

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL
CACAO**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

ANDRES MAURICIO ROSERO LAGUNA

andresroserolag@hotmail.com

RODOLFO FERNANDO TOAPANTA CHANCUSIG

rodolfo_toapanta@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.

jaime.vargas@epn.ec

Quito, Marzo 2008

CONTENIDO

1 ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE EL CACAO	1
1.2.1 Zona Norte.....	2
1.2.2 Zona Central.....	2
1.2.3 Zona Sur.....	2
1.3 BOTÁNICA DEL CACAO.....	4
1.3.1 LA SEMILLA.....	4
1.3.2 EL FRUTO	5
1.3.3 FORMA, TAMAÑO Y COLOR DE LAS MAZORCAS.....	6
1.3.4 TEMPERATURA	6
1.3.5 HUMEDAD RELATIVA.....	7
1.4 CLASIFICACIÓN, COSECHA Y DESGRANE DEL CACAO	8
1.4.1 CLASIFICACIÓN DEL CACAO	8
1.4.2 LA COSECHA.....	9
1.4.3 EL DESGRANE.....	9
2 ESTUDIO DE CAMPO DEL CACAO Y DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO.....	12
2.1 ESTUDIO DE CAMPO	12
2.2 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO.....	18
2.2.1 PARÁMETROS FUNCIONALES.....	18
2.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	19
2.3 PESOS DEL CACAO.....	28
2.4 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE CORTE.....	30
2.4.1 SECUENCIA DE LAS PRUEBAS DEL LABORATORIO.....	30
3 ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	34
3.1 ALTERNATIVA 1: MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO CON CUCHILLAS RECTAS.....	35
3.1.1 Ventajas de la Alternativa 1.....	37
3.1.2 Desventajas de la Alternativa 1.....	37
3.2 ALTERNATIVA 2: MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO CON CUCHILLAS CIRCULARES.....	37
3.2.1 Ventajas de la Alternativa 2.....	38
3.2.2 Desventajas de la Alternativa 2.....	39
3.3 VALORACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	39
3.3.1 Ponderación de los Factores.....	39

3.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A USARSE EN EL DISEÑO	40
3.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS	41
3.5.1 Verificación del Montaje	42
3.5.2 Verificación de Alineación y Paralelismo.....	42
3.5.3 Verificación de la Sincronización de los Motores.....	42
4 DISEÑO DE LA MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO.....	43
4.1 INTRODUCCIÓN	43
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	44
4.2.1 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR EN EL RODILLO MOTRIZ.....	46
4.2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LAS POLEAS DENTADAS.	49
4.2.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	50
4.2.4 POTENCIA PARA MOVER LOS EJES MOTRICES.....	53
4.2.5 POTENCIA PARA MOVER LOS EJES DISTRIBUIDORES.....	56
4.2.6 POTENCIA DEBIDO AL PESO DEL CACAO	60
4.2.7 POTENCIA REQUERIDA DEBIDO A LA FUERZA APLICADA ...	61
4.2.8 POTENCIA REQUERIDA.	61
4.2.9 SELECCIÓN DEL PASO DE LA BANDA DENTADA.	63
4.3 DISEÑO DEL RESORTE REGULADOR DE LAS CUCHILLAS MÓVILES.....	65
4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE MOTRIZ.....	79
4.4.1 FUERZAS APLICADAS AL EJE MOTRIZ.....	79
4.5 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DISTRIBUIDOR	88
4.6 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE PARA LA BIELA MANIVELA	102
4.7 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES INTERMEDIOS.....	111
4.8 DIMENSIONAMIENTO DEL PASADOR PARA EL SISTEMA BIELA – MANIVELA DEL SISTEMA DE CORTE.....	115
4.9 DIMENSIONAMIENTO DEL PASADOR PARA EL SISTEMA BIELA – MANIVELA DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN	117
4.10 DISEÑO DEL RESORTE PARA EXPULSAR LA CÁSCARA DEL CACAO.....	119
4.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DISTRIBUIDOR PARA EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN.....	128
4.12 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	139
4.12.1 RODAMIENTOS DEL EJE MOTRIZ	140
4.12.2 RODAMIENTOS DEL EJE DISTRIBUIDOR.....	141

4.12.3	RODAMIENTOS DEL EJE BIELA MANIVELA.....	142
5	CONSTRUCCION Y MONTAJE DE LA MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DE CACAO.	144
5.1	Construcción de la Máquina.....	144
5.1.1	Maquinas y Herramientas.....	144
5.1.2	Operaciones Tecnológicas	146
5.2	Cursograma Sinóptico de Construcción	146
5.2.1	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	148
5.2.2	SISTEMA DE CORTE.....	149
5.2.3	SISTEMA MOTRIZ CORTE	150
5.2.4	SISTEMA MOTRIZ DE EXTRACCIÓN	151
5.2.5	ESTRUCTURA.....	152
5.2.6	MONTAJE	153
5.2.7	CURSOGRAMA SINÓPTICO DE MONTAJE	154
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	155
6.1	CONCLUSIONES	155
6.2	RECOMENDACIONES	156

INDICE TABLAS

Tabla 1-1 Influencia de la Humedad Relativa en el porcentaje de mazorcas enfermas y rendimiento del cacao.....	7
Tabla 2-1 Longitud Promedio del Cacao.....	20
Tabla 2-2 Diámetro Exterior " \varnothing_e " Promedio del Cacao.....	21
Tabla 2-3 Diámetro Interior " \varnothing_i " Promedio del Cacao.....	22
Tabla 2-4 Distancia Permisible al Corte "La" Promedio del Cacao.....	23
Tabla 2-5 Diámetro Distancia Permisible al Corte " \varnothing_a " Promedio del Cacao.	24
Tabla 2-6 Distancia Permisible al Corte "Lb" Promedio del Cacao.....	25
Tabla 2-7 Diámetro Distancia Permisible al Corte " \varnothing_b " Promedio del Cacao.	26
Tabla 2-8 Espesor de la Cáscara Promedio del Cacao.....	27
Tabla 2-9 Resumen de las Tablas Promedio referentes a las Dimensiones del Cacao.	27
Tabla 2-10 Resumen de las Tablas Promedio referentes a los Pesos del Cacao.	29
Tabla 2-11 Resultados de la Fuerza de Corte Obtenidas en las Pruebas de laboratorio.....	32
Tabla 2-12 Resumen de los datos promedio de las dimensiones del cacao.	32
Tabla 2-13 Resumen de los datos promedio de la fuerza de corte del cacao.....	33
Tabla 2-14 Resumen de los datos promedio del peso de corte del cacao.	33
Tabla 3-1 Análisis de las Alternativas de Diseño.	41
Tabla 4-1 Dimensiones de las poleas y velocidades angulares.....	48
Tabla 4-2 Inercia del eje motriz.....	54
Tabla 4-3 Resultados de inercia total del eje distribuidor.....	56
Tabla 4-4 Resultados de inercia total del eje distribuidor.....	58
Tabla 4-5 Resultados de inercia total del eje distribuidor.	128
Tabla 4-6 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje motriz.	141
Tabla 4-7 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje distribuidor.....	142
Tabla 4-8 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje biela manivela.....	143
Tabla 5-1 Lista de Herramientas.....	145
Tabla 5-2 Designación de Máquinas Herramientas y Equipos.....	145
Tabla 5-3 Designación de Instrumentos de medición y verificación.....	145
Tabla 5-4 Operaciones Tecnológicas.	146
Tabla 5-5 Simbología usada en cursogramas.	147

INDICE GRAFICOS

Gráfico 1-1 Localización Geográfica de las principales zonas cacaoteras del Ecuador.....	3
Gráfico 4-1 Máquina Separadora de la Semilla del Cacao	44
Gráfico 4-2 Esquema del sistema de transmisión de movimiento.....	45
Gráfico 4-3 Esquema del resorte regulador.....	65
Gráfico 4-4 Esquema preliminar del rodillo motriz.	79
Gráfico 4-5 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.....	82
Gráfico 4-6 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz.	83
Gráfico 4-7 Diagrama de momento flector del eje motriz.	83
Gráfico 4-8 Diagrama de Goodman Modificado.	87
Gráfico 4-9 Esquema del eje distribuidor.	88
Gráfico 4-10 Diagrama de cuerpo libre del eje distribuidor.	91
Gráfico 4-11 Diagrama de cortante del eje distribuidor.....	96
Gráfico 4-12 Diagrama de momento flector del eje motriz.....	96
Gráfico 4-13 Diagrama de Goodman modificado.....	100
Gráfico 4-14 Esquema preliminar del eje biela manivela.....	102
Gráfico 4-15 Diagrama de cuerpo libre del Eje Biela Manivela	105
Gráfico 4-16 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz.	105
Gráfico 4-17 Diagrama de momento flector del eje motriz.....	105
Gráfico 4-18 Diagrama de Goodman modificado.....	110
Gráfico 4-19 Esquema preliminar del eje intermedio.....	111
Gráfico 4-20 Diagrama de cortante del eje motriz.....	112
Gráfico 4-21 Diagrama de momento flector del eje motriz.....	112
Gráfico 4-22 Esquema del resorte de Tensión.....	119
Gráfico 4-23 Diagrama de cortante del eje distribuidor.....	133
Gráfico 4-24 Diagrama de momento flector del eje distribuidor.....	133
Gráfico 4-25 Diagrama de Goodman modificado.....	137
Gráfico 5-1 Cursograma de construcción de elementos pertenecientes al Sistema de Alimentación.	148
Gráfico 5-2 Cursograma de construcción de los elementos del sistema de corte.	149
Gráfico 5-3 Cursograma de construcción de los elementos del sistema motriz de corte.	150
Gráfico 5-4 Cursograma de construcción de los elementos del Sistema Motriz usado en la extracción.	151
Gráfico 5-5 Cursograma de construcción de la estructura.	152
Gráfico 5-7 Cursograma sinóptico de montaje.....	154

