexión y torsión, mostrado en la figura A3.7 y A3.8 respectivamente, fueron:

$$k_t \approx 2,35 ; \text{para flexión}$$

$$k_{ts} \approx 2,05 ; \text{para torsión}$$

De lo anterior hallamos los concentradores de esfuerzo de fatiga y cortante

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,66(2,35 - 1) = 1,89$$

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

$$k_{fs} = 1 + 0,7(2,05 - 1) = 1,73$$

Estas formas empíricas solo se la pueden utilizar en acero. (Norton,2011).

Como el torque es constante utilizamos la variable de ASME dada en la ecuación 2.15 para encontrar el diámetro mínimo.

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_{fm} * M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{K_{fsm} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32 * 5}{\pi} \left[\left(\frac{1,89 * 46,71}{363 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1,73 * 28,1}{686 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = 0,02344[m] = 23,44[mm]$$

Cálculos para la selección de Rodamientos

Para el tiempo de vida útil estimado 30000 horas, el factor de esfuerzo dinámico dado por la ecuación 2.25 de acuerdo a la tabla A2.8 del Apéndice 2, $f_L = 3,91$ y para la velocidad de giro de nuestro motor, tomaremos el máximo superior como referencia a 1300 RPM, el que consta de $f_n=0,295$ como se muestra en la tabla A2.9 del Apéndice 2. Utilizaremos un factor de carga radial de 2,5 recomendado para trituradoras y molinos. Con esto tenemos:

$$C_{r-equiv} = xF_r + yF_a; \quad F_r = A$$

$$C_{r-equiv} = 2,5 * \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} + y(0)$$

$$C_{r-equiv} = 2,5 * \sqrt{61^2 + 579^2} = 1455 [N]$$

En consecuencia, utilizando la ecuación 2.25, la capacidad de carga es igual:

$$C_{carga} = \frac{C_{r-equiv} * f_L}{f_n}$$

$$C_{carga} = \frac{1455 * 3,91}{0,295} = 19,28 [kN]$$

Soldadura

Usando la ecuación 2.29, obtuvimos la fuerza tangencial.

$$F_{c-m} = \frac{2945,5 * 0,20}{4 * 0,070} = 2104 [N]$$

Entonces, de la ecuación 2.27

$$\tau_c = \frac{2104}{\sqrt{2} * \pi * 5 * 15} = 6,31 [MPa]$$

Consecuentemente:

$$\tau_t = \frac{28,1 * 0,025}{0,707 * 0,005 * 2 * \pi * 0,025^3} = 2,02 [Mpa]$$

Hallando la falla total al corte:

$$\tau_T = \sqrt{\tau_c^2 + \tau_t^2}$$
$$\tau_T = \sqrt{6,31^2 + 2,02^2} = 6,62 [MPa]$$

Fatiga

Al igual que los cálculos anteriores de falla por fatiga y con los factores de corrección adecuados, pudimos encontrar la resistencia a la fatiga de la soldadura S_e , esta es:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 * 330 = 191 \text{ [MPa]}; \text{ Resistencia al corte}$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 * 430 = 215 \text{ [MPa]}; \text{ Sin corregir}$$

$$S_e = C_{carga-torsión} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

$$S_e = 0,59 * 1 * 0,652 * 1 * 0,868 * 215 = 71,78 \text{ [MPa]}$$

Usando el criterio de Soderberg, ecuación 2.33:

$$\frac{\tau_T}{S_e} + \frac{\tau_T}{2 * S_{sy}} = \frac{1}{\eta_f}$$

$$\frac{6,62}{71,78} + \frac{6,62}{2 * 191} = \frac{1}{\eta_f}$$

$$\eta_f = 9,12$$

Cálculo de chavetero

El chavetero se colocará en la unión de la polea con el eje, mediante los cálculos realizado para el eje de transmisión se obtuvo un diámetro de 30mm en la sección donde se encuentra la polea, con esto podemos hacer uso de la tabla A3.2

Utilizaremos una chaveta de acuerdo a la norma DIN 6885, con las siguientes características y material C45-8-7-40-A

Para calcular fuerza que actúa en la cuña $F_{cuña}$ de la chaveta se utilizó el torque ejercido en la sección del eje.

$$F_{cuña} = \frac{T}{d_{eje}/2}$$

$$F_{cuña} = \frac{28,1Nm}{0,03m/2} = 936,67N$$

Se determinó el esfuerzo promedio producido por el cortante $\tau_{cor-cuña}$

$$\tau_{cor-cuña} = \frac{F_{cuña}}{A_{con-cuña}}$$

Donde:

$A_{con-cuña}$: área de contacto de la cuña

$$\tau_{cor-cuña} = \frac{936,67N}{8mm * 44mm} = 2,66MPa$$

El esfuerzo de presión por contacto que actúa en la cuña $\sigma_{cor-cuña}$

$$\sigma_{cor-cuña} = \frac{F_{cuña}}{A_{con-cuña}}$$

$$\sigma_{cor-cuña} = \frac{936,67N}{4mm * 44mm} = 5,32MPa$$

El esfuerzo Von Mises en este caso el esfuerzo medio y el esfuerzo alternativo son iguales.

