

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

"Diseño y modelado virtual de una máquina picadora de hojas de  
banano"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Joel Rafael Romero Muñoz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios, quien no deja de llenarme de bendiciones en cada paso que doy.

A mis padres, quienes me han dado todo para ser una persona de bien.

A mis hermanos, que son la fuerza que me impulsa para mejorar.

A mis amigos, quienes me han ayudado ahora y siempre.

Al Ing. Livingston Castro por su apoyo incondicional y guía en este trabajo de graduación.

Al Ing. Francis Loayza por su guía a lo largo de toda la carrera.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Joel Rafael Romero Muñoz

M.Sc. Livingston David Castro Valladares

Ph.D. Francis Roderich Loayza Paredes

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Joel Romero

M.Sc. Livingston Castro

Ph.D. Francis Loayza

## RESUMEN

La falta de descomposición y acumulación de hojas en cultivos de banano ubicados en regiones con climas secos disminuye la absorción de nutrientes al suelo, además de provocar inconvenientes con las actividades de cosecha. Se solicitó una máquina picadora de hojas para reducir el tamaño de las hojas, permitiendo una mejor manipulación y distribución sobre el terreno, y así acelerar el proceso de descomposición. Se utilizó software de modelado y simulación 3D para dimensionar los componentes utilizando materiales fácilmente adquiribles en el mercado nacional. Al final, se obtuvo un prototipo virtual de un peso aproximado a 45 Kg, adaptado para funcionar de forma autónoma con energía eléctrica de una batería, y con un precio de fabricación competitivo frente a productos similares. El equipo será resistente a la corrosión por el espesor del acero usado para la estructura (ASTM A36) y para el sistema de corte (AISI 304). Por su simplicidad, el equipo será de fácil manufactura y mantenimiento, permitiendo que su fabricación se de en talleres sencillos y que sea utilizada sin ninguna capacitación especializada previa para el usuario. Al funcionar con energía eléctrica, el uso del equipo tendrá un mínimo impacto ambiental y significará un aporte importante a los productores que busquen certificar sus cultivos para exportar. Se entregaron los planos de fabricación y presupuesto de fabricación a la empresa solicitante.

Palabras Clave: Ambiente, Banano, Eléctrico, Hojas, Picadora

## **ABSTRACT**

*Lack of decomposition and accumulation of leaves in banana crops located in regions with dry weather diminishes absorption of nutrients to the soil, moreover, it triggers different issues with activities related to harvesting processes. A local company requested the design of a banana leaves shredder to reduce leaves' size so they can be easily handled and distributed over the land in order to increase speed of decomposition. Simulation and 3D modelling software was used to size the machine components with materials easily acquired in local market. In the end, a virtual prototype was obtained with an approximate weight of 45 kg, adapted to work powered by a battery and a competitive cost relative to similar devices. The machine will be resistant to corrosion due to the thickness of the steel used for its structure (ASTM A36) and the cutting system (AISI 304). Because of its simplicity, the machine will be easily manufactured and given maintenance so it can be fabricated at small workshops, besides, it can be manipulated by any operator without previous training. As it will work with electricity, the use of the machine will have a minimum environmental impact and will mean a significant bonus to the producers who aim to certify their crops as a requirement to export. Manufacturing plans and budget were given to the company.*

*Keywords: Banana, Environment, Electric, Leaves, Shredder*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Descripción del problema.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Producción de banano en zonas afectadas.....	3
1.4.2 Causales y efectos de la descomposición de desechos vegetales en cultivos de banano.....	4
1.4.3 Morfología del sistema foliar del banano.....	4
CAPÍTULO 2.....	8
2. Metodología.....	8
2.1 Especificaciones de desempeño.....	8
2.2 Criterios de selección.....	10
2.3 Alternativas de diseño y matrices de decisión.....	11
2.4 Diseño de forma.....	13

2.5	Diseño paramétrico .....	14
2.5.1	Parámetros de corte .....	14
2.5.2	Selección de motor .....	15
2.5.3	Diseño del disco de corte.....	18
2.5.4	Diseño de eje.....	22
2.5.5	Diseño de cuchillas .....	29
<b>Propiedad</b>	.....	<b>30</b>
<b>Unidad</b>	.....	<b>30</b>
<b>Valor</b>	.....	<b>30</b>
Resistencia a la fluencia .....		30
MPa .....		30
210 .....		30
Resistencia a la tracción.....		30
MPa .....		30
540 .....		30
2.5.6	Diseño de acople entre disco de corte y eje .....	36
2.5.7	Selección de rodamientos.....	37
2.5.8	Diseño de aspas .....	38
2.5.9	Diseño de estructura de soporte .....	39
<b>Modo de vibración</b>	.....	<b>40</b>
<b>Frecuencia [Hz]</b>	.....	<b>40</b>
<b>Frecuencia [rpm]</b>	.....	<b>40</b>
2.5.10	Selección de acople motor – eje .....	41
2.5.11	Selección de batería .....	41
<b>CAPÍTULO 3</b>	.....	<b>43</b>
<b>3.</b>	<b>análisis económico .....</b>	<b>43</b>

3.1	Costo de construcción de equipo .....	43
3.2	Análisis de factibilidad económica .....	45
	<b>Número de operadores .....</b>	<b>45</b>
	<b>Horas de trabajo al mes .....</b>	<b>45</b>
	<b>Total .....</b>	<b>45</b>
	<b>Material .....</b>	<b>46</b>
	<b>Vida Útil .....</b>	<b>46</b>
	<b>Depreciación anual.....</b>	<b>46</b>
	<b>Depreciación mensual.....</b>	<b>46</b>
	<b>CAPÍTULO 4.....</b>	<b>47</b>
4.	Conclusiones y recomendaciones .....	47
4.1	Conclusiones.....	47
4.2	Recomendaciones.....	48
	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>49</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>51</b>



## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
NACE	National Association of Corrosion Engineer
SSC	Electrodo de Plata Cloruro de Plata
CSE	Electrodo de Cobre Sulfato de Cobre
HWL	High Water Level
LWL	Low Water Level
CIS	Inspección pasó a paso, medición de potenciales de encendido
MPY	Milésimas de pulgadas por año
FAO	Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura
FiBL	Research Institute of Organic Agriculture

## SIMBOLOGÍA

mil	Milésima de pulgada
mg	Miligramo
pH	Potencial de Hidrógeno
m	Metro
mV	Milivoltio
Cu	Cobre
Ni	Níquel
C	Carbono
Mn	Manganeso
P	Fósforo
$\tau_{máx,b}$	Esfuerzo cortante máximo permitido para el pseudotallo del banano
$S_{y,b}$	Resistencia a la fluencia del pseudotallo del banano
$d_b$	Diámetro del pseudopeciolo de la hoja de banano
$A_b$	Área de sección transversal del pseudopeciolo de la hoja de banano
$F_c$	Fuerza de corte para hoja de banano
$E_c$	Energía para corte de pseudopeciolo
$\omega_m$	Velocidad angular del motor
$v_c$	Velocidad lineal de corte del equipo
$D$	Diámetro de disco de corte del equipo
$\theta_c$	Ángulo de corte del material
$t_c$	Tiempo de corte del material
$P_c$	Potencia de corte nominal
$t_{ciclo}$	Tiempo de duración de ciclo de corte
$P_{ciclo}$	Potencia entregada en un ciclo de corte
$E_m$	Energía media de corte en ciclo de corte
$E_v$	Energía de vacío en ciclo de corte
$I_r$	Inercia requerida del disco de corte
$C_f$	Coefficiente de fluctuación de velocidad
$m_r$	Masa requerida del disco de corte

$\sigma_H$	Esfuerzo tangencial por velocidad de rotación
$\rho$	Densidad del acero
$\nu$	Módulo de Poisson del acero
$R_1$	Radio menor de disco hueco de acero
$R_2$	Radio mayor de disco hueco de acero
$d_e$	Diámetro de eje
$\sigma_r$	Esfuerzo radial por velocidad de rotación
$F_c$	Fuerza para corte de hoja de banano
$\tau_m$	Torque para corte de hoja de banano
$w$	Peso lineal de eje
$L$	Longitud de eje
$g$	Aceleración de gravedad
$R_0$	Reacción en primer apoyo de eje
$R_1$	Reacción en segundo apoyo de eje
$W_d$	Peso de disco y cuchillas de corte
$V$	Fuerza cortante en eje
$M$	Momento flector en eje
$M_a$	Amplitud de momento flector cíclico en eje
$M_m$	Media de momento flector cíclico en eje
$\tau_a$	Amplitud de torque cíclico en eje
$\tau_m$	Media de torque cíclico en eje
$S'_e$	Resistencia a la fatiga de acero
$S_{ut,A4340}$	Resistencia última a la tensión del acero AISI A4340
$k_a$	Factor de modificación de superficie
$k_b$	Factor de modificación de tamaño
$k_c$	Factor de modificación de carga
$k_d$	Factor de modificación por temperatura
$k_e$	Factor de confiabilidad
$k_f$	Factor de modificación por factores adicionales
$S_e$	Resistencia a la fatiga
$q$	Sensibilidad a la muesca para esfuerzo de tensión
$q_{cortante}$	Sensibilidad a la muesca para esfuerzo cortante

$K_f$	Factor de concentración de esfuerzos en tensión
$K_{fs}$	Factor de concentración de esfuerzos de corte
$\sigma_{max}'$	Esfuerzo máximo de Von Misses
$S_{y, AISI 304}$	Resistencia a la fluencia del acero AISI 304
$S_{sy}$	Resistencia a la fluencia en corte
$S'_{se}$	Resistencia a la fatiga en esfuerzo cíclico cortante
$K_1$	Constante de material hoja de banano
$K_2$	Constante de material acero
$E_1$	Módulo de Young de hoja de banano
$E_2$	Módulo de Young de acero
$P_{max}$	Máxima fuerza de compresión por contacto
$c_{max}$	Máximo radio de contacto
$q_0$	Máximo valor de esfuerzos de contacto
$L_{10h}$	Vida nominal de rodamiento
$C$	Carga dinámica de rodamiento
$\mu$	Coefficiente de fricción en rodamientos

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Hectáreas de cultivo de banano por año .....	3
Figura 1.2 Sistema foliar de planta de banano .....	5
Figura 1.3 Esquema de hoja de banano.....	6
Figura 2.1 Peso teórico recomendado en función de zona de manipulación .....	10
Figura 2.2 Concepto A: Cuchillas rotatorias desmontables .....	11
Figura 2.3 Concepto B: Cuchilla rotatoria fija .....	12
Figura 2.4 Concepto C: Rodillos dentados .....	12
Figura 2.5 Sketch de la picadora de hojas en 2D .....	13
Figura 2.6 Sketch de picadora de hojas en 3D.....	14
Figura 2.7 Ángulo de corte de peciolo .....	16
Figura 2.8 Esfuerzo equivalente de von-Misses en disco de corte.....	22
Figura 2.9 Factor de seguridad para fatiga en disco de corte.....	22
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de eje.....	23
Figura 2.11 Diagrama de fuerza cortante del eje.....	25
Figura 2.12 Diagrama de momento flector del eje.....	25
Figura 2.13 Deformación de eje .....	30
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de cuchilla .....	30
Figura 2.15 Factor de seguridad para fatiga de cuchilla.....	33
Figura 2.16 Estimación de ciclos de trabajo de cuchilla .....	34
Figura 2.17 Estructura de soporte de equipo.....	39
Figura 2.18 Modos de vibración de estructura de soporte.....	40
Figura 2.19 Acople flexible .....	41
Figura 3.1 Cronograma de construcción del equipo .....	44

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Datos biométricos sobre medidas de las hojas en 10 clones diferentes.....	6
Tabla 1.2 Promedio de los niveles nutricionales y de las masas de los elementos de una planta de banano del clon “Valery” .....	7
Tabla 2.1 Peso de los racimos por número de manos en los clones “Gran enano” y “Valery” .....	9
Tabla 2.2 Matriz de decisión de pesos ponderados .....	13
Tabla 2.3 Propiedades mecánicas de acero ASTM A36 .....	20
Tabla 2.4 Propiedades mecánicas de acero AISI 4340 .....	23
Tabla 2.5 Magnitudes de reacciones representativas sobre eje en ciclo de corte.....	26
Tabla 2.6 Propiedades mecánicas de acero inoxidable AISI 304.....	30
Tabla 2.7 Espesor mínimo de garganta para soldadura de penetración parcial.....	36
Tabla 2.8 Capacidad de sujeción de tornillos prisioneros.....	37
Tabla 2.9 Modos de vibración de estructura de soporte.....	40
Tabla 3.1 Lista de materiales para construcción de equipo.....	44
Tabla 3.2 Actividades y recursos asociados a la construcción del equipo .....	45
Tabla 3.3 Cuadro resumen de costo de construcción del equipo .....	45
Tabla 3.4 Diferencia en desarrollo de actividades de picado de hojas .....	45
Tabla 3.5 Devaluación de la máquina picadora de hojas .....	46
Tabla 3.6 Indicadores económicos de proyecto .....	46

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo describe la construcción de una máquina picadora de hojas a pedido de una empresa multinacional con base en Ecuador. Se describe brevemente el contenido de cada capítulo:

- Capítulo 1 describe el problema al que se dio solución incluyendo los objetivos generales y específicos con el respectivo marco teórico.
- Capítulo 2 contiene las diferentes opciones de diseño de forma, la selección y el diseño detallado de los componentes del equipo.
- Capítulo 3 describe un análisis económico de la fabricación del equipo incluyendo una evaluación del tiempo de amortización con un estimado de costos de materiales y mano de obra.
- Capítulo 4 contiene las conclusiones y recomendaciones respecto a la construcción y uso posterior del equipo.

### 1.1 Antecedentes

Una empresa bananera multinacional que tiene base en la ciudad de Guayaquil, Ecuador, acudió a la Escuela Superior Politécnica del Litoral para solicitar el desarrollo de una máquina picadora de hojas de banano. El actual gerente de investigaciones de la empresa es un Ingeniero graduado de la ESPOL y acude a ella confiando en la preparación técnica impartida al alumnado. El desarrollo del equipo implica la colaboración de la Universidad con una empresa privada local.

### 1.2 Descripción del problema

La calidad mineralógica del suelo de cultivos de banano ubicados en zonas con condiciones climáticas específicas se ve perjudicada por la falta de descomposición de hojas, evitando que la materia vegetal continúe el ciclo natural y provocando otros problemas subsecuentes. Las consecuencias incluyen un aumento constante en el espesor de la capa de desechos

vegetales, lo cual dificulta las tareas de cosecha, además de permeabilizar el suelo.

La descomposición de la materia orgánica en el suelo sea esta de origen animal o vegetal, permite que los minerales nutrientes sean reutilizados por nuevos organismos vivos. Las condiciones que favorecen la acción de los actores, conocidos como descomponedores, son un clima húmedo y cálido. La falta de humedad limita la actividad metabólica de los microorganismos y afecta la vida de otros organismos descomponedores.

Ecuador que cuenta con ciudades en que la humedad relativa se encuentra entre el 80 al 90%. En países como Perú, los sectores geográficos con plantaciones de banano poseen humedad relativamente baja, como el caso de Piura con un promedio de 50%.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar una máquina picadora de hojas de banano con el fin de acelerar el proceso de descomposición de las mismas para recuperar nutrientes en el suelo de los cultivos.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Diseñar una picadora de hojas de banano que cumpla los requerimientos ergonómicos y ambientales establecidos por la empresa.
- Realizar el modelado virtual de una máquina.
- Elaborar un presupuesto que incluya el costo de materiales y manufactura del equipo.
- Entregar planos de construcción del equipo a la empresa.