INDICE FOTOGRAFIAS

Fotografía 1-1 Semilla del Cacao.....	4
Fotografía 1-2 Partes del Cacao.....	5
Fotografía 1-3 Método Tradicional de Corte del Cacao.....	10
Fotografía 2-1 Visita Finca "Sta. Teresita" (El Carmen- Prov. Manabí)	14
Fotografía 2-2 Visita Hacienda "Delia María" (Pedro Vicente Maldonado-Prov. Pichincha)	15
Fotografía 2-3 Visita Hacienda "Delia María" (Pedro Vicente Maldonado- Prov. Pichincha)	16
Fotografía 2-4 Visita Hacienda "San Luis" (Armenia-Prov. Napo)	17
Fotografía 2-5 Medición de la Longitud del Cacao (L)	20
Fotografía 2-6 Medición del Diámetro Exterior del Cacao (\varnothing_e)	21
Fotografía 2-7 Medición del Diámetro Interior del Cacao (\varnothing_i)	22
Fotografía 2-8 Medición Distancia Permisible al Corte del Cacao (La)	23
Fotografía 2-9 Medición Distancia Permisible al Corte del Cacao (Lb)	24
Fotografía 2-10 Espesor de la cáscara del Cacao (Ec)	26
Fotografía 2-11 Peso Mazorca del Cacao (PM)	28
Fotografía 2-12 Peso Baba del Cacao (PB)	29
Fotografía 2-13 Prueba de Corte al Cacao realizada en el Laboratorio de Resistencia de Materiales	30
Fotografía 2-14 Cuchilla utilizada para las pruebas del Laboratorio de Resistencia de Materiales	31

SIMBOLOGÍA

I = Inercia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$).

d_{ext} = Diámetro externo (m).

d_{int} = Diámetro interno (m).

d = Diámetro (m).

m = Masa del cuerpo (kg).

V = Volumen (m^3).

ρ = Densidad (kg/m^3).

L = Longitud (m).

ω = Velocidad angular (rad/s).

ω_0 = Velocidad angular inicial (rad/seg).

v = Velocidad lineal (m/s).

r = Radio (m).

α = Aceleración angular (rad/s^2).

t = Tiempo (s).

T = Torque (Nm).

P = Potencia (kW.).

n = velocidad angular en revoluciones por minuto (rpm).

F = Fuerza aplicada (N).

f = factor de fricción

$F_{m\acute{a}x}$ = Fuerza máxima de trabajo(N).

l_0 = Longitud inicial con precarga (N).

l_F = Longitud final de trabajo (N).

D = Diámetro medio del resorte (m).

C = Índice del Resorte

S_{ut} = Resistencia última a la tensión (MPa).

A = Constante (MPa).

K_s = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

N_e = Número de espiras activas.

N_T = Número total de espiras.

N_D = Número de espiras inactivas

k = Constante o módulo del resorte (N/m).

G = Módulo de rigidez (GPa).

S_{se} = Resistencia a la fatiga (MPa).

K_c = Factor de confiabilidad.

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

k_c = Factor de curvatura.

K_s = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

σ_x = Esfuerzo de flexión (MPa).

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión (MPa).

M = Momento flexionante en la sección crítica (Nm).

Mt = Momento torsionante en la sección crítica (Nm).

σ_x = Esfuerzo de flexión (MPa).

S_y = resistencia a la fluencia (MPa)

n_s = factor de seguridad

P_C = Fuerza radial de la polea (N).

R_p = Radio de la polea (m).

P_P = *Peso de la polea (N).*

P_T = *Peso (N).*

N = *Fuerza normal (N).*

q = *Fuerza distribuida (N/m).*

$F_{mín}$ = *Fuerza mínima de trabajo (N).*

$F_{máx}$ = *Fuerza máxima de trabajo (N).*

L_{10h} = Duración nominal en horas de servicio.

C = Capacidad de carga dinámica en (N).

p = Exponente de la fórmula de duración.

RESUMEN

El presente proyecto mantiene como propósito el diseño de una MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO que ayude al pequeño agricultor cacaotero.

El proyecto involucra la recopilación de información básica necesaria para comprender el funcionamiento de éste tipo de maquinaria, así como de los componentes y accesorios que la conforman.

Inicialmente se plantean posibles alternativas de solución, considerando que todas cumplan con los requisitos especificados. La selección de la alternativa más adecuada se la hace evaluando la funcionalidad y mantenimiento de cada una de ellas.

Una vez seleccionada la alternativa que mejor se adapte a las necesidades del productor, se procede con el diseño de todos los sistemas que permiten el funcionamiento de la máquina.

Todas las piezas a construir y a seleccionar, están diseñadas acorde con la tecnología existente en el país, considerando materiales y elementos de fácil adquisición en el mercado nacional.

Se desarrollan los cálculos de los elementos de mayor importancia en cada uno de los sistemas, así como los procedimientos de selección de componentes y accesorios, además de una recopilación de planos de taller y de montaje de todos los sistemas que conforman la máquina.

PRESENTACIÓN

La industria cacaotera en el Ecuador ha tenido un notable progreso, prueba de ello es la gran cantidad de fábricas que se dedican a la producción de chocolate, algunas, incluso han conseguido abarcar una parte del exigente mercado internacional con buenos resultados.

Sin embargo, la llegada de nuevos competidores al sector y la apertura del mercado hacia la libre competencia, representan un gran reto al que la industria ecuatoriana se enfrenta.

La buena calidad y los bajos precios de los productos de industrias extranjeras obligan a buscar maneras de reducir costos de fabricación.

Empresas dedicadas a la comercialización del cacao se muestran interesadas en disponer de maquinaria agrícola apropiada para el beneficio de este producto.

CAPITULO 1

1 ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 INTRODUCCIÓN

La producción eficiente y sostenible forma parte del desarrollo en la actividad agrícola que permite la adopción de tecnologías para incrementar significativamente los niveles de producción y productividad, para lo cual se debe promover y facilitar el uso eficiente de los recursos tecnológicos e introducirlos de modo tal, que permitan a los productores ser cada vez más competitivos ofreciendo productos de calidad para mantener una economía sostenible.

En el mundo globalizado, de competitividad y una economía de libre mercado, el proceso de desarrollo agrícola obliga a alcanzar resultados a corto plazo, lo cual implica la utilización de material de alta productividad, confiables que no alteran el medio ambiente, con la finalidad de negociar los mejores precios para los agricultores.

Las características peculiares del cacao son de mucha importancia para la aplicación de un paquete tecnológico que de respuestas a las reales necesidades de los cacaoteros, lo cual permita que el cultivo tradicional se lo realice en un breve tiempo, incremente la producción y productividad en el cultivo de cacao que por lo general es realizado sin manejo técnico.

1.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE EL CACAO

La producción de cacao en el Ecuador es un importante renglón para la economía nacional, en especial por su significativa contribución a la generación de divisas por concepto de exportación. En la actualidad ocupa el tercer lugar en el monto de

exportaciones del sector agrícola, después del banano y de las flores. Gracias a la característica de calidad del cacao Nacional por su sabor y aroma florales, el Ecuador tiene una clara ventaja competitiva en el mercado mundial.

Las principales provincias donde la producción del cacao es importante son :

1.2.1 Zona Norte

- Esmeraldas: Quinindé, Viche, Esmeraldas, San Lorenzo y Muisne;
- Manabí: Chone, El Carmen, Calceta, Rocafuerte y Pichincha;
- Pichincha: Santo Domingo de los Colorados;
- Cotopaxi: La Maná, El Corazón y San Miguel.

1.2.2 Zona Central

Comprende la parte norte de la Cuenca del Río Guayas y la provincia de Los Ríos.

- Guayas: Balzar, Colimes, Santa Lucía, Urvina Jado;
- Los Ríos: Vinces, Palenque, Baba, Guare, Isla Bejucal San Juan, Pueblo Viejo, sur de Ventanas, Catarama, Ricaurte, Babahoyo y Quevedo.

1.2.3 Zona Sur

Corresponde a la parte sur de la provincia del Guayas y la provincia de El Oro.

- Guayas: Milagro, Naranjito, Naranjal, Balao Chico, Tenguel;
- El Oro: Santa Rosa, Machala, El Guabo y Tendales.