$$\sigma_m = \sqrt{3(\tau_{cor-cuña})^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3(2,66)^2} = 4,61Mpa$$

Donde le factor de seguridad para el esfuerzo de la presión de contacto es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{cor-cuña}}$$

$$n = \frac{305 MPa}{5,30MPa} = 57,55N$$

Resistencia a la fatiga

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

C_{carga} : 1

Cálculo para el factor de forma

A_{95} : es el area tranverzal

$$A_{95} = 0,05 (8mm)(7mm) = 2,8mm^2$$

$$D_{equivalente} = \sqrt{A_{95}/0,0766}$$

$$D_{equivalente} = \sqrt{2,8mm^2/0,0766} = 6,04mm$$

El diámetro equivalente es menor que 8 $C_{tamaño}=1$

Constante de superficie la superficie es esmerilado

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b$$

$$C_{superficie} \cong 1.58(580)^{-0,085} = 0.91$$

$C_{temperatura} = 1$

$C_{confiabilidad} = 1$

$$S_e = 1 * 1 * 0,91 * 1 * 1 * (0,5 * 580) = 263,9MPa$$

El facto de seguridad a la fatiga

$$nf = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e}$$

$$n_c = \frac{263,9MPa * 580MPa}{4,61MPa * 580MPa + 4,61MPa * 263,9MPa} = 39,34$$

Dimensiones de chavetero

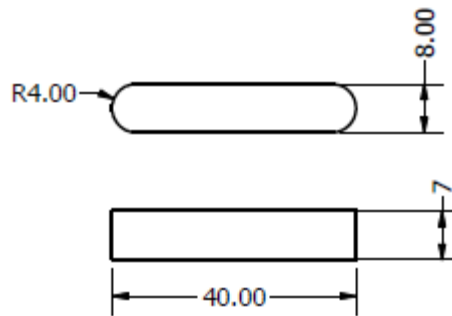


Figura A3. 7 Dimensiones del chavetero

Peso de la máquina

En la tabla A3.2 se muestra la masa total de la máquina teniendo 182,41 Kg, con un peso aproximado de 1788 N.

Tabla A3. 3 Masa total de la máquina

Elementos	Masa [Kg]
Tolva de alimentación	10,82
Cámara de corte	19,09
Sistema de corte	14,35
Poleas, rodamientos y chumaceras	13,00
Motor	52,73
Estructura de soporte	72,42
Total	182,41
Peso [N]	1787,59

Gráficas y Tablas

Tabla A3. 4 Tabla de factor de superficie.

Tabla 4-3 Coeficientes del factor de superficie de la ecuación 4.7e
 Fuente: Shigley y Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, p. 283, con autorización

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Tabla A3. 5 Tabla de ancho por alto de chaveteros para diámetros de ejes.

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Tabla A3. 6 Condición superficial de Marin.