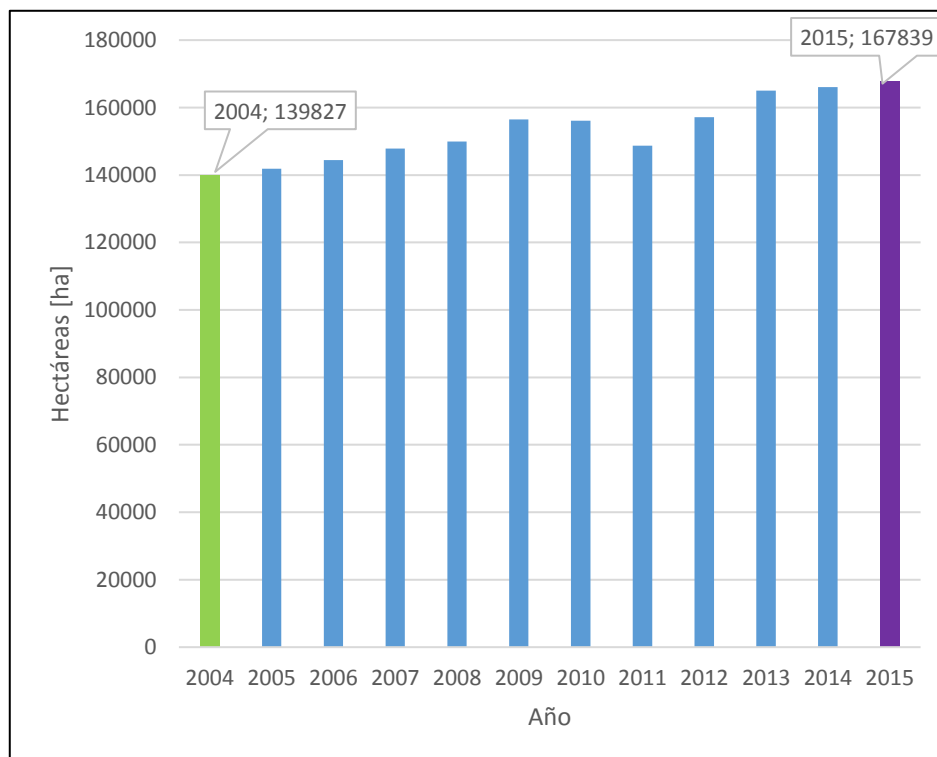


## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 Producción de banano en zonas afectadas

Las plantaciones de banano orgánico se presentan dadas las condiciones adecuadas de humedad y temperatura, ya que esto es un indicador de una baja incidencia de enfermedades comunes como la Sigatoka Negra en el cultivo. La producción se ve impulsada también por las asociaciones que forman pequeños agricultores y los acuerdos económicos que se mantienen con diferentes países importadores. (FAO, 2017).

Perú, por ejemplo, es uno de los principales productores en Latinoamérica, con alrededor del 3% de producción orgánica de banano a nivel mundial (FiBL, 2017).



**Figura 1.1 Hectáreas de cultivo de banano por año en Perú**

Fuente: Minagri, 2017.

Elaboración propia.

#### **1.4.2 Causales y efectos de la descomposición de desechos vegetales en cultivos de banano**

La descomposición de la capa de desechos orgánicos del suelo por agentes microbiológicos y animales del suelo es uno de los principales caminos para completar el ciclo del carbono. Este proceso depende de tres factores principales: clima, calidad de los desechos orgánicos y abundancia de los organismos descomponedores (Couteaux *et al.*, 1995).

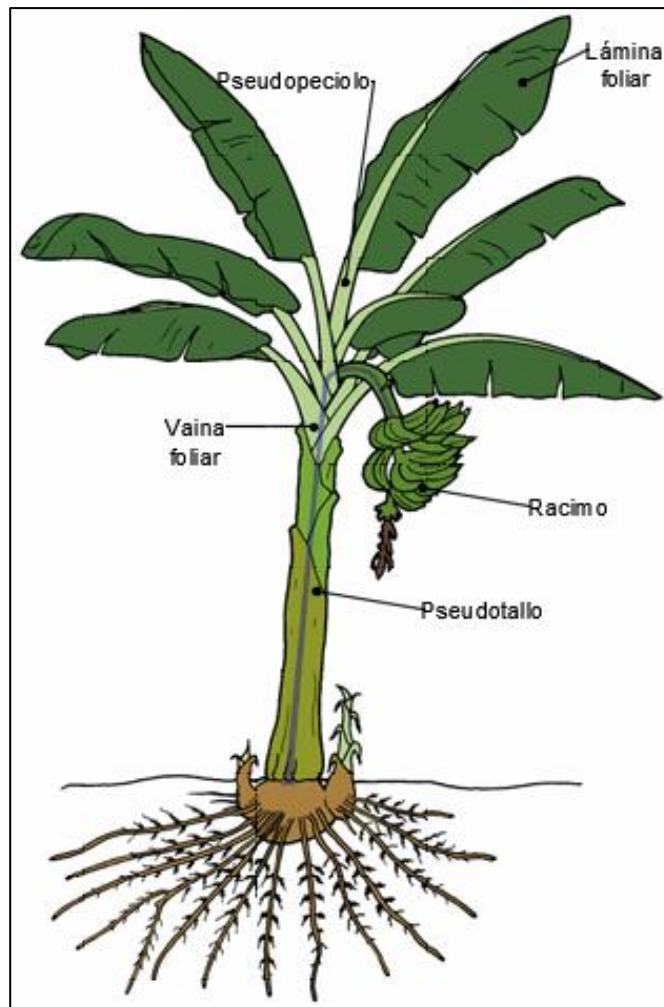
Para demostrar la relación entre la velocidad de descomposición de los desechos vegetales y el clima prevalente de una región, en Estados Unidos se analizaron datos de cinco locaciones con climas que diferían desde subpolar a cálido. Los indicadores usados fueron el nivel real de evapotranspiración, que depende de la acción de organismos descomponedores, temperatura y humedad, y el contenido de lignina como indicador de la calidad de los desechos. Un menor índice de evapotranspiración se relaciona directamente con menor tasa de descomposición de materia anual (Meentemeyer, 1978).

Los efectos de la carencia de descomposición de materia vegetal traen consecuencias a corto y largo plazo. La presencia de materia vegetal dificulta las labores de cultivo como son el riego y la fertilización. También se presentan efectos a largo plazo. Un estudio realizado en un cultivo de bananas de Uganda obtuvo una medida de 43 Kg / ha año de Potasio producto de la descomposición de las hojas de banano, lo cual refleja la importancia de la descomposición de este desecho en específico para nutrir el suelo del cultivo (J. K. Lekasi *et al.*, 1999).

#### **1.4.3 Morfología del sistema foliar del banano**

“La hoja consta de base o vaina foliar, pseudopetiolos y láminas. Las hojas están distribuidas en forma espiral. El patrón de distribución varía en los diferentes clones y especies. Las largas bases foliares se traslapan y forman un pseudotallo robusto, a través del cual crece la inflorescencia terminal. El pseudopetiole en el extremo superior o distal de la vaina foliar se estrecha y adelgaza hacia el limbo o

lámina foliar” (M. Soto, 1985). En la Figura 1.2 se señalan las partes del sistema foliar de una planta de banano (Morphology of banana, 2017).



**Figura 1.2 Sistema foliar de planta de banano**

Fuente: Morphology of banana, 2017

En la Tabla 1.1 se muestran las dimensiones de las hojas de diferentes clones de banano, las cuales se muestran esquemáticamente en el Fig. 1.3 además de la relación foliar, que es una constante matemática con un valor específico para cada clon y cuyo producto con el largo y ancho de la hoja da como resultado el área o superficie foliar.

Una planta de banano comúnmente emite entre 25 a 35 hojas a una frecuencia de emisión de una hoja luego de 7 a 10 días. Esta frecuencia se traduce en una

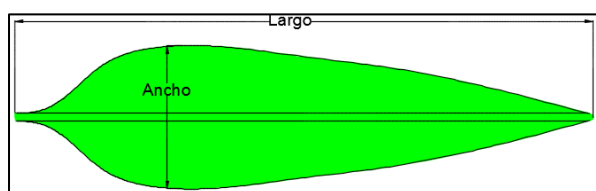
tasa de crecimiento de 7 mm por hora bajo condiciones favorables, comunes en zonas tropicales. Esta frecuencia puede disminuir a una hoja por mes en caso de que incurran condiciones adversas como carencia de minerales, déficit hídrico severo o cambios bruscos de temperatura (B. Aubert, 1973). Una hoja por semana se considera como un buen índice de producción (M. Soto, 1985).

Los elementos minerales contenidos en la hoja de banano consisten principalmente en nitrógeno, fósforo, calcio, magnesio, potasio y azufre. En la tabla 1.2 se muestra el contenido mineralógico de los diferentes órganos en una planta de banano del clon Valery.

**Tabla 1.1 Datos biométricos sobre medidas de las hojas en 10 clones diferentes**

Clon	Número de hojas	Longitud [cm]	Ancho [cm]	Relación foliar	Área foliar [m <sup>2</sup> ]
Dwarf Cavendish	12	168	91	1,85	14,4
Gran Enano	15	241	102	2,36	28,9
Valery	12	298	103	2,9	28,9
Lacatán	10	377	94	4,01	27,8
Gros Michel	11	355	91	3,9	27,8
Lady'sFinger	12	326	77	4,23	23,6
Red	9	344	110	3,13	26,7
Horn Plantain	15	235	85	2,76	23,5
French Plantain	9	263	75	3,5	13,9
Guineas	15	282	78	3,6	25,9

Fuente: Soto,1983



**Figura 1.3 Esquema de hoja de banano**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia.

**Tabla 1.2 Promedio de los niveles nutricionales y de las masas de los elementos de una planta de banano del clon "Valery"**

Parte de la planta	Materia fresca kg	Materia seca		Nitrógeno (N)		Fósforo (P)		Potasio (K)		Calcio (Ca)		Magnesio (Mg)		Azufre (S)	
		%	g	%	g	%	g	%	g	%	g	%	g	%	g
Pulpa	20,83	27,4	5,711	0,78	44,5	0,11	6	1,75	99,9	0,04	2,17	0,14	7,94	0,15	8,4
Cáscara	17,3	10,1	1,752	1,11	19,5	0,14	2,49	6,18	108,3	0,34	5,9	0,16	2,77	0,09	1,63
Raquis	3,8	5,8	0,221	1,45	3,2	0,28	0,61	13,25	29,3	0,38	0,84	0,18	0,39	0,26	0,58
Raquis interno	13,48	5,1	0,686	1,05	7,2	0,14	0,96	10,13	69,5	0,35	2,39	0,25	1,74	0,14	0,95
Hoja entera	13,27	19	2,533	1,52	38,4	0,12	2,98	3,35	8,44	1,17	29,4	0,29	7,2	0,14	3,41

Fuente: Soto,1983

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

La metodología de diseño implica, en primer lugar, analizar los requerimientos de la empresa respecto al equipo para luego buscar equipos afines en el mercado. Se analizan los diferentes métodos de corte usados y se escoge el más apropiado acorde a la necesidad de la empresa. Finalmente, se dimensiona cada componente a fin de asegurar un funcionamiento seguro y acorde a los requerimientos establecidos.

### 2.1 Especificaciones de desempeño

Las especificaciones requeridas por la empresa son las siguientes:

- El equipo picará hojas de banano al menor tamaño posible.
- El equipo será transportado por el cable vía de la plantación bananera.
- El equipo podrá ser montado o desmontado del cable vía por una persona.
- El equipo funcionará con energía eléctrica.
- 

Los componentes internos del equipo estarán expuestos a un ambiente corrosivo debido a la cantidad de agua y minerales contenidos en las hojas frescas. Cabe recalcar que cualquier componente eléctrico deberá tener la protección adecuada.

El equipo será transportado y operado en días de cosecha, por ende, sus dimensiones y peso deben adaptarse a los límites tolerados por el sistema de cable vía y el operador, a fin de no afectar el normal desarrollo de las actividades planificadas. En la tabla 2.1 se muestra el peso de los racimos por número de manos en los clones “Gran enano” y “Valery”. Al ser el clon Valery una de las variedades más explotadas, es razonable fijar un límite superior de peso equivalente a 45 Kg.

**Tabla 2.1 Peso de los racimos por número de manos en los clones “Gran enano” y “Valery”**

<b>No. Manos</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>Incremento prom/man</b>
Valery	19,23	27,37	30,09	36,06	43,03	45,41	5,24
Gran Enano	17,48	23,15	29,31	32,89	37,89	45,41	5,59

Fuente: Soto,1983

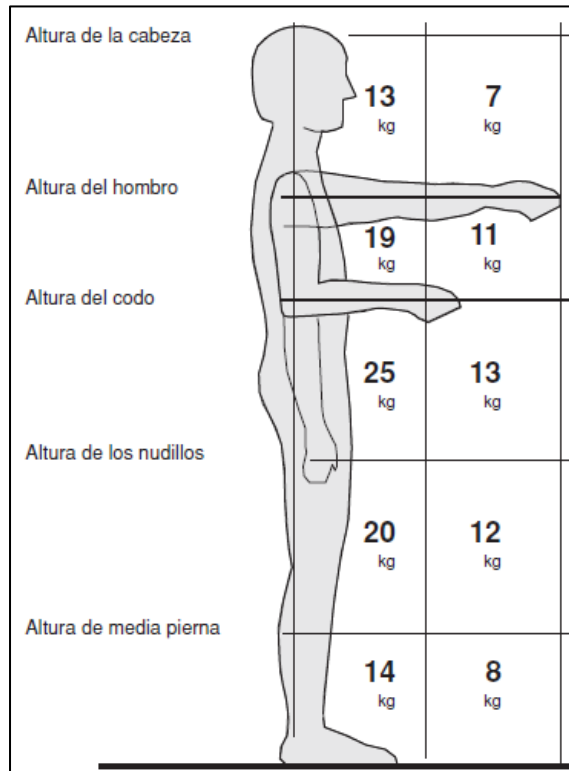
Elaboración propia

Se requiere que el equipo sea montado y desmontado por un operado, por ende, se debe considerar el número de veces diarias que la máquina sería montada y desmontada manualmente del cable vía por el operador para obtener un peso óptimo del equipo a fin de disminuir el riesgo de deterioro físico. En la Figura 2.1 se muestra una disposición de peso teórica para cargas a diferentes niveles de altura de manipulación.

Si la manipulación de la carga es esporádica, el peso admisible recomendado es 40 kg. Al ser este inferior al límite establecido en la condición anterior, se fijará como el límite de peso del equipo. En caso de exceder los límites teóricos recomendados para manipulación de cargas, se requerirá el uso de ayuda mecánica(Guía técnica para prevención, 2003). Debido a la no factibilidad de instalar una red eléctrica dentro de una finca para encender el equipo, el mismo deberá funcionar con una batería. Adicionalmente, se solicitó la implementación de un sistema de control a fin de optimizar el consumo de batería, el cual permita al equipo accionarse solamente cuando las hojas se introduzcan en su interior.