Gráfico 1-1 Localización Geográfica de las principales zonas cacaoteras del Ecuador



Fuente: Estimación del Proyecto ECU-B7
Elaboración: Estimación del Proyecto ECU-B7

1.3 BOTÁNICA DEL CACAO

1.3.1 LA SEMILLA.

La semilla del cacao se llama comúnmente “haba” o “grano de cacao”. El termino “haba de cacao”, es para designar la semilla que ha sufrido las operaciones de fermentación y de secado necesarias para la preparación del cacao comercial, mientras que el término “grano” o “haba fresca”, para referirse a la semilla tal como es extraída del fruto maduro (ver fotografía 1-1).

Fotografía 1-1 Semilla del Cacao



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

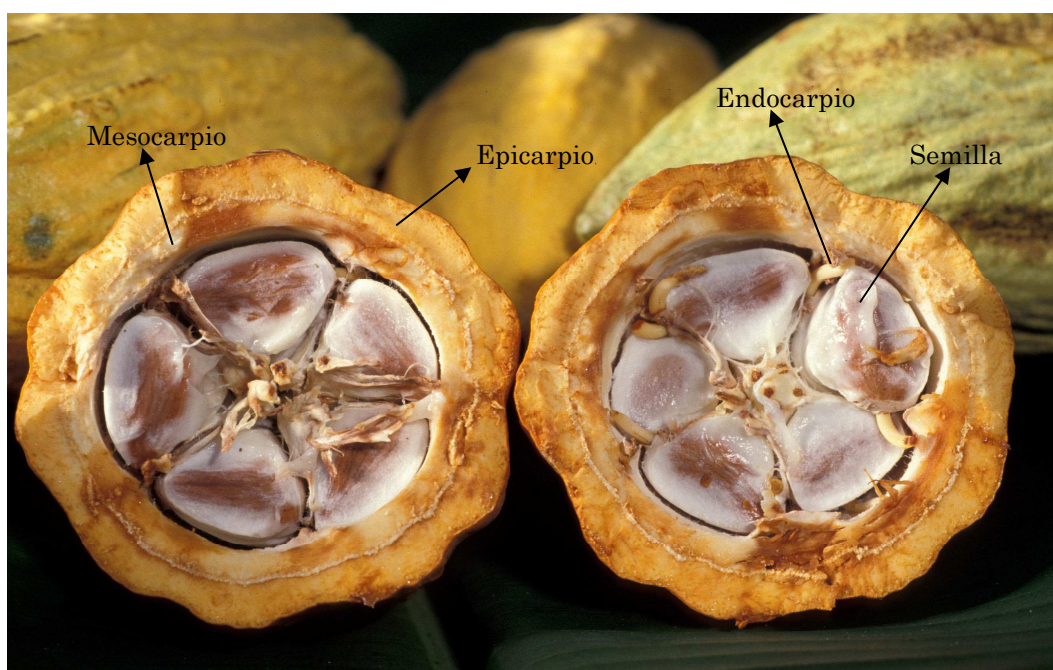
La semilla o almendra de cacao tiene la forma de una haba mas o menos gruesa, de dos a tres centímetros de longitud y está cubierta por una pulpa ácida azucarada llamada mucílago, conocida como “baba”, en una mazorca se encuentran de veinte a cincuenta almendras unidas a un eje central llamado placenta.

1.3.2 EL FRUTO

El fruto de cacao llamado comúnmente “mazorca” es una drupa grande, sostenida por un pedúnculo fuerte y fibroso, que procede del engrosamiento del pedicelo floral; su forma varía considerablemente y ha servido de base para determinar las diferentes variedades dentro de la especie.

Al hacer un corte transversal del fruto, tal como se muestra en la fotografía 1-2, aparecen las siguientes partes: el epicarpio (exocarpio) de color verde, amarillo, rojizo o morado, formado por tejido epidérmico que contiene compuestos antociánicos. El mesocarpio, de consistencia carnosa y de color amarillento, está compuesto por tejido parenquimático y finalmente, una capa interna llamada endocarpio, constituida por un tejido de consistencia más leñosa que los anteriores.

Fotografía 1-2 Partes del Cacao



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

1.3.3 FORMA, TAMAÑO Y COLOR DE LAS MAZORCAS

El color, tamaño y forma de las mazorcas del cacao son variables según los genotipos.

Las características de las mazorcas son utilizadas en la identificación del cacao que está listo para la cosecha, estas particularidades son las siguientes:

Color: la mazorca antes de la madurez puede ser verde, rojo – violeta, más o menos subido de tono o verde parcialmente pigmentado de rojo – violeta. Cuando la mazorca alcanza la madurez, el verde pasa a amarillo y el rojo violeta vira a anaranjado, aunque en algunos casos la pigmentación persiste después de la madurez.

Forma: La forma de la mazorca viene determinada, por la relación entre la longitud y la anchura, así como de la forma en los dos extremos: el extremo apical puede en efecto terminar o no con un estrangulamiento en forma de cuello de botella y el extremo basal puede ser mas o menos acuminado.

Tamaño: El tamaño de la mazorca se determina por su longitud que puede variar de diez a treinta centímetros (media de doce a quince centímetros) y por su anchura igualmente muy variable (media de siete a nueve centímetros).

Número y profundidad de los surcos: cinco o diez surcos marcan más o menos la mazorca de una a otra punta.

1.3.4 TEMPERATURA

La temperatura para el cultivo de cacao debe estar entre los valores siguientes:

Mínima de 23°C

Máxima de 32°C

Optima de 25°C

Estos datos muestran una pauta para dar algunas de las condiciones del diseño de la máquina, las mismas que se especifican de una manera detallada más adelante.

1.3.5 HUMEDAD RELATIVA.

En general, la humedad relativa (H.R.) del aire es muy importante en la regulación de evaporación del agua del suelo y la transpiración de la planta. El ambiente debe ser húmedo, el cacao no se comporta bien si el ambiente que rodea la planta es extremadamente seco, tal como se muestra en la tabla 1-1.

Tabla 1-1 Influencia de la Humedad Relativa en el porcentaje de mazorcas enfermas y rendimiento del cacao.

ZONA (PROVINCIA)	HUMEDAD RELATIVA	MAZORCAS ENFERMAS %	RENDIMIENTO Kg/Ha
Viche (Esmeraldas)	85	51	467
Chone (Manabí)	86	37	381
Quevedo (Los Ríos)	85	41	335
Montalvo (Los Ríos)	—	56	222
Naranjito (Guayas)	82	33	356
Naranjal (Guayas)	82	53	843
Machala (El Oro)	80	31	1078

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

1.4 CLASIFICACIÓN, COSECHA Y DESGRANE DEL CACAO

1.4.1 CLASIFICACIÓN DEL CACAO

El cacao de producción comercial corresponde al nombre científico *Theobroma cacao*, que comprende los siguientes complejos genéticos: criollos, forasteros amazónicos y trinitarios.

1.4.1.1 Cacao Forastero

Es la más cultivada en el mundo; se estima que ocupa alrededor del 80% del área en producción. Se caracteriza por su relativa resistencia a ciertas enfermedades y su alta productividad.

Sin embargo, en cuanto a calidad no se lo clasifica como “cacao fino”, por lo cual generalmente se lo utiliza mezclándolo con otras variedades de mayor calidad.

1.4.1.2 Cacao Nacional

Se produce en el Ecuador, ha sido clasificado como del tipo “forastero”, puesto que posee algunas características fenotípicas de éste, no obstante se diferencia en que posee un sabor y aroma característicos, que son muy apreciados por las industrias de todo el mundo. Tradicionalmente se conoce al cacao ecuatoriano como “**cacao de arriba**”, debido a que se lo cultivaba en la zona superior del río Guayas (río arriba), denominación que se convirtió en sinónimo de buen sabor y aroma.

1.4.1.3 Cacao Trinitario

Ocupa del 10-15% de la producción mundial, está constituido por el cruzamiento del criollo de Trinidad con la variedad introducida de la Cuenca del Orinoco; se lo

considera cacao de calidad. Dentro de esta variedad se ubica el CCN51 que es producto de la investigación realizada en el Ecuador, en la zona de Naranjal. Este clon presenta características de alta producción y tolerancia a las enfermedades pero no tiene el aroma que posee el Nacional.

1.4.2 LA COSECHA.

Generalmente, la madurez de las mazorcas se aprecia por su cambio de color: el verde pasa a amarillo y el rojo al anaranjado. No obstante, para ciertos frutos que tienen una pigmentación rojo – violeta muy acusada, este cambio de color puede no ser muy aparente y se corre el riesgo de cosechar a tiempo las mazorcas que han alcanzado su plena madurez.

No se debe aguardar mucho tiempo para recolectar una mazorca madura en relación a los riesgos de podredumbre y germinación de las habas. Pero todavía es más grave recolectar las mazorcas antes de su madurez, pues de este modo pronto influye muy desfavorablemente sobre la fermentación, dan un porcentaje elevado de habas violetas y empizarradas y reducen de manera sensible el rendimiento del cacao seco.