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

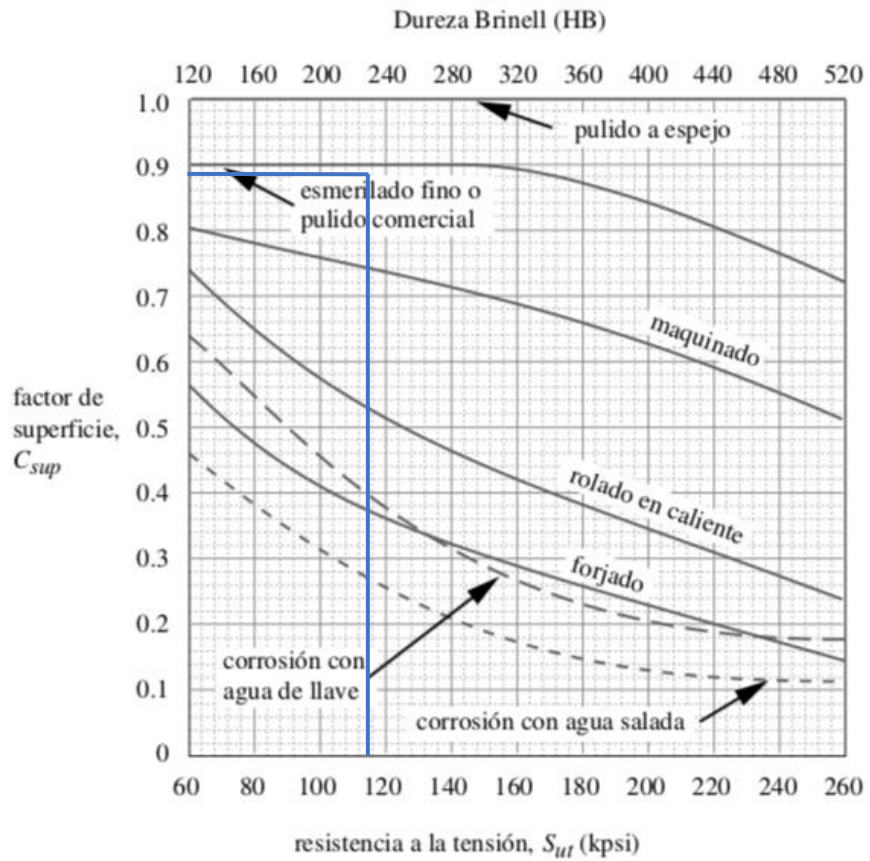


Figura A3. 8 Gráfica de factor de superficie acorde a S_{ut}

Tabla A3. 7 Factor de confiabilidad

% 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

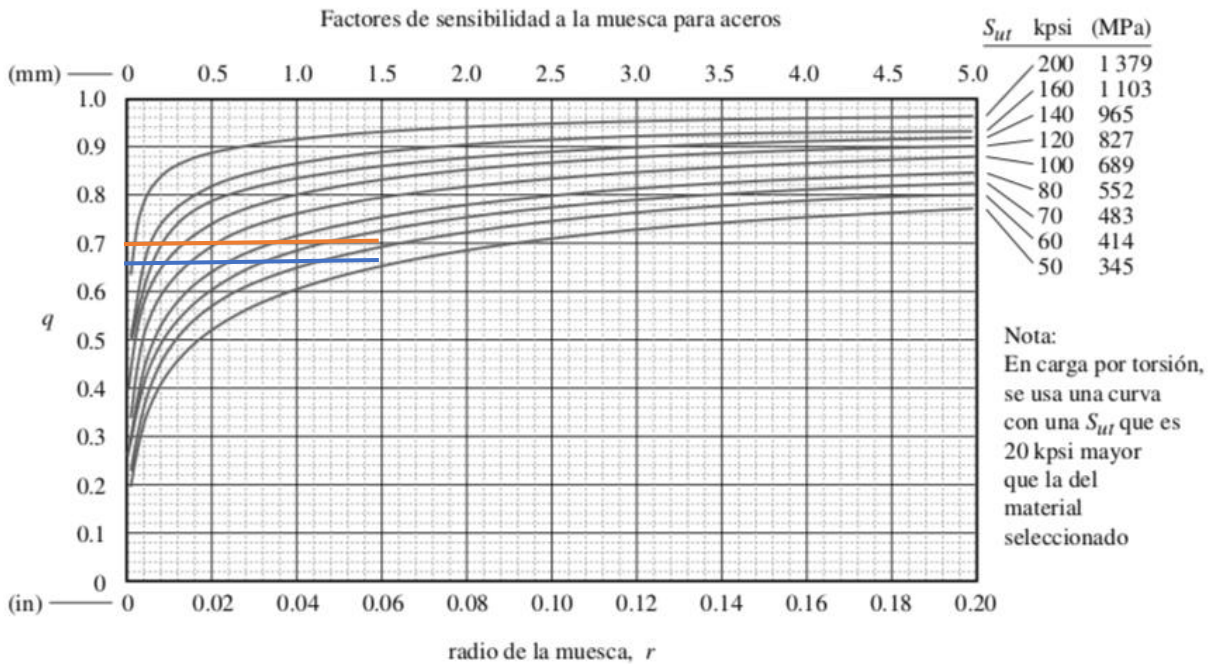


Figura A3. 9 Factores de sensibilidad a la muesca para aceros.

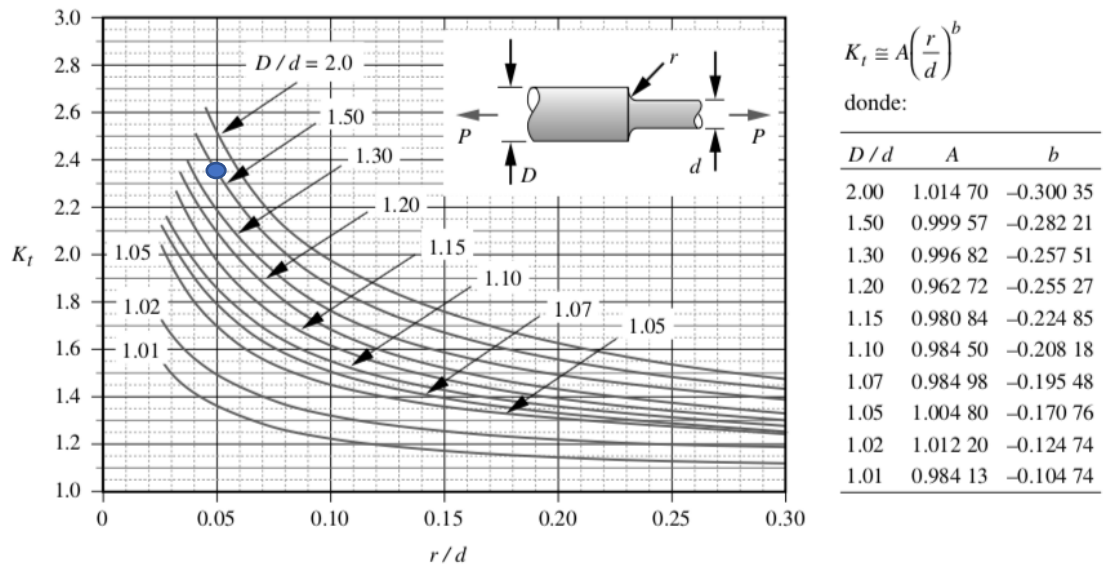


Figura A3. 10 Concentradores de esfuerzo para hombros de flexión.