En base a lo requerido por la empresa, las especificaciones de desempeño del equipo quedan establecidas de la siguiente manera:

- Componentes mecánicos resistentes a la corrosión.
- Peso igual o menor a 40 kg.
- Energización por medio de batería.
- Sistema de control ON/OFF.



**Figura 2.1 Peso teórico recomendado en función de zona de manipulación**

Fuente: Guía técnica para la evaluación y prevención de los riesgos relativos a la manipulación manual de cargas. Ministerio de Trabajo e Inmigración de España.

## 2.2 Criterios de selección

Los conceptos propuestos deben cumplir con las especificaciones de desempeño y serán evaluados bajo los criterios descritos a continuación, que incluyen sus respectivos pesos para ponderación:

1. **Tamaño de hoja (0.25):** Tamaño final de hoja una vez picada en el equipo. Importancia alta debido a que consta dentro de los criterios de desempeño.
2. **Manufacturabilidad (0.20):** Facilidad de construcción del sistema, que incluye la disponibilidad de partes en el mercado.
3. **Mantenibilidad (0.15):** Trabajo que implica la reparación del equipo. Importancia relativamente alta debido a que se usará en zonas aisladas, lejos de personal capacitado.
4. **Costo (0.15):** Costo total del equipo, no tiene un peso significativo debido a que no es destinado a una producción en línea.



5. **Peso (0.25):** Peso total del equipo. Criterio importante debido a que consta dentro de los criterios de desempeño.

Cada criterio será evaluado en una escala de 10 puntos en cada concepto.

### 2.3 Alternativas de diseño y matrices de decisión

#### MECANISMO DE CORTE

##### Concepto A

El concepto A se muestra en la Figura 2.2 y consiste en una serie de cuchillas rotatorias desmontables (Bedair S., 2005). El mecanismo asegura el picado de la lámina foliar junto con el pseudopeciolo al contacto con las cuchillas. Producir el equipo resulta sencillo debido a que las cuchillas pueden comprarse en el mercado local, o de forma alternativa, producirlas en un material especial resulta sencillo. El mantenimiento implica reemplazo de cuchillas. El mecanismo requiere un eje acoplado directamente al motor, por lo que el costo de manufactura es bajo. Debido a la simplicidad del diseño el peso es bajo.



**Figura 2.2 Concepto A: Cuchillas rotatorias desmontables**

Fuente: Bedair S., 2005

##### Concepto B

El concepto B se muestra en la Figura 2.3 y consiste en una cuchilla rotatoria fija. Se pueden dar atrapamientos del pseudopeciolo y el eventual taponamiento. Dependiendo de la complejidad del diseño, la cuchilla pudiera ser producida fácilmente (“Multi Vac Impeller”, 2017). Con el desgaste progresivo se requerirá de un reemplazo, por lo que es de fácil mantenibilidad. Al igual que el concepto A,

el mecanismo requiere un eje por lo que el costo total de manufactura es bajo. Debido a la simplicidad del diseño el peso es bajo.



### 2.3 Concepto B: Cuchilla rotatoria fija

Fuente: Multi Vac Impeller, 2017

### Concepto C

El concepto C se muestra en la Figura 2.4 y consiste en dos rodillos dentados (Hardened gears, 2017). El pseudopeciole puede ser aplastado en lugar de picado, además que el tamaño de hoja resultante es grande. Debido a la cantidad de elementos implicados, la manufactura del equipo resulta compleja. La transmisión de potencia requiere engranes o bandas y poleas, por lo que su mantenibilidad es complicada es caso de fallas. La complejidad del diseño implica que su costo es alto. Se requieren varios componentes por lo que el peso es relativamente alto.



Figura 2.4 Concepto C: Rodillos dentados

Fuente: Hardened gears, 2017

En base al análisis descrito se elabora la matriz de decisión mostrada a continuación:

**Tabla 2.2 Matriz de decisión de pesos ponderados**

Criterio de diseño	Factor de peso	Concepto A		Concepto B		Concepto C	
		Calificación	Peso Ponderado	Calificación	Peso Ponderado	Calificación	Peso Ponderado
Tamaño de hoja	0,25	8	2,00	8	2,00	5	1,25
Manufacturabilidad	0,20	10	2,00	8	1,60	5	1,00
Mantenibilidad	0,15	9	1,35	10	1,50	5	0,75
Costo	0,15	10	1,50	10	1,50	5	0,75
Peso	0,25	8	2,00	8	2,00	5	1,25
		<b>Total A</b>	8,85	<b>Total B</b>	8,60	<b>Total C</b>	5,00

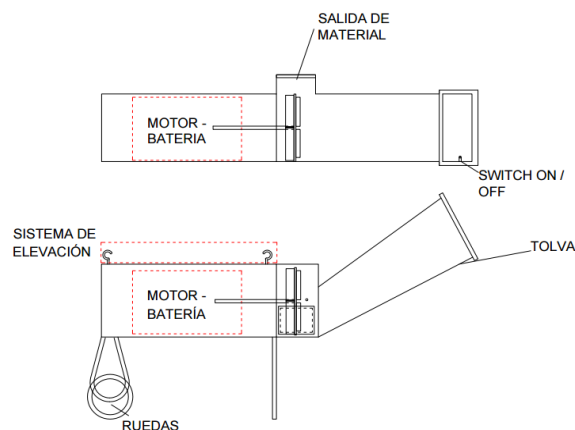
Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

El concepto A tiene la mejor puntuación, por ende, es el escogido.

## 2.4 Diseño de forma

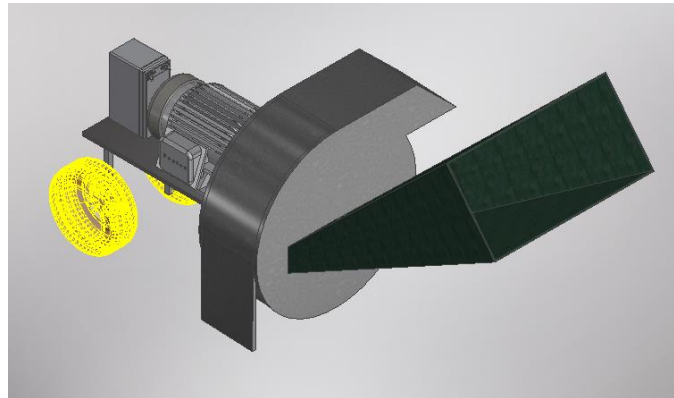
En base al concepto escogido, el diseño de forma del equipo completo sería el mostrado en la Figura 2.5 en una representación 2D. En la figura 2.6 se muestra el esquema del equipo en 3D:



**Figura 2.5. Sketch de la picadora de hojas en 2D**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia



**Figura 2.6 Sketch de picadora de hojas en 3D**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

## **2.5 Diseño paramétrico**

### **2.5.1 Parámetros de corte**

Para dimensionar los elementos de corte y entrada de material del equipo se requieren las propiedades mecánicas y dimensiones de la hoja de banano. Las dimensiones de diferentes variedades de banano se encuentran en la tabla 1.1.

Para dimensionar equipos de corte que utilizan cuchillas rotatorias se requiere determinar el esfuerzo de corte del material y la velocidad lineal de las cuchillas en el funcionamiento del equipo. Estos valores son determinados experimentalmente para los distintos tipos de materiales vegetales. En general, se recomiendan velocidades de corte entre 25 a 30 m/s, con un ángulo de filo de la cuchilla en el rango de 20° a 45° (A. Srivastava et al., 2006). Sin embargo, la velocidad puede incrementarse para aumentar la efectividad del corte independiente de la calidad de la cuchilla.

Con el objetivo de asegurar la fiabilidad del equipo, los componentes se diseñaron tomando en cuenta el esfuerzo a la tensión del pseudopeciolo del banano que equivale a 1.3 MPa en climas húmedos (A. Ajani, 2011).

Para el cálculo de la fuerza de corte del equipo se utilizó el esfuerzo a la tensión del pseudotallo del banano. El material vegetal es por naturaleza anisotrópico y presenta una mayor resistencia mecánica en la dirección axial que es paralela a sus fibras. La resistencia mecánica disminuye considerablemente en la dirección perpendicular. Es razonable asumir, siguiendo el principio de la teoría del esfuerzo cortante máximo, que la resistencia del material esfuerzo cortante cumplirá con la ecuación 1 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$\tau_{m\acute{a}x,b} = 0.5 S_{y,b} \quad (1)$$

$$\tau_{m\acute{a}x,b} = 0.65 \text{ [MPa]}$$

Una vez obtenida la resistencia mecánica al cortante es posible obtener la fuerza de corte utilizando la definición de esfuerzo. Se asume una sección transversal circular de 35 mm de diámetro. El producto de la resistencia al cortante con el área del pseudopeciolo se muestra en la ecuación 2.

$$F_c = \tau_{m\acute{a}x,b} A_b = 0.5 S_{y,b} \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (2)$$

$$F_c = 199 \text{ [N]}$$

La energía de corte es la energía que debe entregar el sistema para cortar una hoja al momento de impactarla con una cuchilla. Esta energía es el producto de la fuerza de corte con el radio del pseudopeciolo, siendo dada esta relación por la ecuación 3 (O. Ghahraei et al., 2008).

$$E_c = F_c \frac{d_b}{2} \quad (3)$$

$$E_c = 3.48 \text{ [J]}$$

### 2.5.2 Selección de motor

Para un corte efectivo la energía de corte debe entregarse en el tiempo adecuado y para ello se debe seleccionar un motor que rote a la velocidad apropiada. La velocidad de rotación del motor es función de la velocidad lineal que debe encontrarse en el rango definido anteriormente (mayor a 20 m/s) y del diámetro

que tiene el disco de sujeción de las cuchillas rotatorias, como se muestra en la ecuación (4).

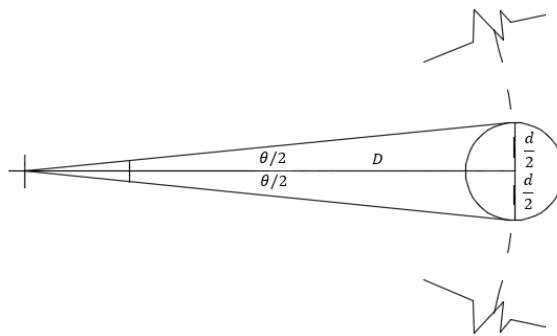
$$\omega_m = \frac{2v_c}{D} \quad (4)$$

$$\omega_m = 181 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 1730 \left[ \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

Para definir la potencia del motor a es necesario definir el tiempo en que será entregada la energía de corte. El corte del material requiere que la cuchilla recorra una sección de la circunferencia de la trayectoria comprendida desde el inicio del corte del peciolo hasta el final. El análisis se hará en base sólo al peciolo de la hoja, debido a que la resistencia de la lámina foliar es relativamente despreciable. El tramo de trayectoria recorrida por la cuchilla en el corte de la hoja describe un ángulo mostrado en la Figura 2.7 y se denomina de corte. El valor del ángulo está dado por la ecuación 5.

$$\theta_c = 2 \operatorname{atan} \left( \frac{d_b}{2D} \right) \quad (5)$$

$$\theta_c = 0.16 \text{ [rad]}$$



**Figura 2.7 Ángulo de corte de peciolo**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

Al ser definido el ángulo de corte de la hoja, este ha de relacionarse con la velocidad de rotación previamente definida para determinar el tiempo de corte que viene dado por la ecuación (6).

$$t_c = \frac{\theta}{\omega_m} \quad (6)$$

$$t_c = 0.0009 \text{ [s]}$$

La potencia de corte nominal resulta de la división entre la energía de corte y el tiempo de corte como se muestra en la ecuación (7)

$$P_c = \frac{E_c}{t} \quad (7)$$

$$P_c = 3615 \text{ [W]} = 4.84 \text{ [hp]}$$

Este valor de potencia no contempla el marco general de funcionamiento del equipo. Implementar un motor de esta potencia implica una desventaja tanto en precio añadido al equipo, pero principalmente en peso.

Se requiere analizar el requerimiento de potencia tomando en cuenta el efecto del disco de corte al momento de efectuar el corte del material. El corte de material ocurre cada vez que las cuchillas entran en contacto con el material y no durante toda la vuelta del disco de corte. Al estar compuesto el disco de corte por cuatro cuchillas, en cada vuelta existirán cuatro ciclos de corte. Dicho esto, cada ciclo se compone del tiempo de corte del material por una cuchilla y el tiempo hasta empezar el siguiente corte. Al ser cuatro cuchillas lo anterior es cada vez que el disco de corte rota 90°. El tiempo de duración de un ciclo está dado por la ecuación (8).

$$t_{ciclo} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{\omega} \quad (8)$$

$$t_{ciclo} = 0.0086 \text{ [s]}$$

La potencia de un ciclo se define como la razón entre la energía necesaria para efectuar el corte de la hoja y el tiempo de duración del ciclo de corte, como se muestra en la ecuación (9).

$$P_{ciclo} = \frac{E_c}{t_{ciclo}} \quad (9)$$

$$P_{ciclo} = 591 \text{ [W]} = 0.79 \text{ [hp]}$$

La potencia resultante es mucho menor a la obtenida por la ecuación (7). En este cálculo se toma en cuenta el efecto del disco de corte como volante de inercia, ya que almacena energía mientras no efectúa corte de material, dicho de otra forma, cuando trabaja al vacío.

La potencia obtenida sin embargo no permite seleccionar un motor directamente. El usuario del equipo pudiera introducir más de una hoja a la vez lo que implicaría un aumento en la potencia necesaria del motor. Adicionalmente, los motores eléctricos poseen una eficiencia que varía entre el 50% y 75%. Asumiendo que se introduzcan dos hojas a la vez, la potencia requerida sería de 1.5 hp. En base a lo expuesto, el motor que se recomienda seleccionar es de 3 hp dando un factor de seguridad equivalente a 2 (Department of Energy of U.S.A., 2014). El motor deberá rotar a una velocidad nominal de 1800 rpm.

### 2.5.3 Diseño del disco de corte

El disco de corte requiere una inercia mínima para brindar estabilidad al ciclo de corte, regulando el torque de trabajo e implícitamente el consumo de energía a través de la uniformidad en el flujo de corriente. Se busca principalmente cumplir con el almacenamiento de energía necesaria durante un ciclo para evitar sobredimensionar el motor (R. Norton, 2009)

La energía media de corte se define la energía generada por la rotación del disco durante el corte de la hoja en el ciclo de corte. Comprende el producto de la potencia del ciclo con el tiempo de corte del material como se muestra en la ecuación (10).

$$E_m = P_{ciclo} t_c \quad (10)$$

$$E_m = 0.38 \text{ [J]}$$

Durante el resto del ciclo se calcula la energía acumulada por el disco al no estar efectuando trabajo. Esta energía de vacío está dada por la diferencia entre la



energía total necesaria para el corte y la energía media de corte en el ciclo como se indica en la ecuación 11.

$$E_v = E_c - E_m \quad (11)$$

$$E_v = 3.10 \text{ [J]}$$

Finalmente, la inercia mínima requerida del sistema está dada por la ecuación (12) (R. Norton, 2009). El coeficiente de fluctuación de velocidad tiene un valor recomendado de 0.01 (A. Srivastava et al., 2006)

$$I_r = \frac{E_v}{C_f \omega_m^2} \quad (12)$$

$$I_r = 0.009 \text{ Kg m}^2$$

Se puede obtener la masa mínima requerida del disco de corte al relacionar la inercia requerida del disco con su radio previamente definido como se indica en la ecuación (13).

$$m_r = \frac{2I_r}{\left(\frac{D}{2}\right)^2} \quad (13)$$

$$m_r = 0.47 \text{ Kg}$$

La cantidad de masa necesaria ha de obtenerse sumando la de los componentes rotatorios como lo es el eje. El disco de corte debe tener un agujero central para acoplarse al eje, es decir, una perforación de diámetro igual al diámetro del eje. Además, debe tener cuatro cavidades para permitir el paso del material para el corte. La dimensión de estas cavidades será mayor o igual al máximo diámetro asumido para el pseudopeciolo. Finalmente, se requieren perforaciones que sirvan para fijar las cuchillas de corte a través de pernos de sujeción. El disco será fabricado a partir de acero ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas se listan en la Tabla 2.3.