La cosecha debe ser efectuada a intervalos regulares que debería ser en un término medio de diez a quince días en época lluviosa y treinta días en época seca, la frecuencia depende un poco de la conveniencia del agricultor; en época de alta producción generalmente la cosecha es semanal.

1.4.3 EL DESGRANE.

Tras la recolección, las mazorcas son transportadas cerca del lugar donde deben ser fermentadas las habas. Las mazorcas se abren en el mismo lugar de recolección y las habas solas son transportadas en sacos hacia el taller de tratamiento; pero esto se queda solo justificado en el caso de grandes

plantaciones donde cada día pueden ser cosechadas y puestas a fermentar cantidades importantes de habas.

Se llama **desgrane** la operación que consiste en partir las mazorcas y extraer los granos o haba fresca, los cuales, separados de la placenta y pasan a la fermentación. El desgrane se efectúa por regla general a mano.

Lo más sencillo es golpear a la mazorca con un pedazo de madera para con ello romper la cáscara perpendicularmente al mayor diámetro de la mazorca. La parte inferior de la cáscara es eliminada con facilidad mientras que las habas frescas permanecen unidas a la placenta que ha quedado enganchada a la parte superior de la mazorca: la extracción de las habas y su separación de la placenta se hace fácilmente con la ayuda de dos dedos deslizándolos a lo largo de la placenta por uno y otro lado.

Este método es preferible al tradicional que consiste en abrir la mazorca en sentido longitudinal con ayuda de un machete, así como se muestra en la fotografía 1-3.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Se propinan dos golpes sobre la concha, en caras opuestas, acompañando al segundo por un movimiento de torsión que permita abrir la mazorca. Las habas frescas son extraídas con la punta del machete, pero en este caso quedan adheridas a la placenta. La utilización del machete compromete la integridad de los granos, pero el inconveniente más grave de este método consiste en no eliminar, de pronto, la placenta que luego es más difícil de retirar. Además, cualquier fragmento de placenta hace menos regular el secado y perjudica la presentación del producto.

El desgrane, cuando la cosecha es importante precisa una mano de obra abundante. Si se admite que un hombre puede proceder a la recogida diaria de mil quinientas mazorcas, debe contarse también con otra jornada de trabajo para la cortada de las mil quinientas mazorcas.

CAPITULO 2

2 ESTUDIO DE CAMPO DEL CACAO Y DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1 ESTUDIO DE CAMPO

Es importante conocer con detalle cada una de las actividades desarrolladas para el proceso del desgrane de cacao, que permita implantar un proceso técnico para optimizar el tiempo dedicado a esta actividad.

Por la escasez de información existente en relación al desgrane ha sido necesario realizar un trabajo de campo en las diferentes zonas en las que se cultiva este producto para observar de manera práctica los métodos manuales utilizados para el desenvolvimiento de esta actividad.

El sector cacaotero ecuatoriano requiere un proceso de desgrane de calidad el mismo que se consigue cuando los productores deciden ser innovadores, pioneros en su rama permitiendo tecnificar de acuerdo a sus necesidades para producirlos dentro de parámetros establecidos.

El trabajo de campo se realiza en tres visitas a fincas cacaoteras de buena incidencia productiva. Los resultados se presentan a continuación:

TRABAJO DE CAMPO No. 1

Provincia: **Manabí**

Lugar: **El Carmen** (Ver Fotografía 2-1)

Temperatura promedio: **26° C**

Humedad relativa: **76 % H.R.**

Nombre de la Finca: **Finca "Sta. Teresita"**

Variedad del cacao en producción: **Cacao Clonal**

Número de cosechas al año: **2**

Periodos de cosecha:

- **Abril – Mayo**
- **Octubre - Diciembre**

Número de Ha. con sembríos de cacao: **7 Ha.**

Producción de cacao seco por Ha. (kg. / Ha.): **500 kg./Ha.**

Producción de cacao en baba por Ha. (kg. / Ha.): **1500 kg./Ha**

Número de Mazorcas obtenidas por Ha.: **5 000 mazorcas / Ha**

Dimensiones promedio de la Mazorca madura:

Longitud: **178 mm.**

Diámetro mayor: **86 mm.**

Peso promedio de la mazorca: **1,57 kg.**

Peso promedio de la baba: **4 kg.**

Método de desgrane utilizado: **Corte manual con machete**

Participantes: **Director y ejecutores del Proyecto**

Fotografía 2-1 Visita Finca “Sta. Teresita” (El Carmen-Prov. Manabí)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

TRABAJO DE CAMPO No. 2

Provincia: **Pichincha**

Lugar: **San Vicente de Andoas** (Ver Fotografía 2-2 y Fotografía 2-3)

Temperatura promedio: **24°C**

Humedad relativa: **75%**

Nombre de la hacienda: **“Delia Maria”**

Variedad del cacao en producción: **Clonal CN 51**

Número de cosechas al año: **2**

Periodos de cosecha:

- **Octubre - Diciembre**

- **Abril – Mayo**

Número de Ha. con sembríos de cacao: **4 Ha.**

Producción de cacao seco por Ha. (kg. / Ha.): **300 kg. / Ha.**

Producción de cacao en baba por Ha. (kg. / Ha.): **350 kg. / Ha.**

Número de Mazorcas obtenidas por Ha.: **28 600 mazorcas / Ha**

Dimensiones promedio de la Mazorca madura:

Longitud: **170 mm**

Diámetro mayor: **80mm.**

Peso promedio de la mazorca: **1,5 Kg.**

Peso promedio de la baba: **3,5 kg.**

Método de desgrane utilizado: **Corte manual con machete**

Participantes: **IDEM**

Fotografía 2-2 Visita Hacienda “Delia María” (Pedro Vicente Maldonado-Prov. Pichincha)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Fotografía 2-3 Visita Hacienda “Delia María” (Pedro Vicente Maldonado-Prov. Pichincha)

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

TRABAJO DE CAMPO No. 3

Provincia: **Napo**

Lugar: **Armenia** (VER Fotografía 2-4)

Temperatura promedio: **25 °C**

Humedad relativa: **78%**

Nombre de la hacienda: “ **San Luis** “

Variedad del cacao en producción: **Cacao Nacional**

Número de cosechas al año: **2**

Periodos de cosecha:

- **Octubre - Diciembre**
- **Abril – Mayo**

Número de Ha. con sembríos de cacao: **6 Ha.**

Producción de cacao seco por Ha. (kg. / Ha.): **400 kg. / Ha**

Producción de cacao en baba por Ha. (kg. / Ha.): **1250 kg. / Ha.**

Número de Mazorcas obtenidas por Ha.: **4 200 mazorcas / Ha**

Dimensiones promedio de la Mazorca madura:

Longitud: **175 mm.**

Diámetro mayor: **83 mm.**

Peso promedio de la mazorca: **1,52 kg.**

Peso promedio de la baba: **3,8 kg.**

Método de desgrane utilizado: **Corte manual con machete**

Participantes: **IDEM**

Fotografía 2-4 Visita Hacienda “San Luis” (Armenia-Prov. Napo)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

2.2 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO

2.2.1 PARÁMETROS FUNCIONALES

2.2.1.1 Ambiente de trabajo

El ambiente de trabajo es el medio donde va a funcionar la máquina separadora de la semilla del cacao tomando en consideración, el clima húmedo de las zonas donde existe la producción del cacao, con temperatura promedio de 25 °C y una humedad relativa promedio del 75%.

Se debe tener en cuenta que la máquina va a ser manipulada por un operario humano, a quien se debe ofrecer seguridad contra accidentes.

2.2.1.2 Vida útil

La máquina está diseñada para vida infinita, el número de ciclos que debe soportar la máquina, sin fallar, debe ser mayor a 10^6 , por lo que se realiza los cálculos de los elementos a falla por fatiga.

2.2.1.3 Tamaño y peso

El tamaño de la máquina depende directamente del diseño del mismo, así como los materiales, especificaciones y capacidad de la misma.

La máquina debe tener un tamaño lo más cómodo posible para su operación, posibilidad para ser montada y movilizada con la menor dificultad.

2.2.1.4 Materiales

Se considera el uso de acero inoxidable para las partes donde existe un contacto directo con la semilla del cacao para evitar su influencia en la calidad del producto, además se debe verificar la resistencia de los materiales que estén expuestos a cargas que puedan hacer fallar el diseño.

2.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

Para determinar los parámetros de diseño utilizados en el presente Proyecto de Titulación, es necesario establecer las dimensiones del cacao como son: diámetro exterior, diámetro interior, longitud, espesor de la cáscara, distancias permisibles al corte en el cacao, peso de la mazorca del cacao, peso de la semilla del cacao y de la fuerza utilizada para el corte de la cáscara.

Para la determinación de los datos que se utilizan para el diseño de la Máquina se calculan con la Media Aritmética para n impar, para lo cual se usa la ecuación:

$$\text{Mediana} = \frac{(n+1)}{2} \qquad \text{Ec. 2-1}$$

Donde:

n Número de datos

2.2.2.1 DIMENSIONES DEL CACAO

Del estudio de campo realizado, se determina de manera práctica las diversas dimensiones, así como las distancias permisibles al corte del cacao para evitar daño en las semillas.