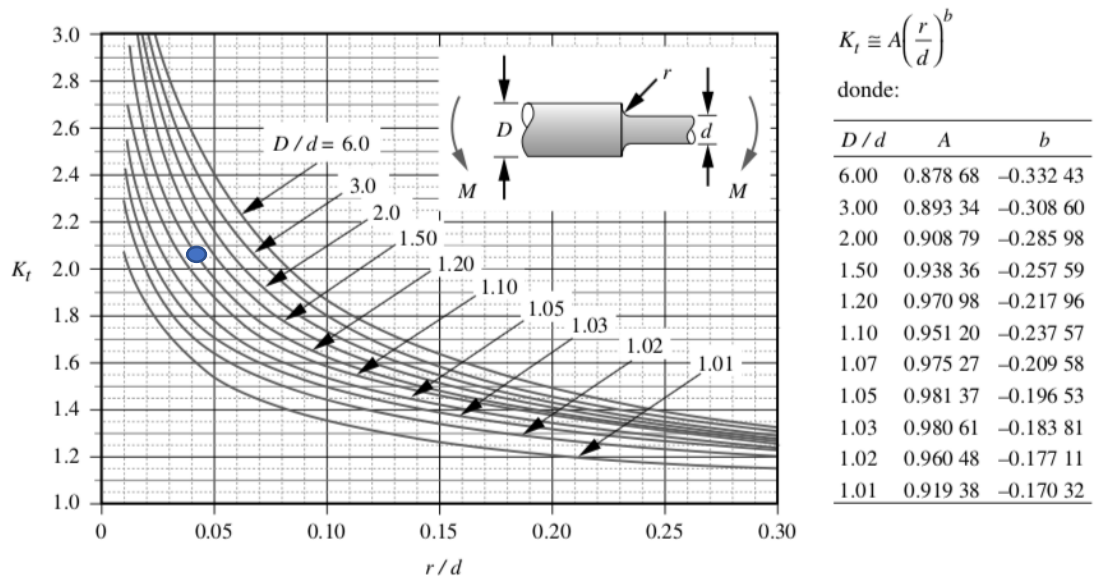


Figura A3. 11 Concentradores de esfuerzo para hombros de torsión.

Tabla A3. 8 Propiedades mecánicas de los pernos.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fichas técnicas

Tabla A3. 9 Propiedades mecánicas AISI 1018.
(Yiannakis Andreou Ltd, 2019)

Physical Properties

Physical Properties	Metric	Imperial
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³

Mechanical Properties

Mechanical Properties	Metric	Imperial
Hardness, Brinell	126	126
Hardness, Knoop (Converted from Brinell hardness)	145	145
Hardness, Rockwell B (Converted from Brinell hardness)	71	71
Hardness, Vickers (Converted from Brinell hardness)	131	131
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi
Elongation at Break (In 50 mm)	15.0 %	15.0 %
Reduction of Area	40.0 %	40.0 %
Modulus of Elasticity (Typical for steel)	205 GPa	29700 ksi
Bulk Modulus (Typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio (Typical For Steel)	0.290	0.290
Machinability (Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability)	70 %	70 %
Shear Modulus (Typical for steel)	80.0 GPa	11600 ksi

Tabla A3. 10 Propiedades mecánicas del electrodo AWS-E6013.
(THE LINCOLN ELECTRIC COMPANY, 2016)

MECHANICAL PROPERTIES⁽¹⁾ – As Required per AWS A5.1/A5.1M

	Yield Strength ⁽²⁾ MPa (ksi)	Tensile Strength MPa (ksi)	Elongation %	Charpy V-Notch J (ft·lbf) @-29° C (-20° F)
Requirements - AWS E6013	330 (48) min	430 (60) min	17 min	Not Specified
Typical Results ⁽³⁾ - As-Welded	400-440 (58-64)	460-515 (67-75)	23	37-76 (27-56)

DEPOSIT COMPOSITION⁽¹⁾ – As Required per AWS A5.1/A5.1M

	%C	%Mn	%Si	%P	%S
Requirements - AWS E6013	0.20 max	1.20 max	1.00 max	Not Specified	Not Specified
Typical Results ⁽³⁾ - As-Welded	0.04-0.07	0.32-0.45	0.16-0.24	0.01-0.02	0.01-0.02
	%Ni	%Cr	%Mo	%V	
Requirements - AWS E6013	0.30 max	0.20 max	0.30 max	0.08 max	
Typical Results ⁽³⁾ - As-Welded	≤ 0.07	0.02 - 0.04	≤ 0.02	0.01-0.02	

TYPICAL OPERATING PROCEDURES

Polarity ⁽⁴⁾	Current (Amps)				
	5/64 in (2.0 mm)	3/32 in (2.4 mm)	1/8 in (3.2 mm)	5/32 in (4.0 mm)	3/16 in (4.8 mm)
AC	50-80	75-115	110-140	160-200	205-260
DC±	45-75	70-105	100-135	145-180	185-235

Tabla A3. 11 Propiedades mecánicas acero SAE 1045 (C45).