**Tabla 2.3 Propiedades mecánicas de acero ASTM A36**

Propiedad	Unidad	Valor
Resistencia a la fluencia	MPa	250
Resistencia a la tracción	MPa	400

Fuente: R. Budynas, 2008

Elaboración propia

Para evaluar el efecto de la velocidad de rotación en el disco se realizó un análisis de fuerzas inerciales. Producto de la rotación dentro del disco se generan esfuerzos tanto radiales como tangenciales. En el caso de discos huecos rotatorios, ambos esfuerzos dependen de las características físicas del material. El valor de este esfuerzo se evalúa con la ecuación 14 (Elsevier, 1997)

$$\sigma_H = \frac{\rho\omega_m^2}{8} \left[ (3 + \nu) \left( R_1^2 + R_2^2 + \frac{R_1^2 R_2^2}{r^2} \right) - (1 + 3\nu)r^2 \right] \quad (14)$$

Los términos de la ecuación incluyen:

- $\rho$  Densidad del acero (7850 Kg/m<sup>3</sup>)
- $\nu$  Módulo de Poisson del acero (0.27)
- $R_1$  Radio menor de disco de acero hueco
- $R_2$  Radio mayor de disco de acero hueco

El esfuerzo tangencial máximo se da en el radio mínimo del disco, es decir, cuando se cumple la ecuación descrita en la ecuación (15):

$$r = R_1 = \frac{d_e}{2} \quad (15)$$

Reemplazando valores en la ecuación 14 y 15 se obtiene:

$$\sigma_H = 10 \text{ [MPa]}$$

El valor obtenido es despreciable con respecto a la resistencia a la fluencia del acero ASTM A36, por ende es razonable considerar este componente de esfuerzo como despreciable.

Por otro lado, el componente radial de esfuerzo producto de la rotación está dado por la ecuación 16:

$$\sigma_r = (3 + \nu) \frac{\rho \omega_m^2}{8} \left[ R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (16)$$

El máximo valor de este esfuerzo se produce en el radio del disco tal que cumpla con la condición descrita en la ecuación 17 (Elsevier, 1997):

$$r = \sqrt{R_1 R_2} \quad (17)$$

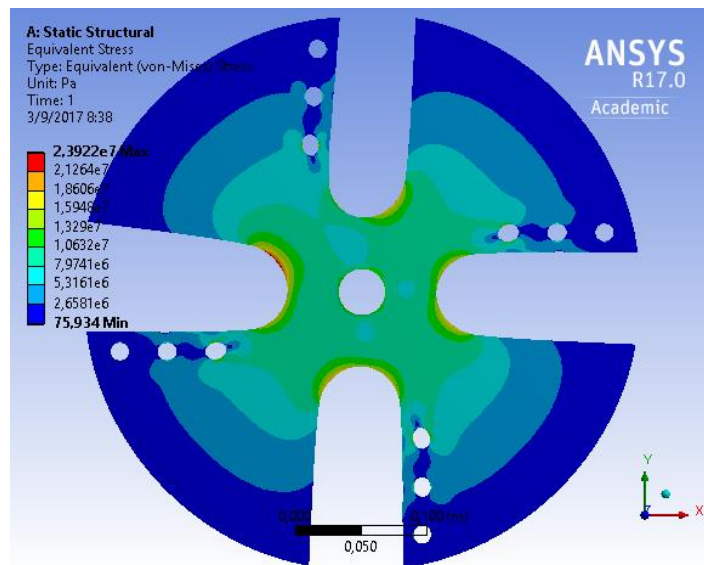
A partir de la ecuación 16 y 17 se obtiene:

$$\sigma_r = 8 \text{ [MPa]}$$

De manera similar al valor obtenido para el máximo esfuerzo tangencial, este valor es despreciable con relación a la resistencia a la fluencia del acero.

Bajo las condiciones de funcionamiento descritas el disco fue sometido a un análisis de elementos finitos con el software ANSYS Workbench 17.0 Academic®. En la Figura 2.8 se muestra el análisis de esfuerzo en los distintos puntos del disco. El máximo esfuerzo se encuentra en la periferia del disco debido a que este punto experimenta el momento producto de la fuerza de corte en las cuchillas.

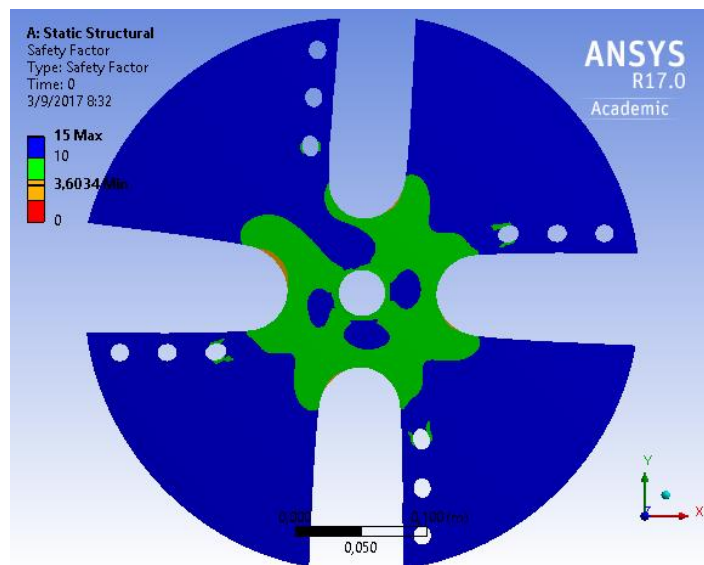
En la figura 2.9 se muestra el resultado del análisis a fatiga. Se ha considerado un ciclo de esfuerzos completamente reversible debido a que es más conservador. El factor de seguridad mínimo obtenido es superior a 1, por ende, el disco de corte tendrá vida infinita.



**Figura 2.8** Esfuerzo equivalente de von-Mises en disco de corte.

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia



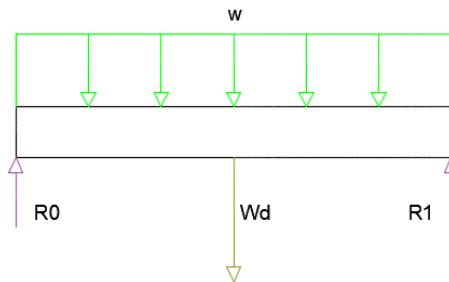
**Figura 2.9** Factor de seguridad para fatiga en disco de corte.

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

## 2.5.4 Diseño de eje

En la figura 2.10 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje del equipo. Debido a que la fuerza aplicada al sistema es periódica, el eje será diseñado contra fatiga.



**Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de eje**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

El eje será fabricado en acero AISI 4340 cuyas propiedades se muestran en la tabla 2.4. El acero AISI 4340 también se conoce como acero de transmisión y es idóneo para la fabricación de ejes u otras aplicaciones de transmisión de potencia.

**Tabla 2.4 Propiedades mecánicas de acero AISI 4340**

Propiedad	Unidad	Valor
Resistencia a la fluencia	MPa	700
Resistencia a la tracción	MPa	900

Fuente: Ivan Bohman C.A., 2017

Elaboración propia

A partir del diagrama de cuerpo se calculan las reacciones de las fuerzas aplicadas en el eje. Con la ecuación 18 se calcula el torque producto de la fuerza resultante al cortar hoja.

$$\sum \tau = F_c \frac{D}{2} - \tau_m = 0 \quad (18)$$

Con la ecuación enumeradas desde el 19 al 22 se calculan las reacciones en los rodamientos.

$$\sum F_y = R_0 + R_1 - wL - F_c - W_d = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_0 = R_1 x_1 - wL \frac{L}{2} - F_c L = 0 \quad (20)$$

$$R_1 = \left( (F_c + W_d)L + w \frac{L^2}{2} \right) \frac{1}{x_1} \quad (21) \quad R_0 \quad (21)$$

$$= F_c + W_d + wL - R_1 \quad (22)$$

$$R_0 = F_c + W_d + wL - R_1 \quad (22)$$

Del diagrama de cuerpo libre se obtienen también la ecuación 23, de fuerza cortante y la ecuación 24 para todos los puntos a lo largo del eje. La ecuación 25 define el peso lineal del eje como el producto de su área transversal con la densidad y la gravedad.

$$V = R_0 \langle x \rangle^0 + R_1 \langle x - x_1 \rangle^0 - (F_c + W_d) \langle x - L \rangle^0 - w \langle x \rangle^1 \quad (23)$$

$$M = R_0 \langle x \rangle^1 + R_1 \langle x - x_1 \rangle^1 - (F_c + W_d) \langle x - L \rangle^1 - \frac{w}{2} \langle x \rangle^2 \quad (24)$$

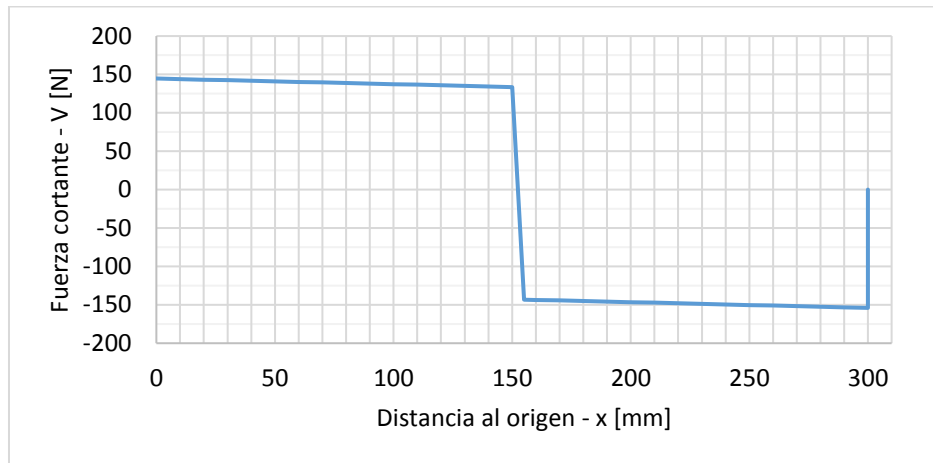
$$w = \rho g \frac{\pi d_e^2}{4} \quad (25)$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se muestran graficados en la Figura 2.11 y 2.12 respectivamente.

De los gráficos de fuerza cortante y momento flector se obtienen la posición y magnitud de los valores críticos utilizados en el diseño. Debido a que el eje será sometido a un análisis de fatiga se requieren los valores de momento máximo y medio que están dados por las ecuaciones 26 y 27.

$$M_a = \frac{M_{máx}}{2} \quad (26)$$

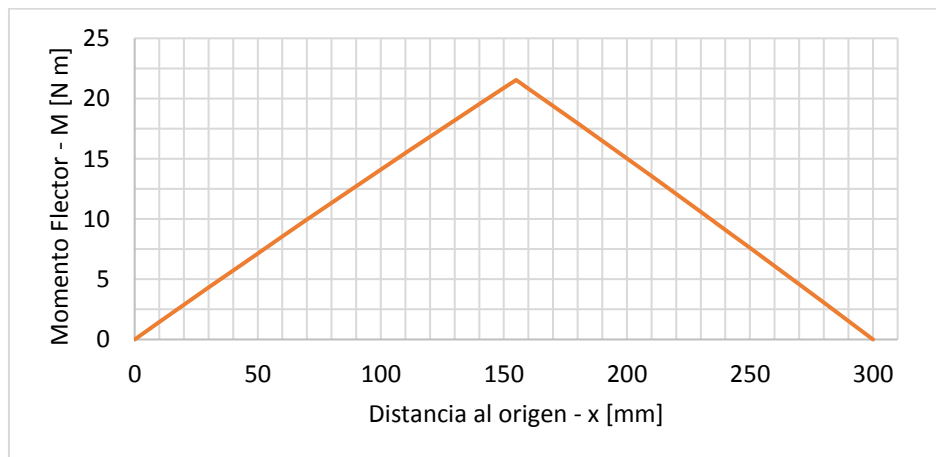
$$M_m = 0 \quad (27)$$



**Figura 2.11 Diagrama de fuerza cortante del eje**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia



**Figura 2.12 Diagrama de momento flector del eje**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

El valor cíclico del momento flector fue asumido como completamente reversible a fin de que el diseño sea conservador. Los valores medio y máximo dados para el momento de torsión se calculan con las ecuaciones 28 y 29.

$$\tau_a = \frac{F_c d_e}{2} \quad (28)$$

$$\tau_m = \tau_a \quad (29)$$

En la tabla 2.5 se muestran los principales resultados obtenidos de las ecuaciones previas necesarios para el análisis de resistencia a la fatiga del eje.