En las tablas y fotografías mostradas a continuación, se exponen los valores los valores promedios de las distintas mediciones realizadas con su respectiva nomenclatura.

Las tablas con todos los valores medidos se muestran en el Anexo B.

Fotografía 2-5 Medición de la Longitud del Cacao (L)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-1 Longitud Promedio del Cacao.

Longitud (L)	
Nº Muestra	Prom L (mm)
1	156,5
2	162
3	162
4	167,5
5	171
6	174,5
7	175,5
8	178*
9	178,5
10	181,5
11	184
12	188
13	196
14	197,5
15	207,5
Promedio	178,7
Máximo	207,5
Mínimo	156,5

Fuente: Propia
Elaboración: Propia
* Valor calculado con la mediana

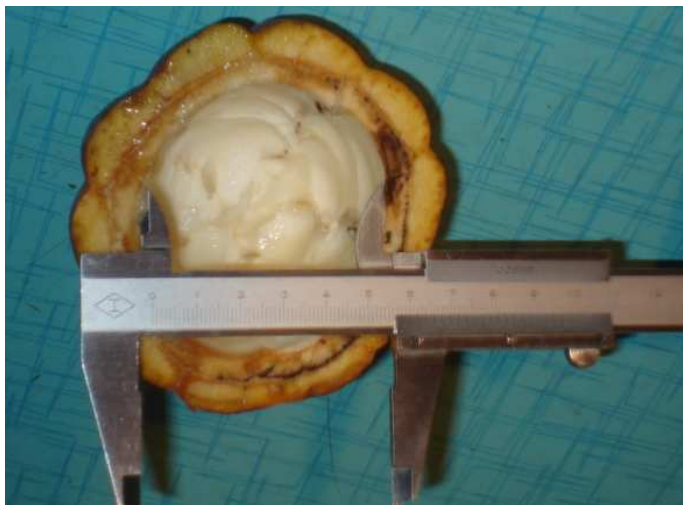
Fotografía 2-6 Medición del Diámetro Exterior del Cacao (\varnothing e)

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-2 Diámetro Exterior “ \varnothing e ” Promedio del Cacao

Diámetro Exterior (\varnothing e)	
N° Muestra	Prom De (mm)
1	83,5
2	84,6
3	84,8
4	85,0
5	85,0
6	85,3
7	86,1
8	86,1*
9	86,6
10	87,1
11	87,5
12	88,1
13	88,3
14	88,9
15	92,1
Promedio	86,6
Máximo	92,1
Mínimo	83,5

Fuente: Propia
Elaboración: Propia
* Valor calculado con la mediana

Fotografía 2-7 Medición del Diámetro Interior del Cacao (\varnothing_i)

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-3 Diámetro Interior “ \varnothing_i ” Promedio del Cacao.

Diámetro Interior (\varnothing_i)	
N° Muestra	Prom Di (mm)
1	52,5
2	52,6
3	53,3
4	54,7
5	54,8
6	55,4
7	56,1
8	56,4*
9	57,3
10	58,5
11	58,5
12	59,1
13	59,3
14	59,5
15	60,9
Promedio	56,6
Máximo	60,9
Mínimo	52,5

Fuente: Propia
Elaboración: Propia
* Valor calculado con la mediana

Cabe aclarar que la distancia permisible al corte (L_a), es la longitud medida desde el pedúnculo hasta antes de la semilla del cacao.

Fotografía 2-8 Medición Distancia Permisible al Corte del Cacao (L_a)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-4 Distancia Permisible al Corte “ L_a ” Promedio del Cacao.

Longitud a (L_a)	
N° Muestra	Prom L_a (mm)
1	24,7
2	25,7
3	25,7
4	26,1
5	26,2
6	26,3
7	26,4
8	26,6*
9	27,1
10	27,3
11	27,6
12	28,1
13	28,1
14	28,4
15	29,2
Promedio	26,9
Máximo	29,2
Mínimo	24,7

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Los datos de la Longitud (Lb), es la medida establecida entre la parte apical del cacao hasta la semilla del mismo.

Tabla 2-5 Diámetro Distancia Permisible al Corte “ Øa ” Promedio del Cacao.

Diámetro a (Øa)	
N° Muestra	Prom Da (mm)
1	28,0
2	28,9
3	29,4
4	29,5
5	30,4
6	31,0
7	31,0
8	31,7*
9	31,7
10	32,4
11	32,5
12	33,6
13	33,6
14	34,0
15	34,3
Promedio	31,4
Máximo	34,3
Mínimo	28,0

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Valor calculado con la mediana

Fotografía 2-9 Medición Distancia Permisible al Corte del Cacao (Lb)



Tabla 2-6 Distancia Permissible al Corte "Lb" Promedio del Cacao.

Longitud b (Lb)	
Nº Muestra	Prom La (mm)
1	25,4
2	25,7
3	26,3
4	26,8
5	27,1
6	27,5
7	27,6
8	28,2*
9	28,3
10	28,5
11	29,0
12	29,2
13	29,6
14	29,9
15	31,1
Promedio	28,0
Máximo	31,1
Mínimo	25,4

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Valor calculado con la mediana

Los datos de los diámetros ($\varnothing a$) y ($\varnothing b$) son necesarios para el cálculo de las dimensiones que se requieren para la extracción del grano del cacao del interior de la mazorca.

Tabla 2-7 Diámetro Distancia Permissible al Corte “ Øb” Promedio del Cacao.

Diámetro b (Øb)	
N° Muestra	Prom Db (mm)
1	28,0
2	28,5
3	28,6
4	29,4
5	29,5
6	29,5
7	30,7
8	30,7*
9	31,4
10	31,5
11	31,6
12	32,2
13	32,4
14	33,3
15	34,5
Promedio	30,8
Máxima	34,5
Mínimo	28,0

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Valor calculado con la mediana

Fotografía 2-10 Espesor de la cáscara del Cacao (Ec)



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-8 Espesor de la Cáscara Promedio del Cacao.

Espesor (Ec)	
N° Muestra	Prom Ec (mm)
1	18,4
2	18,5
3	18,5
4	18,6
5	19,1
6	19,3
7	19,4
8	20,3*
9	20,3
10	20,4
11	20,8
12	21,4
13	21,5
14	21,5
15	21,9
Promedio	20,0
Máximo	21,9
Mínimo	18,4

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Valor calculado con la mediana

En la Tabla 2.9 expuesta a continuación se muestra un resumen de los promedios de todas la tablas anteriores referentes a las dimensiones del cacao.

Tabla 2-9 Resumen de las Tablas Promedio referentes a las Dimensiones del Cacao.

	Promedios (mm)	Máximos (mm)	Mínimos (mm)
Longitud (L)	178,7	207,5	156,5
Diámetro Exterior	86,6	92,1	83,475
Diámetro Interior	56,6	60,9	52,5
Longitud de a	26,9	29,2	24,725
Diámetro de a	31,4	34,25	27,95
Longitud de b	28,0	31,1	25,35
Diámetro de b	30,8	34,45	27,95
Espesor	20,0	21,9	18,35

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Valor calculado con la mediana

2.3 PESOS DEL CACAO

De igual manera, las investigaciones de campo realizadas permiten determinar los pesos de la mazorca (PM) y del fruto, las cuales van a permitir el cálculo de la capacidad de la máquina ya que con este parámetro se consigue el número de cacaos que van a ingresar en la misma, así como el tiempo que se va a demorar en el corte de cada uno de ellos para optimizar y obtener mayor cantidad de baba del cacao en comparación con la producción realizada mediante un corte manual.

Fotografía 2-11 Peso Mazorca del Cacao (PM)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Fotografía 2-12 Peso Baba del Cacao (PB)



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

De igual manera que en las tablas de dimensiones del cacao, en la tabla 3.10 se exponen solo los valores promedios de los pesos medidos, mientras que todos los valores se muestran en el Anexo A.

Tabla 2-10 Resumen de las Tablas Promedio referentes a los Pesos del Cacao.

Peso Cacao		
N° Muestra	Prom PM (gr)	Prom PB (gr)
1	1200	300
2	1175	325
3	1125	250
4	900	225
5	925	250
6	1125	275
7	1175	250
8	825	325
9	825	225
10	850	225
11	1200	275
12	1150	300
13	1050	250
14	1150	225
15	1050	275
Sumatorio	15725.0	3975.0

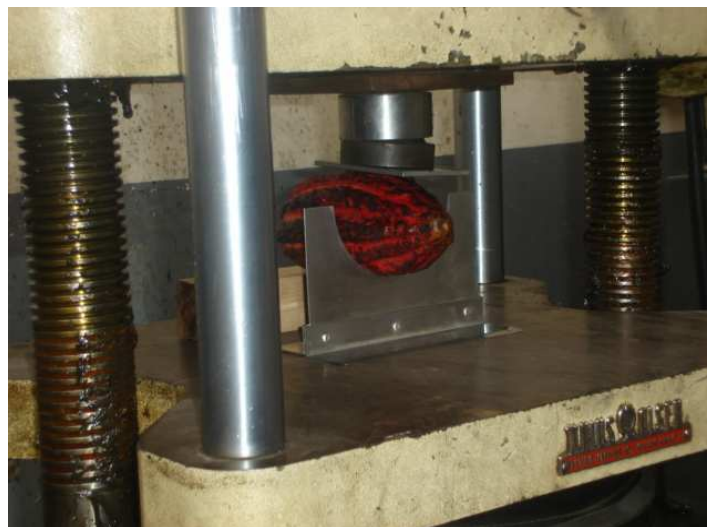
Fuente: Propia
Elaboración: Propia

2.4 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE CORTE

Establecidas las dimensiones y peso del cacao, se hace necesario la determinación de la fuerza de corte requerida para la separación de la semilla del cacao.