C45



CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS


Propiedades mecánicas a temperatura ambiente en el estado normalizado (+N).

Dimensiones	Re (N/mm ²)	Rm (N/mm ²)	A (%)
mm.	min.	min.	min.
≤ 16	340	620	14
> 16 ≤ 100	305	580	16
> 100 ≤ 250	275	560	16
> 250	CONSULTAR		

Tabla A3. 12 Ficha técnica del acero inoxidable AISI 304. (Carbone, 2019)

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300	
		Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo - Níquel - Molibdeno
DESIGNACIÓN	TIPO AISI	304	316
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 18% - 20%* Ni 8% - 10,5%*	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 16% - 18%* Ni 10% - 14%* Mo 2% - 2.5%*
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO A 20C (DENSIDAD) (g/cm ³)	7.9	7.95 - 7.98
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm ²)	193,000	193,000
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C (W/m K)	15 / 16	15 / 16
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C (x 10 ⁻⁶ C ⁻¹)	16.0 - 17.30	16.02 - 16.5
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	INTERVALO DE FUSIÓN (C)	13981454	13711398
	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (μΩm)	0.72 - 0.73	0.73 - 0.74
	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	130150 / 180330	130185 / -
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	7088 / 1035	7085 / -
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO (Rm (N/mm ²))	520 - 720 / 540 - 750	540690 / -
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO (Rp (N/mm ²))	210 / 230	205410 / -
	ELONGACIÓN (A ₅) MIN (%)	≥ 45	
RESILIENCIA KCUL / KVL (J/cm ²)	160 / 180	160 / 180	

Tabla A3. 13 Tabla para selección de tubo (bujes).
(DIPAC, 2019)



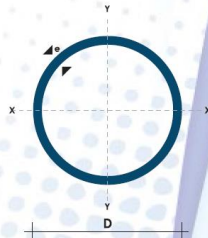
TUBO MECÁNICO REDONDO



Diámetro Exterior (D)		Espesor		Peso		Propiedades		
Pulg	mm	e	P	A	I	W	I	
		mm	Kg/6m	cm	cm4	cm3	cm	
1/2	12.70	0,95	1,86	0,35	0,06	0,09	0,41	
		1,10	2,10	0,40	0,07	0,11	0,41	
		1,50	2,82	0,53	0,08	0,13	0,39	
5/8	15.88	0,95	2,28	0,44	0,12	0,15	0,51	
		1,10	2,64	0,51	0,14	0,18	0,52	
		1,50	3,54	0,68	0,18	0,22	0,51	
3/4	19.05	0,95	2,70	0,54	0,22	0,23	0,64	
		1,10	3,18	0,62	0,25	0,26	0,63	
		1,50	4,20	0,83	0,32	0,34	0,62	
7/8	22.22	0,95	3,18	0,63	0,36	0,32	0,75	
		1,10	3,66	0,73	0,41	0,37	0,75	
		1,50	4,92	0,98	0,53	0,47	0,74	
1	25.40	0,95	3,60	0,73	0,55	0,43	0,87	
		1,10	4,20	0,84	0,62	0,49	0,86	
		1,50	5,64	1,13	0,81	0,64	0,85	
1 1/4	31.75	0,95	4,50	0,92	1,09	0,69	1,18	
		1,10	5,22	1,06	1,24	0,78	1,08	
		1,50	7,08	1,43	1,63	1,03	1,07	
1 1/2	38.10	0,95	5,40	1,11	1,91	1,00	1,31	
		1,10	6,24	1,28	2,19	1,15	1,31	
		1,50	8,46	1,72	2,89	1,52	1,30	
1 3/4	44.45	0,95	6,24	1,30	3,07	1,38	1,54	
		1,10	7,26	1,50	3,52	1,16	1,53	
		1,50	9,84	2,02	4,67	2,10	1,52	
1 7/8	47.63	0,95	6,78	1,40	3,80	1,60	1,65	
		1,10	7,80	1,61	4,35	1,83	1,64	
		1,50	10,26	2,17	5,79	2,43	1,63	
2	50.80	0,95	7,20	1,49	4,62	1,82	1,76	
		1,10	8,34	1,72	5,30	2,09	1,76	
		1,50	10,80	2,32	7,06	2,78	1,74	
2 3/8	60,33	1,50	13,20	2,77	12,00	3,98	2,08	
2 1/2	63,50	1,50	14,04	2,92	14,05	4,42	2,19	

Especificaciones Generales

Calidad: ASTM A-513
Recubrimiento: Negro o Galvanizado
Largo Normal: 6,00 m
Otros Largos: Previa Consulta
Dimensiones: Desde 1/2" a 2 1/2"
Espesor: Desde 0,80 mm a 1,50 mm



TUBERÍA

Tabla A3. 14 Especificaciones generales AISI 304 (martillos).