**Tabla 2.5 Magnitudes de reacciones representativas sobre eje en ciclo de corte**

Variable	Descripción	Unidad	Valor
$R_1$	Reacción en chumacera 1	N	153
$R_0$	Reacción en chumacera 2	N	144
$M_a$	Amplitud de momento flector	Nm	21.5
$M_m$	Momento flector medio	Nm	0
$\tau_a$	Amplitud de momento de torsión	Nm	39.8
$\tau_m$	Momento de torsión medio	Nm	39.8

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

Para determinar la resistencia a la fatiga del eje se requieren determinar un conjunto de factores correspondientes a las condiciones de manufactura y trabajo del eje en el equipo. La resistencia nominal a la fatiga de un determinado material está dada por la ecuación 30 y se evalúa tomando en cuenta las propiedades ya establecidas del material del eje.

$$S'_e = 0.5 S_{ut,A4340} \quad (30)$$

$$S'_e = 450 \text{ [MPa]}$$

El factor de superficie depende del método de manufactura del elemento mecánico. Si se considera su proceso original de manufactura como maquinado en frío, la relación de dependencia con la resistencia a la tracción del material está expresada en la ecuación 31 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$k_a = 4.51(S_{ut,A4340})^{-0.265} \quad (31)$$

$$k_a = 0.74$$

El factor de modificación de tamaño depende del diámetro del eje. Para diámetros que encuentran entre 2.79 y 51 mm la relación de dependencia está dada por la



ecuación 32 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008). Esta relación se evalúa con el diámetro de eje seleccionado (35 mm).

$$k_b = \left( \frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (32)$$
$$k_b = 0.88$$

Para el factor de carga se considera que el eje está sometido tanto a torsión como a flexión, entonces equivale a la unidad como se expresa en la ecuación 33 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$k_c = 1 \quad (33)$$

El factor de modificación por temperatura de trabajo equivale a la unidad debido a que el equipo operará a temperatura ambiente. Esta equivalencia se expresa en la ecuación 34.

$$k_d = 1 \quad (34)$$

Si la confiabilidad del eje equivale a un 99.9999%, el factor de confiabilidad toma el valor dado en la ecuación 35 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$k_e = 0.62 \quad (35)$$

Existen otros factores que modifican la resistencia nominal a la fatiga como lo son la corrosión previa, tratamientos electrolíticos al material, entre otros, sin embargo, estos no aplican al diseño por ende se desprecian. El factor de modificación por factores adicionales equivale a la unidad como se indica en la ecuación 36 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$k_f = 0.62 \quad (36)$$

La resistencia a la fatiga tomando en consideración los factores de modificación está dada por la ecuación 37.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f S'_e \quad (37)$$

$$S_e = 182.4 \text{ [MPa]}$$

Es necesario calcular el esfuerzo ejercido sobre el eje producto de la torsión y la flexión. Para asegurar la confiabilidad del eje en caso de que posea imperfecciones superficiales se utiliza el concepto factor de sensibilidad a la muesca. Para un diseño conservador, se asumen factores iguales a la unidad tanto para tensión como para cortante como protección para las diferentes modificaciones que pudieran hacerse en el eje. Estas condiciones están dadas en la ecuación 38 y en la ecuación 39 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008).

$$q = 1 \quad (38)$$

$$q_{cortante} = 1 \quad (39)$$

Los factores de sensibilidad a la muesca se utilizan para calcular factores de concentración de esfuerzo tanto para tensión como para cortante. Para el caso puntual de equipo, el eje será sujetado a las chumaceras y al disco de corte con prisioneros para evitar aumentar el costo y tiempo de manufactura general del equipo. Por ende, los factores de concentración de esfuerzo equivalen aproximadamente a la unidad. Estas relaciones se expresan en las ecuaciones 40 para el esfuerzo por tensión y 41 para el esfuerzo por cortante.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = K_t = 1 \quad (40)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) = K_{ts} = 1 \quad (41)$$

Para evaluar el factor de seguridad a fatiga en el eje se utiliza el criterio de ED-Goodman que está expresado en la ecuación 42.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d_e^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut, A4340}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (42)$$

El factor de seguridad resultante para un eje de diámetro igual a 25 mm equivale a 4. El eje por utilizarse en el equipo será de 35 mm de diámetro con el fin de proporcionarle estabilidad al conjunto rotacional del sistema.

Se analiza también la resistencia a la fluencia del eje en el primero ciclo de funcionamiento del equipo a través del criterio de Von Misses. El esfuerzo máximo de Von Misses está dado por la ecuación 43.

$$\sigma_{max}' = \left[ \left( \frac{32 K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (43)$$

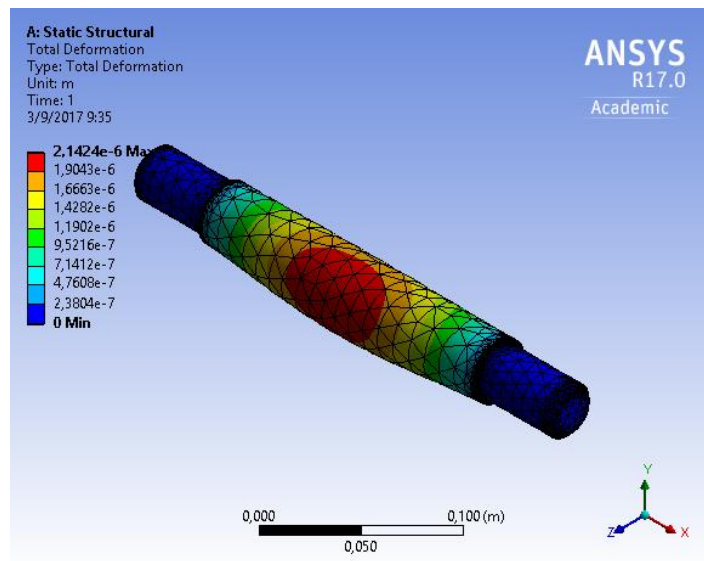
El factor de seguridad a la fluencia está dado por la ecuación 44.

$$n_y = \frac{S_{y,44340}}{\sigma_{max}'} \quad (44)$$

Para un eje de 25 mm se obtiene un factor de seguridad igual a 13 que es un buen indicador para un diseño conservador. El eje fue sometido a las condiciones de trabajo y analizado a través del software de elementos finitos ANSYS Workbench 17.0 Academic®. En la figura 2.13 se muestra la deformación del eje por el efecto conjunto de la velocidad angular con los esfuerzos producidos por el corte de las hojas. Se obtiene de esta simulación una deformación máxima de dos milésimas de milímetro, producto de la rigidez del eje seleccionado.

### 2.5.5 Diseño de cuchillas

Las cuchillas deben ser analizadas, al igual que los otros elementos, contra fatiga debido a las cargas cíclicas soportadas por el corte de las hojas. Las cuchillas serán fabricadas de acero inoxidable AISI 304 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 2.6. La elección del material se debe a que las cuchillas estarán en constante contacto con la humedad de las hojas. El diagrama de cuerpo libre de la cuchilla se muestra en la figura 2.14



**Figura 2.13 Deformación de eje**

Fuente: Romero, 2017

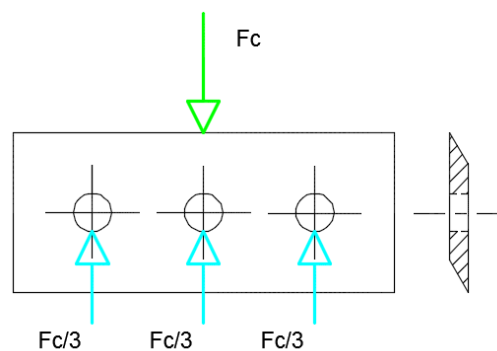
Elaboración propia

**Tabla 2.6 Propiedades mecánicas de acero inoxidable AISI 304**

Propiedad	Unidad	Valor
Resistencia a la fluencia	MPa	210
Resistencia a la tracción	MPa	540

Fuente: Ivan Bohman C.A., 2017

Elaboración propia



**Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de cuchilla**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

Debido a que el material está sometido a esfuerzo cortante puro, se deben evaluar las propiedades mecánicas del material para obtener su resistencia a ese tipo de esfuerzo. La resistencia a la fluencia por cortante está dada por la ecuación 45:

$$S_{sy} = 0.577 S_{y, \text{ AISI 304}} \quad (45)$$

La resistencia última del material a cortante está dada por la ecuación 46:

$$S_{su} = 0.67 S_{ut, \text{ AISI 304}} \quad (46)$$

La resistencia nominal a la fatiga equivale a:

$$S'_{se} = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_{se} = 270 \text{ [MPa]}$$

Debido a que el material es lamido en frío, el factor de superficie para la cuchilla equivale a:

$$k_a = 4.51 (S_{ut, \text{ AISI 304}})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.85$$

Debido a que la cuchilla no está sometida a flexión o torsión, el factor de modificación de tamaño equivale a un, al igual que el factor de carga. La temperatura de trabajo es, al igual que el eje, temperatura ambiente, entonces el factor de temperatura equivale a uno. Así mismo, el factor de modificación por factores varios equivale a la unidad.

$$k_b = 1$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

Para una confiabilidad equivalente a 99.9999%, el factor de confiabilidad toma el valor (R. Budynas & J. Nisbett, 2008):

$$k_e = 0.62$$

La resistencia a la fatiga corregida de la cuchilla será:

$$S_{se} = 195 \text{ [MPa]}$$

El criterio de Goodman para esfuerzo cortante se muestra en ecuación 47:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{us}} \quad (47)$$

Para fabricar la cuchilla se selecciona una sección comercial de acero inoxidable AISI 304 de 6 x 50 mm (Ivan Bohman C.A., 2017). Luego de efectuar el corte de la cuchilla, esta debe ser biselada de tal manera que ambos bordes tengan un ángulo entre 20 y 45 grados. Para el cálculo del esfuerzo se toma la menor sección transversal, que es el lugar en que se ha realizado una perforación para el perno de sujeción. En base lo expuesto, el área sometida a corte de la cuchilla equivale a:

$$A = 168 \text{ mm}^2$$

Debido a que la carga varía entre cero y la fuerza de corte, se cumple que:

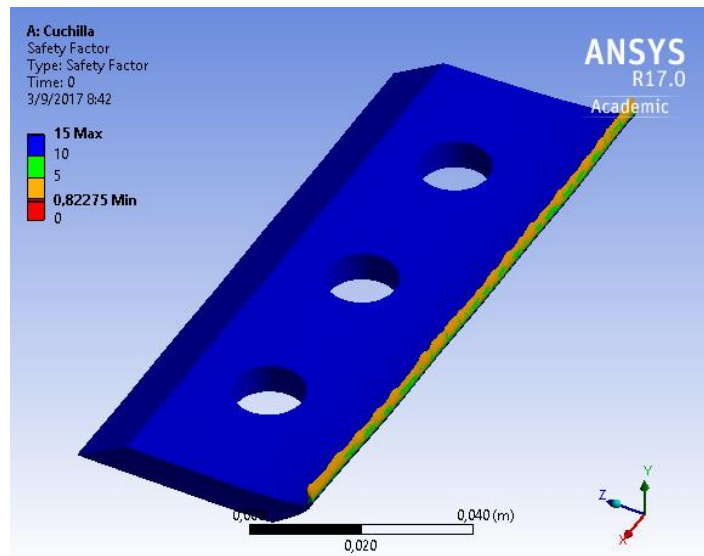
$$\tau_a = \tau_m = \frac{K_{ts}F_c}{3A} \quad (48)$$

Dado que existe una perforación en la sección analizada de la cuchilla, hay un factor de concentración de esfuerzos equivalente a 2.5 (R. Budynas & J. Nisbett, 2008). Entonces:

$$\tau_m = 2.96 \text{ [MPa]}$$

Evaluando las ecuaciones mostradas se obtiene un factor de seguridad de mucho mayor a 1. Esto pudiera indicar que es posible escoger una sección más pequeña, lo cual es técnicamente correcto. Sin embargo, el cálculo propuesto no toma en cuenta factores como la facilidad para manufacturar la forma final de la cuchilla, esto es, realizarle el bisel a la misma. Adicionalmente, el análisis fue efectuado a la sección que soporta el esfuerzo de corte, sin embargo, la sección que se desgasta constantemente es aquella es que entra en contacto directo con la hoja. Una cuchilla fue sometida a las condiciones de trabajo y analizada a través del software de elementos finitos ANSYS Workbench 17.0 Academic ®. En la figura

2.15 se muestra el factor de seguridad de la cuchilla para fatiga. Se aprecia que el esfuerzo se concentra en el filo de corte, llegando a valores inferiores a uno. Esto quiere decir que las cuchillas no tienen vida infinita, y deberán ser afiladas o reemplazadas luego de una determinada cantidad de ciclos.



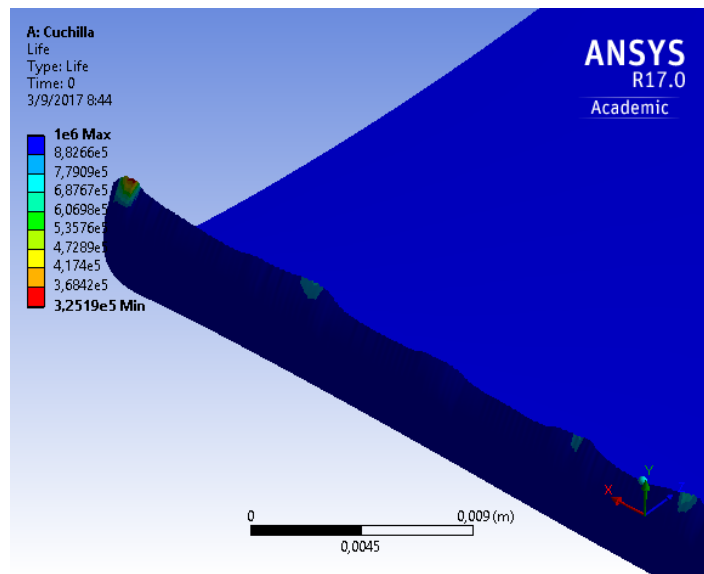
**Figura 2.15 Factor de seguridad para fatiga de cuchilla**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

En la figura 2.16 se muestra una estimación de la vida del filo cortante de la cuchilla. Se aprecia que según lo indicado por el factor de seguridad está limitada a una determinada cantidad de ciclos de corte.

Un análisis similar puede efectuarse a los pernos de sujeción de las cuchillas al disco de corte, encontrando que los esfuerzos son despreciables para la mayoría de los diámetros. Se escogieron pernos de media pulgada de diámetro por facilidad de manipulación y apriete. Los pernos, al igual que las cuchillas, son de acero inoxidable.



**Figura 2.16 Estimación de ciclos de trabajo de cuchilla**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

En este punto, es necesario asegurar que los materiales escogidos cortarán sin problemas las hojas de banano. Para ello se realiza un análisis de esfuerzos de Hertz que son los esfuerzos producidos por el impacto de un material contra otro. Para ello es necesario definir dos contantes que son función de las propiedades físicas del material y se describen en la ecuación 49 y 50 (J. Yang & D. Chun, 1969):

$$K_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} \quad (49)$$

$$K_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \quad (50)$$

Las variables incluidas representan:

$K_1$	Constante de material hoja de banano
$K_2$	Constante de material acero
$\nu_1$	Módulo de Poisson de hoja de banano
$\nu_2$	Módulo de Poisson de acero
$E_1$	Módulo de Young de hoja de banano
$E_2$	Módulo de Young de acero



Con las constantes características de los materiales se define una máxima fuerza de compresión dada por la ecuación 51:

$$P_{max} = \frac{4 R_2^{\frac{1}{5}} \left( \frac{15}{16} \pi m_2 v^2 \right)^{\frac{3}{5}}}{3 \pi (K_1 + K_2)^{\frac{2}{5}}} \quad (51)$$

Que incluye las variables:

$v$  Velocidad de impacto

$R_2$  Radio de impacto

Para el radio de impacto se asume un valor pequeño pero representativo ya que es el radio que la cuchilla posee en el filo del bisel (1 mm). Se define también un radio máximo de contacto que es donde se distribuyen los esfuerzos al momento de corte y se expresa en la ecuación 52:

$$c_{max} = R_2^{\frac{2}{5}} \left( \frac{15\pi (K_1 + K_2) m_2 v^2}{16} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (52)$$

Finalmente, con los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores se puede obtener el valor máximo de los esfuerzos de contacto a través de la ecuación 53.

$$q_0 = \frac{3 P_{max}}{2 \pi c_{max}^2} \quad (53)$$

Tomando en cuenta la velocidad más baja de corte de la cuchilla se obtiene un esfuerzo de contacto de 790 MPa. Debido a que se trata de un análisis teórico se puede asegurar que los esfuerzos en los materiales no alcanzarán valores semejantes, sin embargo, de ello se puede concluir que el material será cortado sin problemas. Además, esto sirve como justificación para que las cuchillas no tengan vida infinita.

Se sugiere someter a las cuchillas a un tratamiento térmico de temple-revenido para aumentar su tiempo de vida útil (Ivan Bohman C.A., 2017).