El Instituto Ecuatoriano de Normalización INEN, no dispone de registros acerca de la resistencia al corte de la cáscara del cacao, razón por la cual los datos son obtenidos de manera experimental y se los realiza en el Laboratorio de Resistencia de Materiales con la utilización de una cuchilla diseñada por los integrantes de este Proyecto, tal como se muestra en la fotografía 2-13.

Fotografía 2-13 Prueba de Corte al Cacao realizada en el Laboratorio de Resistencia de Materiales



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

2.4.1 SECUENCIA DE LAS PRUEBAS DEL LABORATORIO

1. Construcción de la cuchilla con el material a utilizarse para este proceso: acero inoxidable el mismo que se elaboro de manera que se pueda realizar cortes en diferentes lugares de la mazorca del cacao, así como se observa en la fotografía 2-14.

Fotografía 2-14 Cuchilla utilizada para las pruebas del Laboratorio de Resistencia de Materiales



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

2. Colocación de la cuchilla y el cacao seleccionado al azar para la obtención de la fuerza de corte necesaria para la separación del grano del fruto del cacao.
3. Instalación de la Máquina Universal de Ensayos del actuador de carga asegurándose de que esté dispuesta verticalmente para que actúe perpendicularmente a la cuchilla al momento del corte.
4. Realización de las pruebas de Laboratorio. Se realizan 6 pruebas cuyos datos y resultados se muestran en la Tabla 2.11

Tabla 2-11 Resultados de la Fuerza de Corte Obtenidas en las Pruebas de Laboratorio

Ensayo N°	Fuerza de Corte (Fc) [Lb – F]	Fuerza de Corte (Fc) [Kg – F]
1	80	36
2	75	34
3	75	34
4	80	36
5	80	36
6	75	34
Promedio	77.5	35

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Todos los datos recopilados durante las pruebas experimentales realizadas se exponen a continuación en las tablas: Tabla 2-12, Tabla 2-13 y Tabla 2-14.

Tabla 2-12 Resumen de los datos promedio de las dimensiones del cacao.

	Promedios (mm)	Máximos (mm)	Mínimos (mm)
Longitud	178,7	207,5	156,5
Diámetro Exterior	86,6	92,1	83,475
Diámetro Interior	56,6	60,9	52,5
Longitud de a	26,9	29,2	24,725
Diámetro de a	31,4	34,25	27,95
Longitud de b	28,0	31,1	25,35
Diámetro de b	30,8	34,45	27,95
Espesor	20,0	21,9	18,35

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-13 Resumen de los datos promedio de la fuerza de corte del cacao.

	Promedios (kg-f)	Máximos (kg-f)	Mínimos (kg-f)
Fuerza de corte	35	36	34

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 2-14 Resumen de los datos promedio del peso de corte del cacao.

	Sumatorio (kg)	Máximos (kg)	Mínimos (kg)
Peso de la mazorca	15,725	1,200	0,825
Peso de la baba	3,975	0,3	0,225

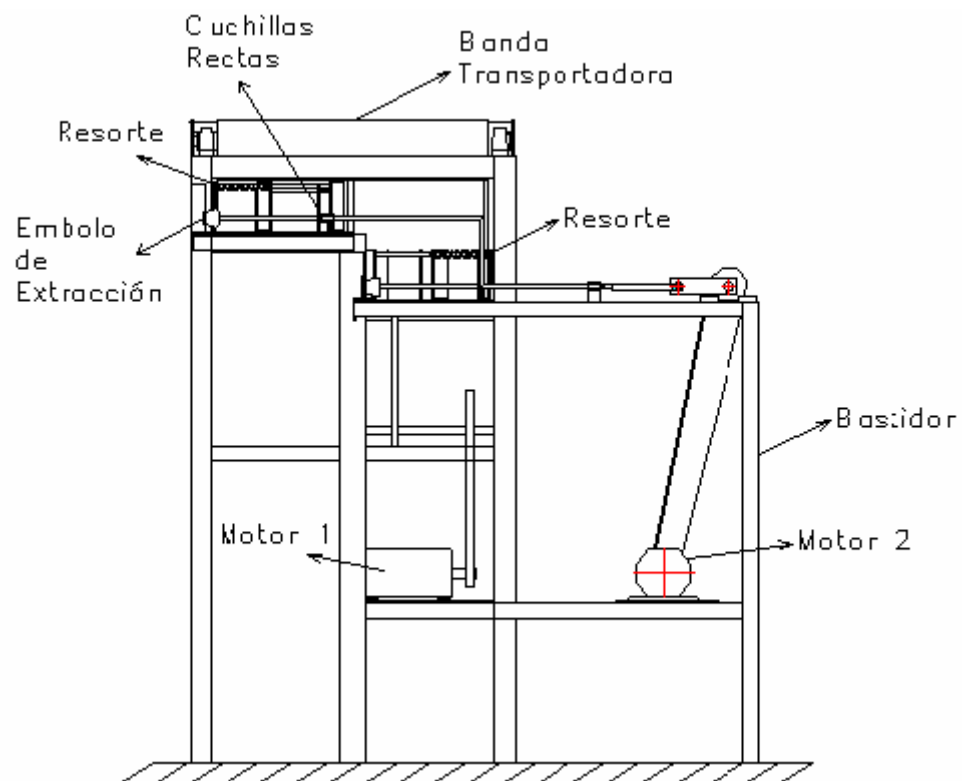
Fuente: Propia
Elaboración: Propia

CAPITULO 3

3 ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

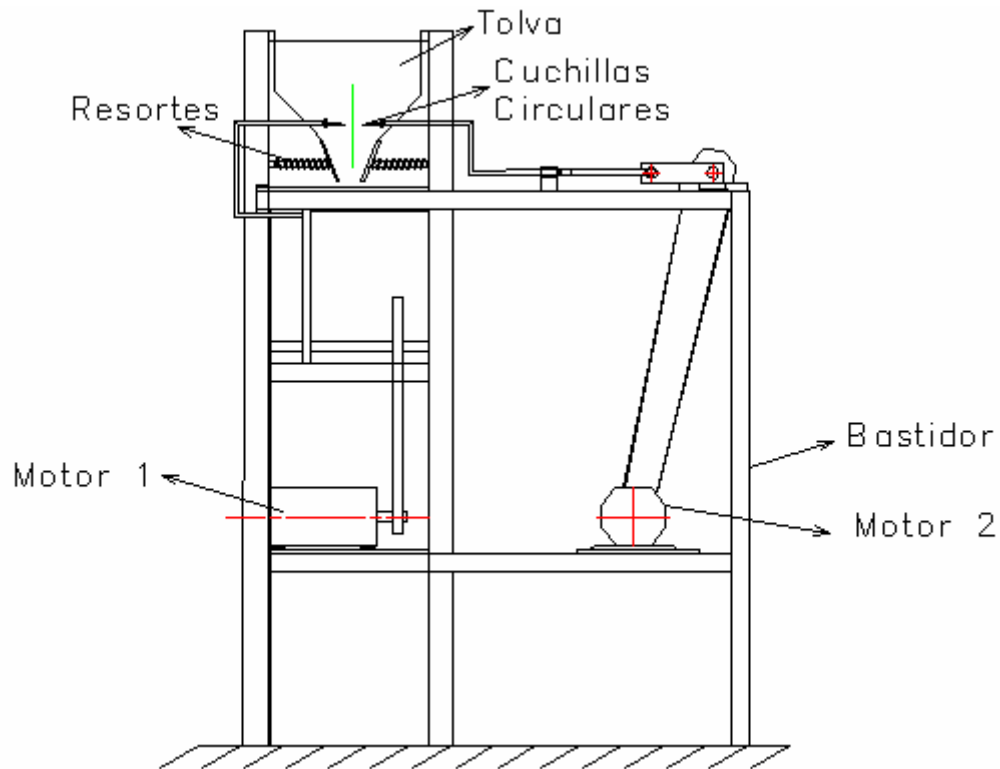
Una vez determinados los parámetros de diseño y los parámetros funcionales de la máquina, se puede establecer varias alternativas que cumplan con dichos parámetros. Para el presente Proyecto se establecen dos posibles alternativas, las cuales son:

- a. **Alternativa 1:** Máquina separadora del Fruto del cacao con cuchillas rectas.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

b. Alternativa 2: Máquina separadora del Fruto del cacao con cuchillas circulares.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

El Principio de funcionamiento y las partes componentes son básicamente los mismos que en la Alternativa 1. En lo que difieren fundamentalmente es en el sistema de corte y extracción del grano de cacao.