PLATINAS ACERO INOXIDABLE



Especificaciones Generales

Calidad: AISI 304
Largo Normal: 6,00 m
Longitudes: Previa Consulta

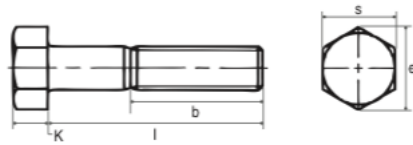


Dimensiones		Propiedades	
Ancho (a)		Espesor (e)	Peso
Pulg	mm	mm	Kg/m
1"	25,4	3	-
1 1/2"	38,1	3	0,955
1 1/2"	38,1	4	1,195
1 1/2"	38,1	6	1,920
2"	50,8	3	1,186

Tabla A3. 15 Selección de tornillos.
(echebarria suministros industriales, 2018)

DIN 931

TORNILLO CABEZA HEXAGONAL. MEDIA ROSCA

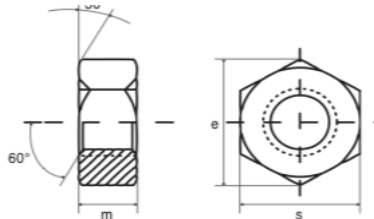


d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36
k	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15
Paso	0,7	0,8	1	1,25	1,50	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
b (l≤125)	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
e	7,66	8,79	11,05	14,30	18,90	21,10	24,49	26,75	30,14	33,53	35,72	39,98

Calidad 6.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 6.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 6.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13010484	13010689	13010894	4x20	13010502	13010707	13010912	6x35	13010520	13010725	13010930	8x55
13010485	13010690	13010895	4x25	13010503	13010708	13010913	6x40	13010521	13010726	13010931	8x60
13010486	13010691	13010896	4x30	13010504	13010709	13010914	6x45	13010522	13010727	13010932	8x65
13010487	13010692	13010897	4x35	13010505	13010710	13010915	6x50	13010523	13010728	13010933	8x70
13010488	13010693	13010898	4x40	13010506	13010711	13010916	6x55	13010524	13010729	13010934	8x75
13010489	13010694	13010899	4x45	13010507	13010712	13010917	6x60	13010525	13010730	13010935	8x80
13010490	13010695	13010900	4x50	13010508	13010713	13010918	6x65	13010526	13010731	13010936	8x90
13010491	13010696	13010901	4x55	13010509	13010714	13010919	6x70	13010527	13010732	13010937	8x100

Tabla A3. 16 Selección de tuerca.

TUERCA HEXAGONAL



d1	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M48
e	6,01	7,66	8,79	11,05	12,12	14,38	18,9	21,10	24,49	26,75	29,56	32,95	35,03	39,55	45,2	50,85	55,37	60,79	66,44	72,09	82,6
s	5,5	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70
m	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	26	29	31	34	38

Calidad 8.8 Ref. catálogo	Calidad 10.9 Ref. catálogo	Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico	Calidad 8.8 Ref. catálogo	Calidad 10.9 Ref. catálogo	Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico
13020001	13020019	13020037	13020055	M3	13020011	13020029	13020047	13020065	M20
13020002	13020020	13020038	13020056	M4	13020012	13020030	13020048	13020066	M22
13020003	13020021	13020039	13020057	M5	13020013	13020031	13020049	13020067	M24
13020004	13020022	13020040	13020058	M6	13020014	13020032	13020050	13020068	M27
13020005	13020023	13020041	13020059	M8	13020015	13020033	13020051	13020069	M30
13020006	13020024	13020042	13020060	M10	13020016	13020034	13020052	13020070	M33
13020007	13020025	13020043	13020061	M12	13020017	13020035	13020053	13020071	M36
13020008	13020026	13020044	13020062	M14	13020018	13020036	13020054	13020072	M48

Tabla A3. 17 Catálogo para selección para espárragos.
(DIPAC, 2019)



EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



Especificaciones Generales

Calidad	AISI 1018
Descripción	Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.
Aplicaciones	Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3
Longitud	6 m

EJES

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0.20	0 - 0.25	0 - 0.70	0 - 0.04	0 - 0.05

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143

Dimensiones
Díámetro
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"
2 1/4"
2 1/2"
2 3/4"
3"
4"
5"
6"



Tabla A3. 18 Especificaciones de planchas laminadas.
(DIPAC, 2019)



PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE



Especificaciones Generales

Espesores	1.20mm a 150.00mm
Rollos	Ancho 1000mm, 1220mm, 1500mm
Planchas	4 x 8 pies y a medida

Calidad Comercial

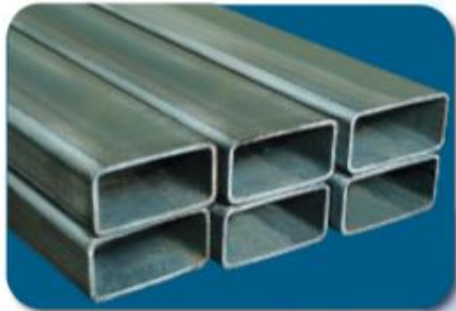
Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas				Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= Oe	SAE 1010 ASTM A-569	
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1	
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-635 ASTM A-570 GRADO 33	

Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e		

Tabla A3. 19 Tubo cuadrado para estructura de soporte.
(DIPAC, 2019)

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR



Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o Galvanizado
Largo Normal	6.00 m
Otros Largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12.00 mm x 25 mm a 40.00 mm x 80.00 mm
Espesor	Desde 1.20 mm a 3.00 mm



Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³	
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70

TUBERÍA

APÉNDICE 4

Manual de uso y mantenimiento

Requisitos previos a la instalación de la máquina

- Prepare un área seca para la instalación de la máquina.
- Preparar una superficie plana y rígida.
- Tener una correcta instalación eléctrica.

Puesta en servicio

- Situar la máquina en un lugar estable con una superficie grande para la puesta en marcha.
- Revisar que todos los componentes de la máquina estén debidamente ajustados.
- Revisar que el sistema de corte no esté obstruido por piedras o material de alta dureza que impida el funcionamiento correcto de la máquina.
- Revisar el buen estado de la conexión eléctrica de 220 Voltios.

Puesta a punto

Antes de usar la máquina y tener un buen funcionamiento, el operario debe comprobar con la máquina desconectada los siguientes requerimientos:

- Revisión de conexiones eléctricas.
- Alineación y tensión de las poleas y bandas respectivamente.
- Verificar el buen estado de las partes de la máquina.
- Revisión de pernos, tuercas o cualquier elemento que tienda a salir proyectado al momento de la rotación.

Uso

Para poner en funcionamiento se debe energizar moviendo el breaker en la posición "On". Cuando el sistema de corte esté rotando, comience a colocar las cáscaras de coco en la tolva de uno en uno.

Para finalizar el trabajo de trillado espere que el sistema de corte esté vacío y desconecte la máquina moviendo el breaker en la posición "Off".

Seguridad

- Si la trilladora se va a usar por jornadas largas de trabajo se debe utilizar protección auditiva, así mismo el uso de las gafas para evitar cualquier contacto con los ojos.
- Para comprobar el estado de las piezas la máquina debe estar parada y desconectada.
- Si existe un atascamiento en el sistema de corte en funcionamiento evite quitar la obstrucción con las manos.
- No derramar líquidos en los componentes eléctricos.
- Utilice guantes al momento de limpieza o mantenimiento, esta contiene cuchillas que pueden ocasionar alguna lesión o corte al usuario.
- Compruebe el buen estado y aislamiento de las acometidas eléctricas.

Los equipos de protección personal (EPP)

Se debe usar protección auditiva y ocular cuando la máquina esté en funcionamiento.

Utilizar guantes de seguridad cuando se esté dando mantenimiento y limpieza a la máquina.

Limpieza de la trilladora

Para la limpieza de la trilladora solo se debe utilizar una brocha o escoba para retirar las fibras de coco adheridas en la parte interior y exterior de la máquina.

Mantenimiento

Para un correcto funcionamiento se debe realizar las siguientes revisiones, mostrada en la siguiente tabla:

Tabla A3. 20 Revisiones para la máquina trilladora de coco.

Ítem/Frecuencia	Diario	Semanal	Mensual	Semestral	Anual	Otros
Alineación de las poleas	x					
La tensión de las bandas	x					
Ruidos extraños en la máquina	x					
Estado de los martillos para replazo			x			
Conexiones eléctricas			x			
Cambio de rodamiento						x
Cambio de poleas						x

APÉNDICE 5

Fotografías de Pruebas



a



b

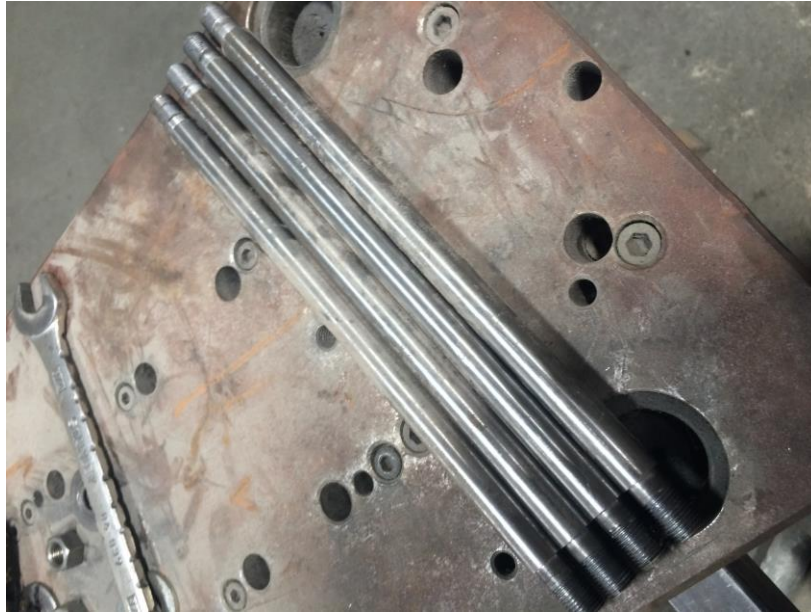
Fotografía P. 1 Cuchillas iniciales dadas.