### 2.5.6 Diseño de acople entre disco de corte y eje

A fin de acoplar el disco de corte al eje, el disco se ha de soldar con una barra perforada. La barra perforada tiene 35 mm de diámetro interior y 60 mm de diámetro exterior, que es una medida comercial. La dimensión del cordón de soldadura para unir se escoge de acuerdo con el mínimo requerido por el código AWS, como se muestra en la tabla 2.7. Debido a que el disco posee un espesor de 8 mm, la soldadura deberá tener una garganta de al menos 5 mm.

Para fijar el conjunto disco – barra perforada al eje del equipo se utilizarán dos prisioneros. La capacidad de sujeción de diferentes tamaños de prisioneros se muestra en la tabla 2.8. En base a la capacidad de sujeción mostrada en la tabla, se seleccionarán dos prisioneros de diámetro igual a media pulgada.

**Tabla 2.7 Espesor mínimo de garganta para soldadura de penetración parcial**

<b>Minimum Prequalified PJP Weld Size (E)</b>		
Base Metal Thickness (T) <sup>a</sup>	Minimum Weld Size <sup>b</sup>	
	in	mm
1/8 [3] to 3/16 [5] incl.	1/16	2
Over 3/16 [5] to 1/4 [6] incl.	1/8	3
Over 1/4 [6] to 1/2 [12] incl.	3/16	5
Over 1/2 [12] to 3/4 [20] incl.	1/4	6
Over 3/4 [20] to 1-1/2 [38] incl.	5/16	8
Over 1-1/2 [38] to 2-1/4 [57] incl.	3/8	10
Over 2-1/4 [57] to 6 [150] incl.	1/2	12
Over 6 [150]	5/8	16

Fuente: AWS, 2015

**Tabla 2.8 Capacidad de sujeción de tornillos prisioneros**

Tamaño, pulg	Par de torsión del asiento, lbf · pulg	Potencia de sujeción, lbf
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{5}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000
$\frac{9}{16}$	620	3 500
$\frac{5}{8}$	1 325	4 000
$\frac{3}{4}$	2 400	5 000
$\frac{7}{8}$	5 200	6 000
1	7 200	7 000

Fuente: R. Budynas & J. Nisbett, 2008

### 2.5.7 Selección de rodamientos

Debido a la disposición del equipo, se seleccionarán dos chumaceras de pared como apoyos del eje. Para un equipo de agricultura de uso en periodos cortos o intermitentes se escogió una vida equivalente a 8000 horas, según lo señalado en el manual de rodamientos y chumaceras para equipos que funcionan en el ámbito de la agricultura (SKF, 2013). Con la vida nominal definida para las chumaceras y la carga que soporta (reacciones calculadas en la sección del diseño de eje) se utiliza la ecuación 54 para obtener la carga dinámica básica necesaria.

$$L_{10h} = \frac{10000000}{60 n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (54)$$

El valor de carga dinámica se utiliza para seleccionar una chumacera que soporte la reacción y que tenga el diámetro del eje. Esto se selecciona del catálogo del

fabricante. La chumacera de pared escogida corresponde a la denominación FY 30 TR.

El momento de fricción ejercido por los rodamientos debe ser pequeño para que el equipo no tenga mayores inconvenientes para vencer la inercia del sistema en el arranque y que haya un consumo adicional de energía mínimo. El valor del momento de fricción está dado por la ecuación 55.

$$M = 0.5 \mu P d_e \quad (55)$$

El coeficiente de fricción para rodamientos de bolas rígidos tiene un valor de:

$$\mu = 0.0018$$

Evaluando la ecuación 55 se obtiene:

$$M = 0.0097 \text{ [Nm]}$$

Este valor será despreciable siempre que los rodamientos se mantengan con la lubricación adecuada.

### 2.5.8 Diseño de aspas

Se requiere incluir aspas junto al disco de corte para facilitar la salida del material. Esto se logra desplazando el aire dentro de la carcasa del equipo, formando un efecto de ciclón y desplazando el material cortado desde la entrada de la salida hasta la salida. A través de la ecuación 56 se evalúa la fuerza ejercida por las aspas al desplazar el aire.

$$F_c = \tau_{m\acute{a}x,b} A_b = 0.5 S_{y,b} \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (56)$$

Al obtener la fuerza ejercida por las aspas se calcula el torque de resistencia al sistema y la potencia que consume.

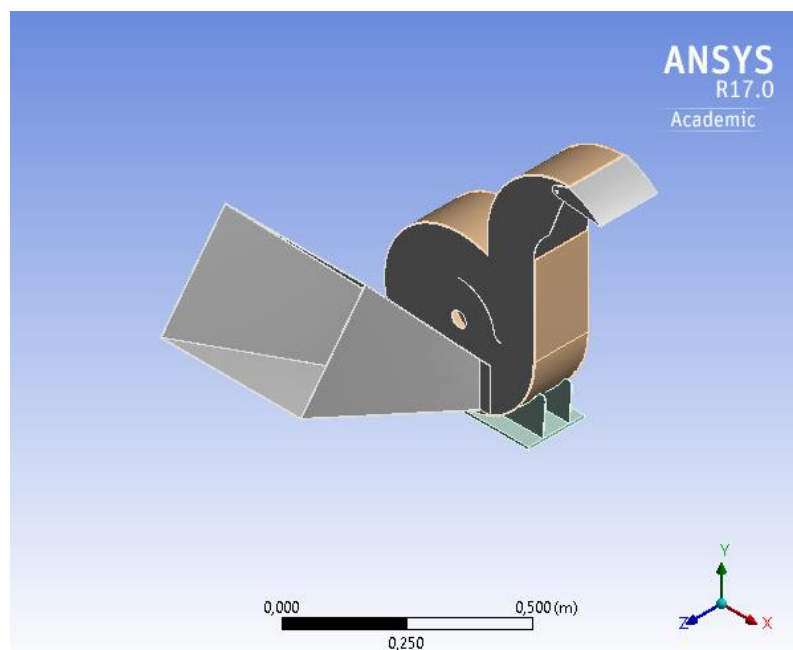
$$T = F \frac{D}{2} = 0.19 \text{ [Nm]}$$

$$P = T\omega = 0.09 \text{ [hp]}$$

La potencia obtenida es despreciable, por ende, las aspas pueden cubrir el espacio libre de la carcasa para cumplir la función descrita.

### 2.5.9 Diseño de estructura de soporte

La estructura de soporte está diseñada para cumplir con los requerimientos de peso del equipo. La salida está ubicada a 50 mm de la periferia de los elementos rotantes como se especifica en estándar de seguridad utilizado (ANSI, 2000). Toda la estructura está formada por plancha de 2 mm de acero ASTM A36. Se analizaron los modos de vibración de la estructura en el software de elementos finitos ANSYS Workbench 17.0 Academic® como se muestra en la figura 2.17.

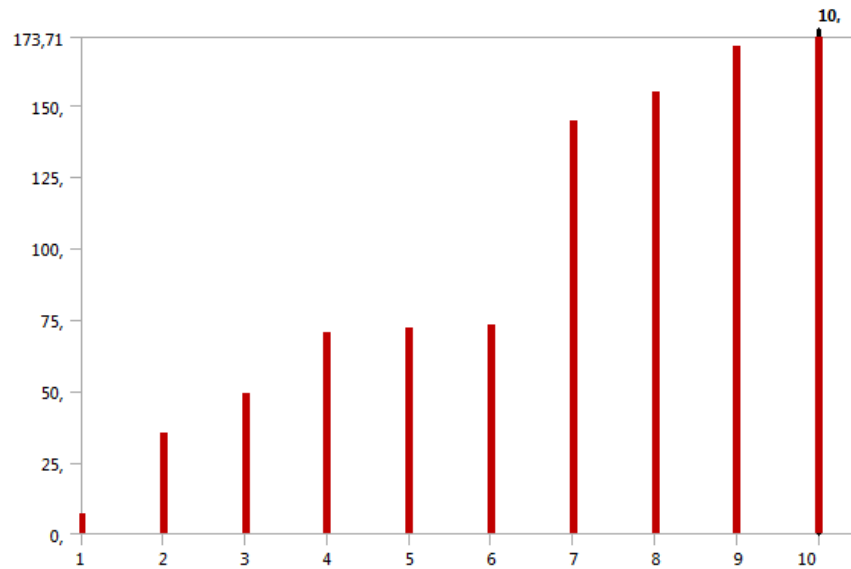


**Figura 2.17 Estructura de soporte de equipo**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

La estructura en la parte inferior para realizar la simulación. Se obtuvieron los modos de vibración mostrados en la figura 2.18. Los valores de los modos de vibración de la estructura de soporte se muestran en la tabla 2.9.



**Figura 2.18 Modos de vibración de estructura de soporte**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

**Tabla 2.9 Modos de vibración de estructura de soporte**

Modo de vibración	Frecuencia [Hz]	Frecuencia [rpm]
1	7,0348	422,088
2	35,389	2123,34
3	48,816	2928,96
4	70,489	4229,34
5	71,864	4311,84
6	73,143	4388,58
7	144,21	8652,6
8	154,58	9274,8
9	170,64	10238,4
10	173,71	10422,6

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

La frecuencia de rotación nominal del motor, que es igual a 1800 rpm, se encuentra distante de las frecuencias obtenidas como modos de vibración. A pesar de que al momento de arrancar el equipo la frecuencia de la estructura y motor se encuentran, esto no sucede por suficiente tiempo como para hacer entrar

a la estructura en resonancia. La velocidad de rotación del motor se encuentra al menos un 20% distante del segundo modo de vibración. Por ende, la estructura no entrará en resonancia y funcionará con niveles de vibración adecuados.

### 2.5.10 Selección de acople motor – eje

El equipo requiere un acople que permita transmitir el movimiento rotacional del motor al eje del sistema de corte. Para ello se escogió un acople de tipo flexible que permita utilizar el método de transmisión de potencia con el uso de chavetas. La selección se realiza en base a un torque diseño que relaciona la potencia del motor con un factor de servicio establecido por el fabricante, como se muestra en la ecuación 57:

$$Design\ Torque = \frac{f\ HP\ 63025}{RPM} \quad (57)$$

Con un factor de servicio de 1.5 para cortadores como el diseñado y una potencia de diseño correspondiente de 80 lb-in, se escoge el acople requerido. El diseño del chavetero en el eje del sistema depende del acople flexible escogido acorde a los parámetros de corte del equipo. En la figura 2.19 se muestra el tipo de acople expuesto (Lovejoy, 2017).



**Figura 2.19 Acople flexible**

Fuente: Lovejoy, 2017

### 2.5.11 Selección de batería

Se recomienda escoger una batería de corriente de auto debido a la facilidad de encontrar las mismas en el mercado local y por la capacidad de carga que ofrecen.

Para transformar el voltaje de la batería (12 voltios DC) al voltaje necesario para energizar el motor (110 voltios AC) se requiere el uso de un inversor. La selección del inversor se realiza en base a la potencia del motor del equipo. Una alternativa a este sistema es el uso de un motor de corriente continua (12 voltios DC), sin embargo, este tipo de motores presentan un elevado costo y no se encuentran fácilmente en el mercado nacional.



# CAPÍTULO 3

## 3. ANÁLISIS ECONÓMICO

En el análisis económico se describe un costo aproximado de materiales y mano de obra para fabricación del equipo. Se describe la factibilidad del proyecto considerando el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial en el proyecto.

### 3.1 Costo de construcción de equipo

Una de las premisas del desarrollo de la máquina picadora de hojas fue la de mantener la facilidad de manufactura del equipo, por ende, todos los materiales necesarios para la construcción han sido obtenidos de catálogos de proveedores nacionales y cotizados directamente con ellos. Cabe destacar que estos precios pudieran variar en el tiempo, especialmente el precio del acero. Los materiales necesarios para construcción del equipo con sus respectivos precios se muestran en la Tabla 3.1.

En la figura 3.1 se muestra un cronograma para la fabricación del equipo. El proceso de construcción debiera durar aproximadamente cuatro días laborables con recursos asignados como se indica en la tabla 3.2.

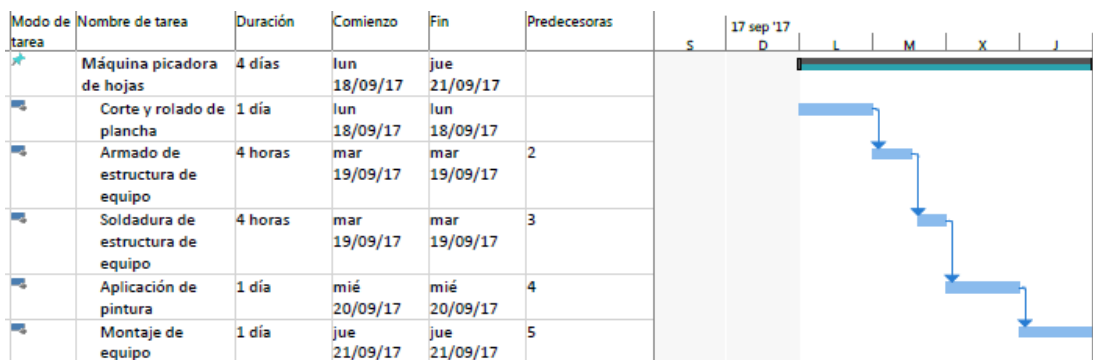
Si se considera el costo de una hora-hombre igual a \$10, se puede obtener el costo aproximado de la mano de obra. Adicionalmente, las empresas cobran una utilidad entre 25% y 30% sobre el precio que cargan. En caso de comprar los materiales, el porcentaje de utilidad se cargaría sólo a la mano de obra. En la tabla 3.3 se muestra el resumen de todos los montos nombrados y el costo total del equipo.

**Tabla 3.1 Lista de materiales para construcción de equipo**

<b>Materiales</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Subtotal</b>	<b>Costo total (+12% IVA)</b>
Plancha de acero ASTM A36 1220x2440x8 mm	0,5	\$140.66	\$ 78.77
Plancha de acero ASTM A36 1220x2440x1,4 mm	1	\$ 68.39	\$ 76.60
Platina de acero AISI 304 6x50x1000 mm	1	\$ 36.00	\$ 40.32
Eje de transmisión AISI 1040 35x300 mm	1	\$ 3.50	\$ 3.92
Barra perforada SPIRAFORT® 65x35x100 mm	1	\$ 4.25	\$ 4.76
Bisagra torneada de 1/2"	2	\$ 1.25	\$ 2.80
Perno cabeza plana acero inoxidable 1/2"x1 1/2"	13	\$ 0.70	\$ 10.19
Tuerca acero inoxidable 1/2"	13	\$ 0.25	\$ 3.64
Anillos de presión de 1/2"	12	\$ 0.15	\$ 2.02
Tubo redondo 1/2" CED 40	1	\$ 7.88	\$ 8.83
Motor monofásico cerrado WEG 3 hp 1750 rpm	1	\$300.00	\$ 336.00
Acople flexible con chavetero	1	\$ 5.00	\$ 5.60
Batería BOSCH cerrada S4 120 Ah	1	\$100.00	\$ 112.00
Cargador de batería 110 V	1	\$ 50.00	\$ 56.00
Chumaceras de pared FY 35 TR	2	\$ 12.00	\$ 26.88
Ruedas de caucho 30 cm	2	\$ 15.00	\$ 33.60
<b>Pintura</b>			
Epóxico JET-70 MP	1	\$ 67.34	\$ 75.42
Reductor epóxico JET POXI 100	1	\$ 18.30	\$ 20.50
Diluyente laca	2	\$ 3.87	\$ 8.67
		<b>Total</b>	<b>\$906,51</b>

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia



**Figura 3.1 Cronograma de construcción del equipo**

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

**Tabla 3.2 Actividades y recursos asociados a la construcción del equipo**

Actividad	Número de personas	Número de horas
Corte y rolado de plancha	1	8
Armado de estructura	1	4
Soldadura de estructura	1	4
Montaje de equipo	2	8
Aplicación de pintura	1	8

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

**Tabla 3.3 Cuadro resumen de costo de construcción del equipo**

Actividad	Mano de obra	Material	Subtotal
Construcción y montaje de equipo	\$ 320,00	\$ 801,92	\$ 1.121,92
Aplicación de pintura epóxica	\$ 80,00	\$ 104,59	\$ 184,59
Utilidad	\$ 120,00		\$ 120,00
	<b>Total</b>		<b>\$1426.51</b>

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

### 3.2 Análisis de factibilidad económica

Para analizar la viabilidad económica de la construcción del equipo es necesario analizar su impacto en el desarrollo de la actividad para la que fue diseñado. Actualmente el trabajo de dos personas que se dedican a esta actividad pudiera ser reemplazado por un operario con el equipo trabajando menos horas a la semana. Si se considera el pago de los trabajadores como sueldo básico, el costo de hora hombre será de \$2.38. Esta relación se muestra en la tabla 3.4.