A continuación se estudia cada una de ellas.

3.1 ALTERNATIVA 1: MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO CON CUCHILLAS RECTAS.

La máquina separadora de la semilla del cacao con cuchillas rectas esta compuesta por los sistemas que se exponen a continuación:

- Sistema de Alimentación.
- Sistema de Corte.
- Sistema de Sujeción y Extracción.
- Sistema Motriz.
- Sistema de Recolección.

Esta alternativa presenta cinco sistemas descritos a continuación:

La **alimentación** del cacao a la máquina se realiza mediante una banda transportadora, la misma que tiene separadores de el cacao hechos en lámina metálica sujetos a la banda por pernos, los cacaos transportados se depositan en una pequeña antecámara ubicada al final de la banda en la que se encuentra el **sistema de corte** el cual posee dos tipos de cuchillas: una fija y una móvil, la fija se ancla a la cámara, mientras que la móvil se desplaza por guías que presionan al cacao y mediante una fuerza aplicada directamente al cacao se realiza el corte.

Luego del corte el cacao se transporta a una cámara en donde se realiza la **sujeción y extracción**, para ello el piso de cámara tiene un canal para obtener el direccionamiento correcto para efectuar la extracción, la sujeción del cacao se realiza mediante un anillo que evita que la cáscara se rompa cuando ingresa por el extremo un vástago con forma cónica con el fin de extraer la semilla que cae al recipiente de recolección.

El **sistema motriz** de los ejes usados en la extracción y el corte, está dado por dos motores independientes para cada eje, sincronizados entre si, los mismos que transmiten el movimiento mediante el mecanismo biela - manivela con el cual se consigue el movimiento lineal deseado.

La recolección de la semilla y las cáscaras de lo hace en recipientes de acero inoxidable ubicados estratégicamente en la parte inferior de la máquina.

3.1.1 Ventajas de la Alternativa 1.

- El sistema de corte y extracción es usado para todo tamaño del cacao, generalizando así su uso. No necesita usar juegos de cuchillas y ejes para las distintas dimensiones del cacao.
- Los diferentes sistemas permiten que se corte la cáscara y se extraiga la semilla de dos frutos a la vez, disminuyendo el tiempo usado para la obtención de la semilla.

3.1.2 Desventajas de la Alternativa 1.

- Se necesita dos motores para realizar los movimientos respectivos para la extracción y el corte lo que aumenta el costo de la máquina.
- Se necesita de una persona que además de operar el equipo supervise que los cacaos queden distribuidos correctamente en los separadores de la banda transportadora.

3.2 ALTERNATIVA 2: MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO CON CUCHILLAS CIRCULARES.

La máquina separadora de la semilla del cacao con cuchillas circulares esta compuesta por los sistemas que se exponen a continuación:

- Sistema de Alimentación.
- Sistema de Corte.
- Sistema de Sujeción y Extracción.
- Sistema Motriz.
- Sistema de Recolección.

Esta alternativa presenta sistemas semejantes a los presentados en la Alternativa 1.

El **sistema de Alimentación** el cual está conformado por una tolva para depositar el cacao cosechado.

El **sistema de corte** realiza dos cortes en el cacao, el primero realiza un corte en la sección transversal del cacao mediante juegos de cuchillas circulares intercambiables las cuales tienen diferentes tamaños para ser usados en tres grupos de tamaños de cacaos grandes, medianos y pequeños; y el segundo corte se lo hace en la parte del pedúnculo para que por gravedad sea extraída la semilla.

El **sistema motriz** tiene como base del movimiento un motor que entrega los movimientos a las cuchillas.

La recolección de la semilla y las cáscaras se realiza en recipientes de acero inoxidable ubicados estratégicamente en la parte inferior de la máquina.

3.2.1 Ventajas de la Alternativa 2.

- El tamaño de la máquina desgranadora de cacao es relativamente pequeño, lo cual permite que se lo pueda transportar con facilidad dentro de la plantación.
- Por tener un tamaño relativamente pequeño el costo de fabricación es menor ya que solo cuenta con un juego de cuchillas.
- Debido a que existe un número menor de piezas el mantenimiento de la maquina se facilita.

3.2.2 Desventajas de la Alternativa 2.

- Los sistemas de corte son complicados ya que necesita obligatoriamente que los cacaos sean separados en base a sus tamaños para poder ajustar las cuchillas que son usadas.
- La mala clasificación implicaría que el grano del cacao sea dañado por las cuchillas.

3.3 VALORACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.

Para la valoración de las alternativas se considera los siguientes factores como los más representativos en la elección de la alternativa más idónea:

- Tipo de corte
- Adaptabilidad
- Facilidad de Montaje
- Mantenimiento
- Seguridad

3.3.1 Ponderación de los Factores.

- **Tipo de Corte**

En el cual se toma en consideración la cantidad de baba de cacao afectada por un mal corte. Factor de ponderación 10 / 10.

- **Adaptabilidad**

Es la facilidad que brinda la máquina para obtener la baba del cacao sin importar el tamaño de la mazorca. Factor de ponderación 8 / 10.

- **Facilidad de Montaje**

Se pondera la simplicidad con la que se ensambla cada componente de los sistemas. Factor de ponderación 7 / 10.

- **Mantenimiento**

Se evalúa la facilidad con la que el operador pueda realizar el mantenimiento. Factor de ponderación 8 / 10.

- **Seguridad**

Debido a que la máquina tiene que ser controlada por un operador es fundamental brindarle una adecuada seguridad. Factor de ponderación 10 / 10.

3.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A USARSE EN EL DISEÑO

Con el análisis y la ponderación de los distintos factores previamente realizados se procede a calificar cada uno de ellos para seleccionar la alternativa a diseñarse, ver Tabla 3-1.

Tabla 3-1 Análisis de las Alternativas de Diseño.

FACTORES DE PONDERACION	FACTOR DE IMPORTANCIA	ALTERNATIVAS			
		IDEAL	PONDERADA	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Tipo de corte	1	10	10	9	7
Adaptabilidad	0,8	10	8	8	6
Facilidad de Montaje	0,7	10	7	5	6
Mantenimiento	0,8	10	8	6	7
Seguridad	1	10	10	9	6
TOTAL		50	43	37	32
ALTERNATIVA SELECCIONADA				ALTERNATIVA 1	

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Como resultado, la alternativa 1 (Máquina Separadora de la semilla del cacao con Cuchillas Rectas), presenta la puntuación mas alta por tanto es la que brinda la mejor solución para el diseño de la máquina. En el capítulo siguiente se procede al cálculo de dimensiones de los componentes de la máquina.

3.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Seleccionada la alternativa, se elabora y presenta el Protocolo para realizar las pruebas respectivas para verificar su buen funcionamiento, para lo cual se establece un conjunto de pruebas básicas, a toda la máquina y elementos más significativos.

Las pruebas que deben realizarse, son las que se piden en el Protocolo de Pruebas.

3.5.1 Verificación del Montaje

- Comprobar la ubicación correcta de cada uno de los elementos que conforman cada sistema.
 - Verificar las dimensiones de la máquina.
 - Asegurarse que cada elemento móvil posea la lubricación adecuada.
 - Comprobar que el montaje de los motores sea correcto.
 - Verificar que el templado de las bandas sea el adecuado.
-
- Comprobar que las piezas que se encuentren en contacto directo con el cacao sean de los materiales que se especifican en los planos.

3.5.2 Verificación de Alineación y Paralelismo

Comprobar que el montaje de todos los ejes, poleas, sistemas biela-manivela se encuentren paralelos y alineados. Los sistemas biela manivela deben cumplir con la carrera especificada en el diseño de la máquina.

3.5.3 Verificación de la Sincronización de los Motores

- Verificar que la sincronización de los motores del sistema de corte y el sistema de extracción sea la adecuada para evitar que exista interferencia en su funcionamiento.
- Verificar que el frenado de los motores sea de manera simultánea para mantener la sincronización.
- Verificación de la conexión del Variador de Frecuencia.
- Verificar que las conexiones eléctricas sean las adecuadas para permitir el funcionamiento correcto del variador de frecuencia y los motores.

Todas las hojas con el formato para el Protocolo de Pruebas se muestran en el Anexol.

CAPITULO 4

4 DISEÑO DE LA MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DEL CACAO

4.1 INTRODUCCIÓN

En el presente Capítulo se realiza el diseño de los elementos a construirse y la selección de los elementos normalizados de la Máquina Separadora del fruto del Cacao con Cuchillas Rectas de acuerdo a la Alternativa seleccionada en capítulo anterior.

Uno de los factores más relevantes para el diseño de la máquina es la determinación de la fuerza de corte, la misma que se obtiene experimentalmente en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Escuela Politécnica Nacional. La fuerza que se usa en el presente diseño es un promedio de los valores registrados los cuales son expresados más detalladamente en el capítulo 2 en la Tabla 2-12, Tabla 2-13 y la Tabla 2-14.