a. Trituradora de choque b. trituradora de choque con cuchilla dentada

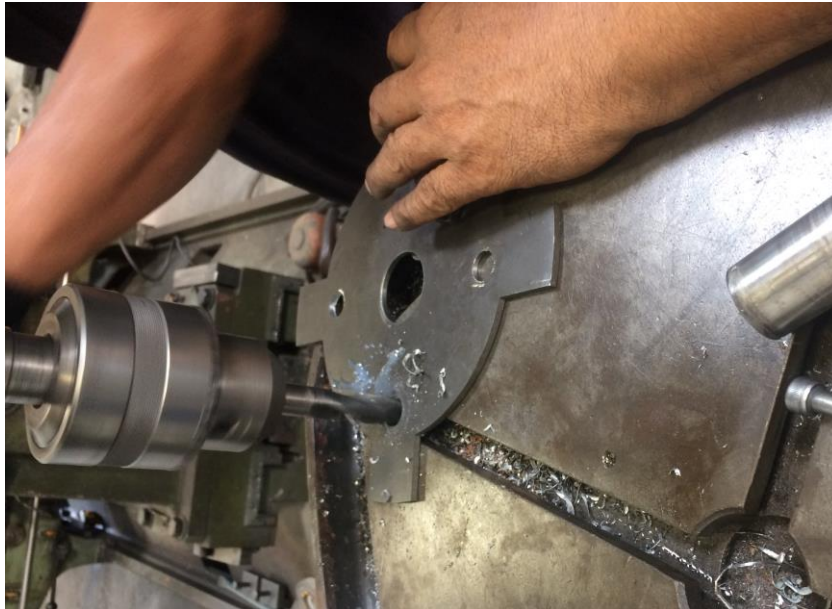


Fotografía P. 2 Resultado similares dado por las trituradoras de choque.

Fotografías de Construcción



Fotografía P. 3 Construcción de espárragos.



Fotografía P. 4 Construcción de cuchillas fijas.



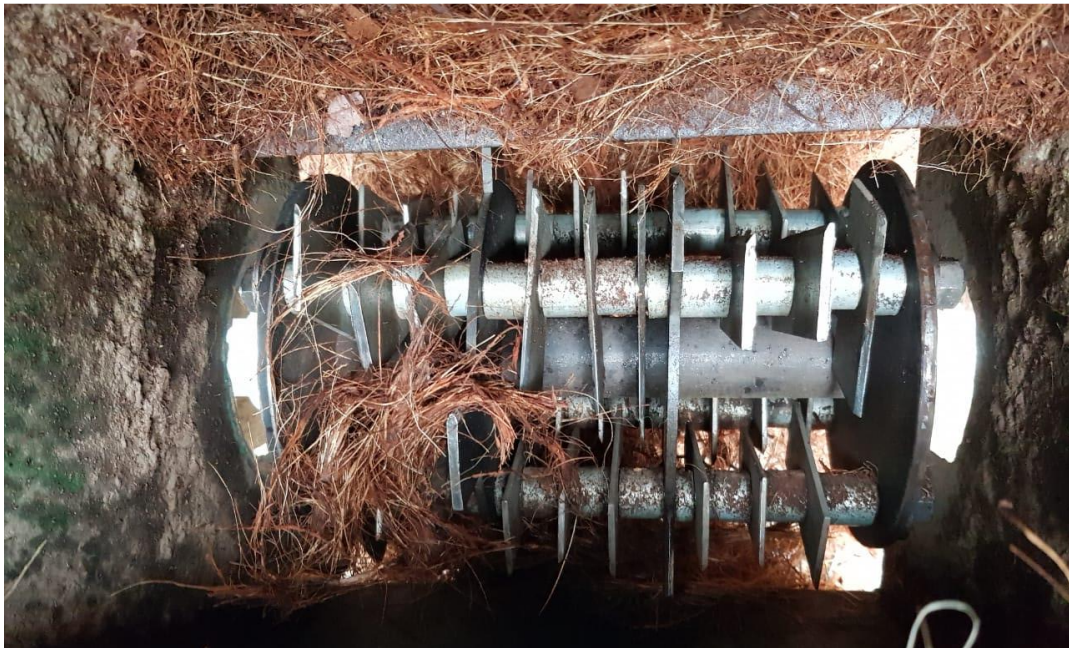
Fotografía P. 5 Construcción de eje de transmisión.



Fotografía P. 6 Calibración de espárragos, platos laterales y eje.



Fotografía P. 7 Constructores con el sistema de cuchillas armado.



Fotografía P. 8 Cuchillas (fijas y móviles) en la cámara de corte de la trilladora.



Fotografía P. 9 Resultado de la trilladora con cuchillas fijas y móviles.



Fotografía P. 10 Máquina trilladora de coco ensamblada.



Fotografía P. 11 Constructores con resultado final y máquina de fondo.