**Tabla 3.4 Diferencia en desarrollo de actividades de picado de hojas**

Número de operadores	Horas de trabajo al mes	Total
1 (Equipo)	80	\$ 190,00
2 (Actividad manual)	120	\$ 570,00

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

En la tabla 3.5 se muestra la devaluación del equipo en el tiempo, tomando en cuenta un estimado de la vida útil de cada uno de sus componentes.

**Tabla 3.5 Devaluación de la máquina picadora de hojas**

Material	Vida Útil	Depreciación anual	Depreciación mensual
Estructura de soporte	70	\$ 1,52	\$ 0,13
Sistema de corte	70	\$ 1,26	\$ 0,10
Cuchillas de acero inoxidable	5	\$ 10,03	\$ 0,84
Chumaceras	5	\$ 4,80	\$ 0,40
Motor	20	\$ 15,00	\$ 1,25
Batería	2	\$ 50,00	\$ 4,17
Cargador de batería	20	\$ 11,50	\$ 0,96
Pintura	5	\$ 18,68	\$ 1,56

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

El uso de del equipo implica consumo de energía eléctrica para recargar las baterías. El costo de la energía en zonas rurales es de 0.09 Kw/h. Si se requiere una recarga semanal por 40 horas, el costo mensual de energía eléctrica será de \$14.4. No se requiere dar mantenimiento al equipo sino una lubricación periódica a los rodamientos por lo que el costo de mantenimiento no se toma en cuenta.

Tomando en cuenta el flujo de ingresos y gastos a partir de la mitad del año de haber comprado el equipo se recupera la inversión del mismo y luego el dinero invertido se convierte en ahorra. Del análisis efectuado se obtienen los indicadores económicos TIR (tasa interna de retorno) y VAN (valor actual neto) que se muestran en la tabla 3.6. Al comparar el TIR con una TMAR igual a 11.46% se deduce que el proyecto es rentable y puede ser implementado con la seguridad financiera del caso.

**Tabla 3.6 Indicadores económicos de proyecto**

<b>TIR</b>	19.41%
<b>VAN</b>	\$ 2.256,39

Fuente: Romero, 2017

Elaboración propia

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se describen las lecciones aprendidas a partir del diseño detallado de los componentes y el análisis económico del equipo. Se detallan condiciones para asegurar un uso apropiado del equipo que aumente a su vez la vida útil del mismo.

### 4.1 Conclusiones

- ✓ El proceso de diseño del equipo ha sido iterativo. Se obtuvo un equipo que cumple con las especificaciones requeridas: resistente a la corrosión por sus cuchillas de acero inoxidable, peso (aproximadamente igual a 45 Kg), funcionamiento autónomo con energía eléctrica y transportable por una sola persona (sistema de ruedas e izaje incorporado para cable vía).
- ✓ Todos los materiales que han de utilizarse para la construcción del equipo pueden encontrarse en el mercado local. Así mismo, todas las tareas relacionadas con la manufactura del equipo pueden realizarse por empresas locales de pequeña escala.
- ✓ Por su simplicidad, el equipo es de fácil montaje y mantenimiento por lo que no se necesitan operarios especializados para su uso. Además, los componentes son de fácil manufactura y pueden conseguirse en caso de avería.
- ✓ El costo final aproximado del equipo es de \$1426.21 resultando competitivo ya que se encuentra en el rango del precio de otros equipos similares. La ventaja representativa es que, al ser de fabricación nacional, el equipo podrá contar con repuestos rápidos evitando paros por el tiempo que toma importar componentes.
- ✓ Al funcionar con energía eléctrica, el equipo aportará al proceso de acreditación de las fincas orgánicas debido a que su uso implica un impacto ambiental mínimo.
- ✓ El que determinados elementos, como el eje, estén sobredimensionados pareciera una desventaja, sin embargo, no representa un inconveniente debido a que los factores de precio, peso y espacio no varían de forma significativa entre las opciones disponibles.

## 4.2 Recomendaciones

- ✓ Una vez construido el equipo, se deberán realizar todos los test recomendados por la norma ANSI/OPEI B71.6 para garantizar de esta manera la seguridad de los operarios que fueran a manipularla.
- ✓ Para la fabricación, el material recomendado para las cuchillas puede someterse a un tratamiento térmico de temple-revenido para aumentar la vida útil del filo de las mismas.
- ✓ Se deben adquirir baterías de plomo cerradas para energizar el equipo. Las baterías abiertas con orificios pueden derramar ácido durante su transporte causando un perjuicio a la salud del operario o al estado de plantas del cultivo.
- ✓ El equipo no está diseñado para ser levantado por una persona. Realizar esta actividad está en contra de cualquier condición ergonómica establecida y puede provocar daños a la salud del operario. Se debe transportar el equipo a través del cable vía o sobre sus ruedas.

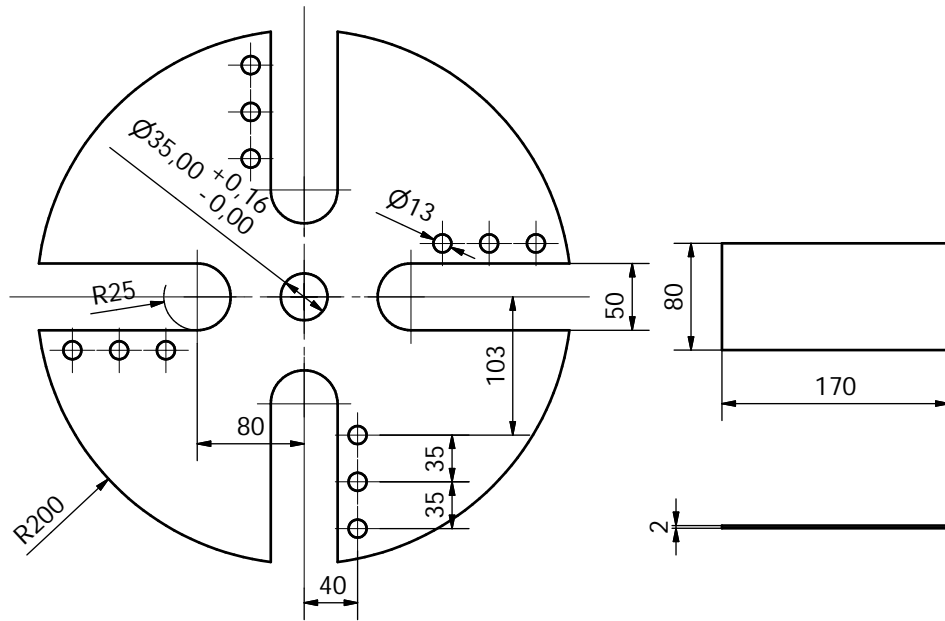
# BIBLIOGRAFÍA

1. A. Ajani. (2011). Mechanical Properties of Plantain Pseudostem. Kwame Nkrumah University of Science.
2. A. Srivastava, C. Goering, R. Rohrbach, & D. Buckmaster. (2006). Engineering Principles of Agricultural Machines. American Society of Agricultural and Biological Engineers.
3. ANSI. (2000). ANSI/OPEI B71.6 American Nation Standard for Powered Shredder/Grinders, Shredder/Baggers, Chippers, and Walk-Behind Chipper/Vacuums – Safety Specifications.
4. AWS. (2015). AWS D1.1/D1.1M:2015 Structural Welding Code - Steel.
5. B. Aubert. (1973). Particularités anatomiques liées au comportement hydrique des bananiers. *Fruits*, 28, 589–604.
6. Bedair S. (2005). 5" Horizontal Wood Chipper [Imagen online]. Retrieved from <http://bedair.org/Projects/chipper1.html>
7. Department of Energy of U.S.A. (2014). Determining Electric Motor Load and Efficiency. Retrieved from <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/04/f15/10097517.pdf>
8. Elsevier. (1997). Rings, Discs and Cylinders subjected to rotation and thermal gradients. Retrieved from [http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~sarric/SMS/Readings/32669\\_04.pdf](http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~sarric/SMS/Readings/32669_04.pdf)
9. FAO. (2017). Organic banana production in Peru. Retrieved from [www.fao.org/world-banana-forum](http://www.fao.org/world-banana-forum)
10. FiBL. (2017). Organic crops: Area data for selected crops. Retrieved from <http://www.organic-world.net/statistics/statistics-data-tables/ow-statistics-data-crops.html>
11. Guía técnica para prevención. (2003). Guía técnica para la evaluación y prevención de los riesgos relativos a la manipulación manual de cargas. Ministerio de Trabajo e Inmigración de España.
12. Hardened gears [Imagen online]. (2017). Retrieved from <http://www.jordanreductionsolutions.com/industrial-shredder.html>
13. Ivan Bohman C.A. (2017). Catálogo de productos.

14. J. K. Lekasi, M. Bekunda, P. L. Woomer, & J. Tenywa. (1999). Decomposition of Crop Residues in Banana-Based Cropping Systems of Uganda. *Biological Agriculture and Horticulture*.
15. J. Yang, & D. Chun. (1969). Application of the Hertz Law to problems of impact in plates. U.S. Naval Ordnance Laboratory. Retrieved from <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/704783.pdf>
16. Lovejoy. (2017). Product catalog: Jaw couplings.
17. M. Soto. (1985). *Bananos: Cultivo y Comercialización*.
18. Marie-Madeleine Couteaux, Pierre Bottner, & Bjorn Berg. (1995). Litter decomposition, climate and litter quality. *Trends in Ecology and Evolution*.
19. Morphology of banana [Imagen online]. (2017). Retrieved from <http://www.promusa.org/tiki-index.php?page=Morphology+of+banana+plant>
20. Multi Vac Impeller [Imagen online]. (2017). Retrieved from <http://agrimetal.com/en/sweeper-vacs/multi-vac-sweeper-vac/>
21. O. Ghahraei, M. H. Khoshtaghaza, & D. Ahmad. (2008). Design and development of special cutting system for sweet sorghum harvester. *Journal of Central European Agriculture*, 9(3), 469–474.
22. R. Budynas, & J. Nisbett. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Octava)*. McGraw-Hill.
23. R. Norton. (2009). *Diseño de maquinarias: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos (4ta edición)*. Mc Graw Hill.
24. SKF. (2013). Y-bearings and Y-bearing units.
25. Vernon Meentemeyer. (1978). Macroclimate and lignin control of litter decomposition rates. *Ecological Society of America*, 59(3), 465–472.

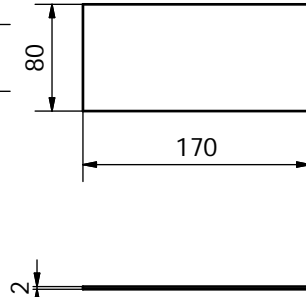


# **ANEXOS**



**Disco de corte**  
Fabricar 1 u.

Escala 1:4

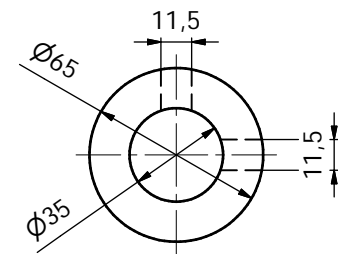


**Cuchilla de corte**  
Fabricar 1 u.

Escala 1:2

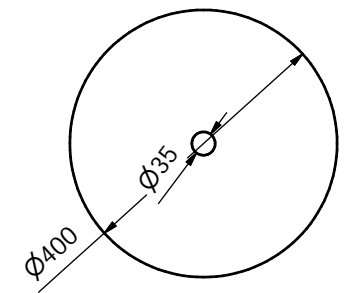
**Aspa**  
Fabricar 4 u.

Escala 1:4



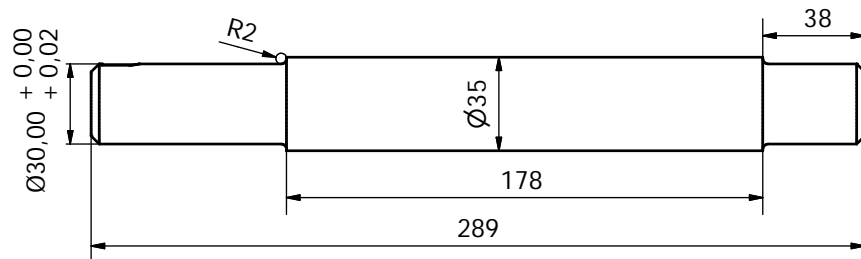
**Barra perforada**  
Fabricar 1 u.

Escala 1:2



**Disco de salida de material**  
Fabricar 1 u.

Escala 1:8



**Eje**  
Fabricar 1 u.

Escala 1:2

**Chavetero**  
(Maquinar acorde a acople flexible)

Diseñado por:  
**J. ROMERO**

Revisado por:  
**J. MARCIAL**

Approved by  
**L. CASTRO**

Date  
**04/09/17**

Date  
**04/09/17**

Escuela Superior Politécnica del Litoral  
Campus Gustavo Galindo Velasco  
Km 30.5 Vía Perimetral  
Teléfonos: 0996750012  
Email: jrromero@espol.edu.ec

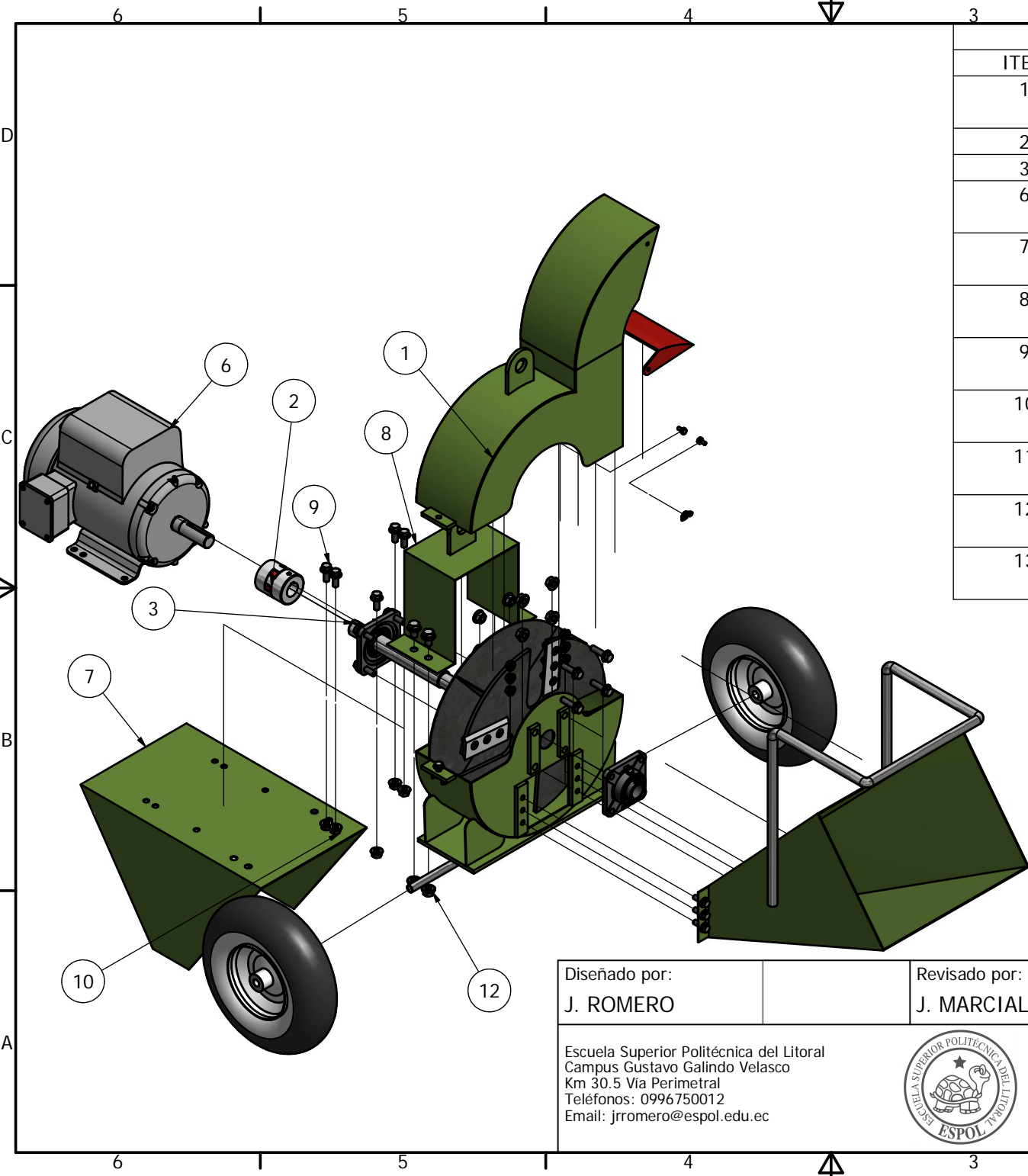


**PLANO DE TALLER**

**MECANISMO DE CORTE**

Edición  
**1**

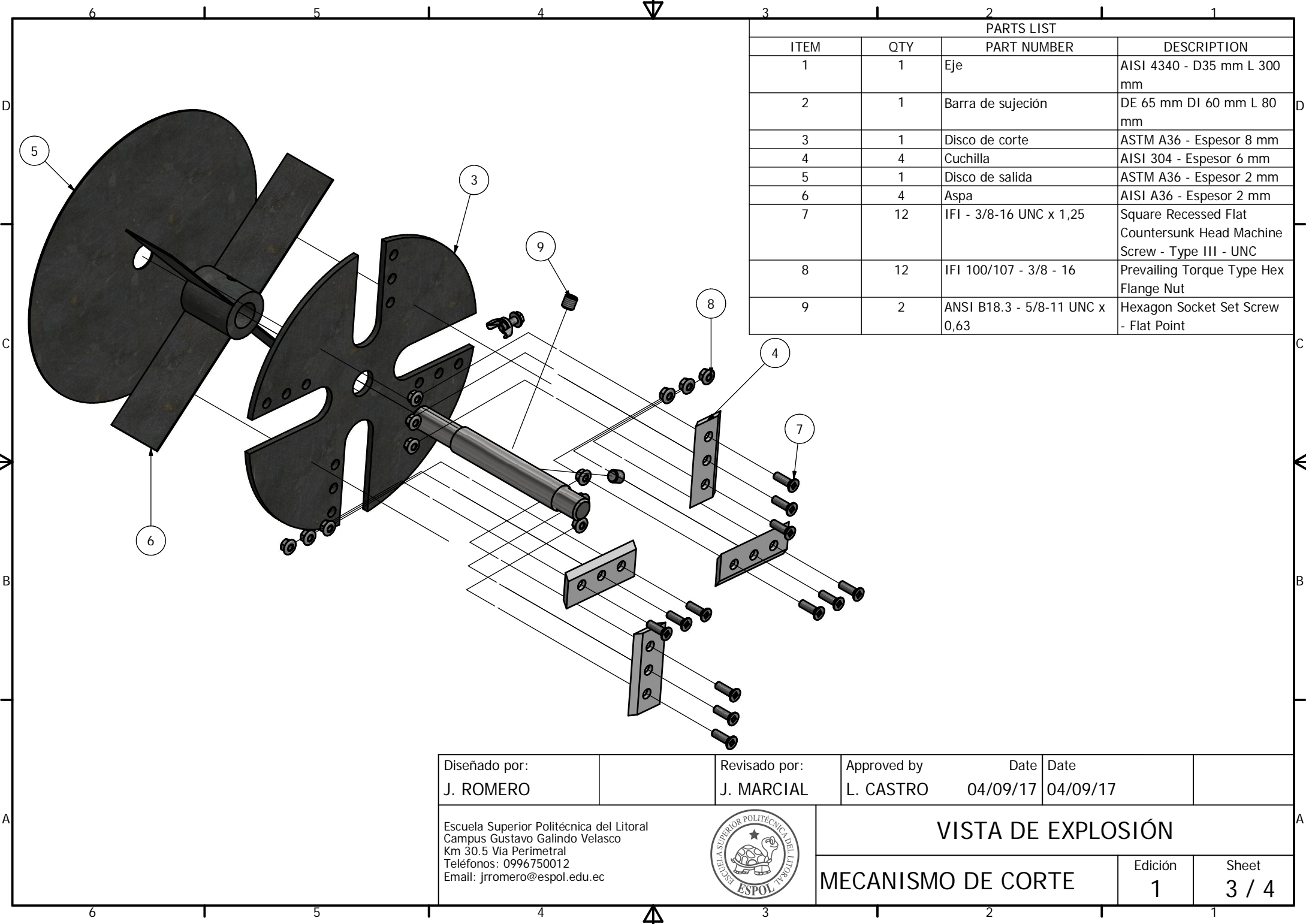
Sheet  
**4 / 4**



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Estructura de soporte	ASTM A36. Espesor 2 mm.
2	1	Elastic Coupling L095	
3	1	ISO 2491 - A 8 x 5 x 18	Thin parallel keys
6	1	Motor 3 hp 1800 rpm	Monofásico (110 V) 3 hp 1800 rpm
7	1	Base de motor	ASTM A36. Espesor 2 mm.
8	1	Caja de motor	ASTM A36. Espesor 2 mm.
9	6	IFI 111 - 7/16-14 UNC x 1	Hex Flange Screw - Regular Thread - Inch
10	6	IFI 100/107 - 7/16 - 14	Prevailing Torque Type Hex Flange Nut
11	4	IFI 111 - 1/2-13 UNC x 0,75	Hex Flange Screw - Regular Thread - Inch
12	4	IFI 100/107 - 1/2 - 13	Prevailing Torque Type Hex Flange Nut
13	2	ANSI B18.3 - 5/8-11 UNC x 0,63	Hexagon Socket Set Screw - Flat Point

Diseñado por: <b>J. ROMERO</b>	Revisado por: <b>J. MARCIAL</b>	Approved by <b>L. CASTRO</b>	Date <b>04/09/17</b>	Date <b>04/09/17</b>
Escuela Superior Politécnica del Litoral Campus Gustavo Galindo Velasco Km 30.5 Vía Perimetral Teléfonos: 0996750012 Email: jrromero@espol.edu.ec		<b>VISTA DE EXPLOSIÓN</b>		
<b>EQUIPO COMPLETO</b>			Edición <b>1</b>	Sheet <b>1 / 4</b>





PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Eje	AISI 4340 - D35 mm L 300 mm
2	1	Barra de sujeción	DE 65 mm DI 60 mm L 80 mm
3	1	Disco de corte	ASTM A36 - Espesor 8 mm
4	4	Cuchilla	AISI 304 - Espesor 6 mm
5	1	Disco de salida	ASTM A36 - Espesor 2 mm
6	4	Aspa	AISI A36 - Espesor 2 mm
7	12	IFI - 3/8-16 UNC x 1,25	Square Recessed Flat Countersunk Head Machine Screw - Type III - UNC
8	12	IFI 100/107 - 3/8 - 16	Prevailing Torque Type Hex Flange Nut
9	2	ANSI B18.3 - 5/8-11 UNC x 0,63	Hexagon Socket Set Screw - Flat Point

Diseñado por: <b>J. ROMERO</b>	Revisado por: <b>J. MARCIAL</b>	Approved by <b>L. CASTRO</b>	Date <b>04/09/17</b>	Date <b>04/09/17</b>
-----------------------------------	------------------------------------	---------------------------------	-------------------------	-------------------------

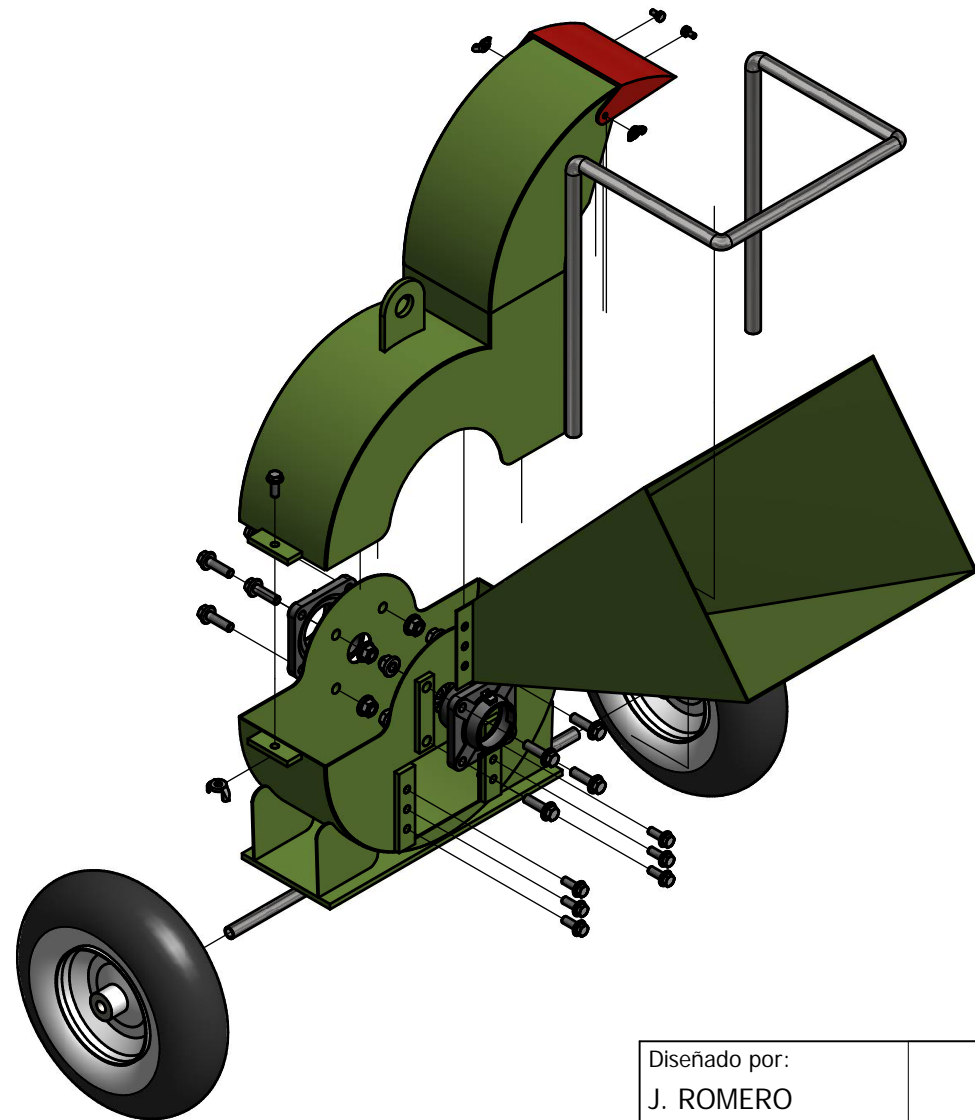
Escuela Superior Politécnica del Litoral  
 Campus Gustavo Galindo Velasco  
 Km 30.5 Vía Perimetral  
 Teléfonos: 0996750012  
 Email: jrromero@espol.edu.ec



**VISTA DE EXPLOSIÓN**

**MECANISMO DE CORTE**

Edición <b>1</b>	Sheet <b>3 / 4</b>
---------------------	-----------------------



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2	Salida1	ASTM A36. Espesor 1.4 mm.
2	1	Salida2	ASTM A36. Espesor 1.4 mm.
3	1	Placadeflectora	ASTM A36. Espesor 1.4 mm.
4	1	Tolva1	ASTM A36. Espesor 1.4 mm.
5	1	Ejellanta	ASTM A36. Espesor 1.4 mm.
6	2	Llanta de carreta 13"	
7	1	Manija	Tubo 1" CD 40.
8	2	Chumacera de pared SFK	FY 30 TR
9	8	IFI 111 - 7/16-14 UNC x 1,5	Hex Flange Screw - Regular Thread - Inch
10	8	IFI 100/107 - 1/2 - 13	Prevailing Torque Type Hex Flange Nut
11	6	IFI 111 - 3/8-16 UNC x 1	Hex Flange Screw - Regular Thread - Inch
12	6	IFI 100/107 - 3/8 - 16	Prevailing Torque Type Hex Flange Nut
13	2	ANSI/ASME B18.2.1 - 1/4-20 UNC - 0,5	Hex Bolt - UNC (Regular Thread - Inch)
14	2	ANSI B18.17 - 1/4 - 20 Regular	Type D - Style 2 - Wing Nut Regular
15	1	ANSI B18.6.3 - 3/8-16 UNC x 1	Hexagon Head Screw
16	1	ANSI B18.17 - 3/8 - 16	Type D - Style 1 - Wing Nut

Diseñado por:  
J. ROMERO

Revisado por:  
J. MARCIAL

Approved by  
L. CASTRO

Date  
04/09/17

Date  
04/09/17

Escuela Superior Politécnica del Litoral  
Campus Gustavo Galindo Velasco  
Km 30.5 Via Perimetral  
Teléfonos: 0996750012  
Email: jrromero@espol.edu.ec



## VISTA DE EXPLOSIÓN

ESTRUCTURA DE SOPORTE

Edición  
1

Sheet  
2 / 4