A continuación se desarrolla el diseño de la alternativa seleccionada, tal como se muestra en el gráfico 4-1, la cual consta de los sistemas mencionados en el Capítulo 3, numeral 3.1.

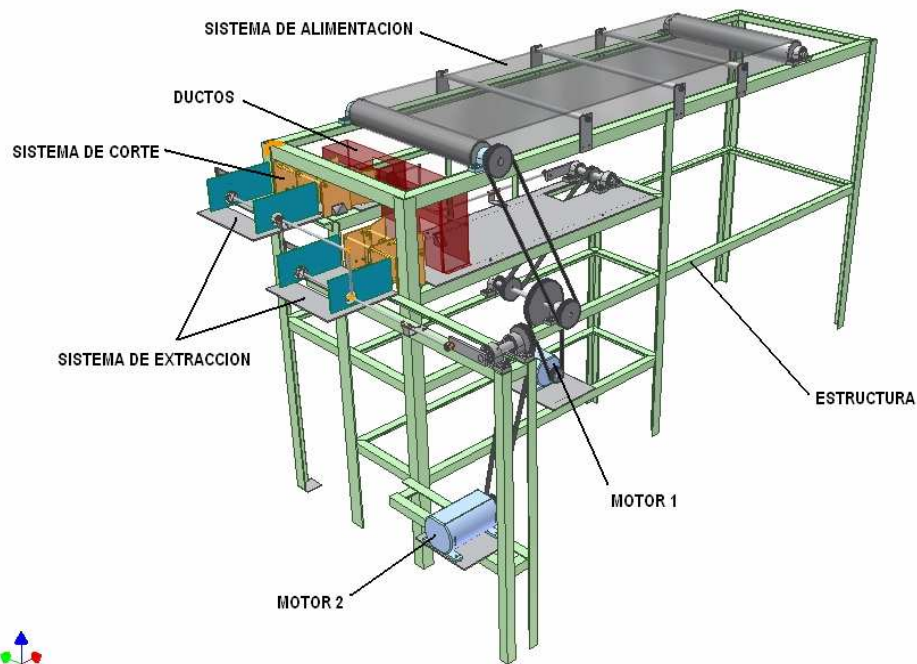
Para la realización del diseño se muestra la fuerza necesaria para el corte del cacao, así:

$$FC = 35.2 \text{ Kg} - f$$

Donde:

FC = Fuerza de Corte

Gráfico 4-1 Máquina Separadora de la Semilla del Cacao



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Cabe recalcar que el desarrollo del presente diseño se realiza por sistemas.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación está compuesto por:

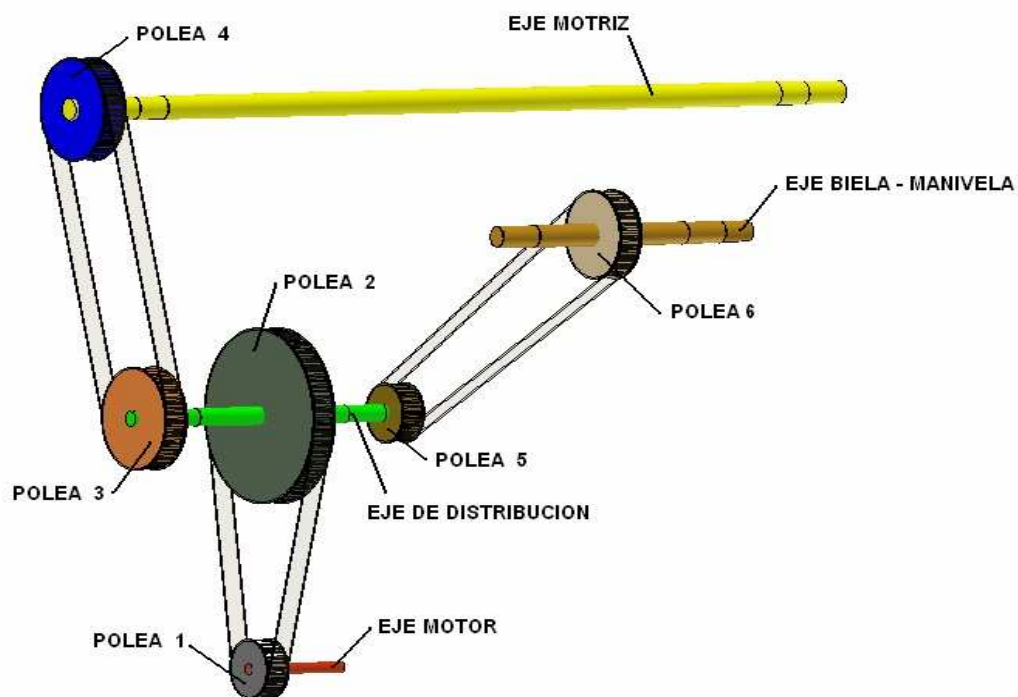
- Dos rodillos motrices.
- Cuatro rodillos intermedios.
- Una banda transportadora.
- Separadores en lámina metálica.

Los cacaos recolectados se depositan en una cámara ubicada junto a la banda transportadora. La Banda transportadora tiene separadores para el cacao que son de lámina metálica sujetos por tuerca – tornillo. Los dos rodillos motrices

ubicados a los extremos son de diámetro mayor que los rodillos intermedios los cuales sirven como soportes para la banda transportadora.

El gráfico 4-2 muestra la transmisión de los rodillos motrices, que está dada por el arreglo de poleas entre el motor que se usa para el corte del cacao y las poleas de los rodillos.

Gráfico 4-2 Esquema del sistema de transmisión de movimiento



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el diseño del sistema de alimentación se debe realizar cálculos previos como es la velocidad angular del rodillo motriz.

4.2.1 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR EN EL RODILLO MOTRIZ.

De acuerdo a datos del manual de bandas para evitar el deslizamiento entre la banda y el eje motriz la velocidad mínima lineal debe de ser de 21 m/min.

Se asume:

Diámetro exterior del cilindro: 101 mm.

Longitud de la Banda: 1800 mm.

De los trabajos de campo se determina que la producción total de cacao en 7 Ha. es 35800 mazorcas, es decir, la máquina va ha tener esta capacidad.

$$P = 2\pi r$$

Ec. 4-1

$$P = 319,18 \text{ mm}$$

Donde:

P: perímetro del cilindro motriz

r: radio del cilindro motriz

$$\text{N}^\circ \text{ cacao por vuelta} = P / L$$

Ec. 4-2

$$\text{N}^\circ \text{ cacao por vuelta} = 319.18\text{mm} / 1800 \text{ mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ cacao por vuelta} = 0.17$$

Entonces en 895 cacaos el eje motriz debe girar 5264,51 vueltas.

Como el tiempo para alimentar los 895 cacaos es 148 min. La velocidad angular a la que debe girar el rodillo motriz es igual a:

$$w = \frac{5264,5 \text{ vueltas}}{148 \text{ min}} = 35.6 \text{ RPM} \approx 36 \text{ RPM}$$

Cálculo de la Relación de Transmisión.

Para calcular el diámetro de las poleas se utiliza las ecuaciones de las relaciones de transmisión entre con las velocidades angulares.

$$\frac{d1}{d2} = \frac{w2}{w1} \quad \text{Ec. 4-3}$$

$$\frac{d2}{d3} = \frac{w3}{w2} \quad \text{Ec. 4-4}$$

$$\frac{d2}{d5} = \frac{w5}{w2} \quad \text{Ec. 4-5}$$

$$\frac{d3}{d4} = \frac{w4}{w3} \quad \text{Ec. 4-6}$$

$$\frac{d5}{d6} = \frac{w6}{w5} \quad \text{Ec. 4-7}$$

donde:

d: diámetro polea

w: velocidad angular

si:

$$d4 = 4''$$

$$d3 = 4''$$

$$w2 = w3 = w5$$

$$w_3 = 36 \text{ rpm}$$

$$w_4 = 36 \text{ rpm}$$

$$w_6 = 24 \text{ rpm}$$

Entonces:

$$\frac{d_5}{d_6} = \frac{36RPM}{24RPM}$$

$$\frac{d_5}{d_6} = \frac{3}{2}$$

Donde la relación de transmisión es igual a $\frac{3}{2}$.

Los diámetros de las poleas y las velocidades angulares se muestra en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1 Dimensiones de las poleas y velocidades angulares

Diámetro Poleas (mm)	Vel. Angular (rpm)
d1 = 50	W1 = 108
d2 = 150	w2 = 36
d3 = 100	w3 = 36
d4 = 100	w4 = 36
d5 = 50	w5 = 36
d6 = 75	w6 = 24

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Cabe resaltar que la polea 1 es la que se encuentra ubicada en el eje del motor, las poleas 2, 3 y 5 se encuentran el eje de distribución, la polea 4 está en el eje motriz y la polea 6 se ubica en el eje de la biela - manivela.

4.2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LAS POLEAS DENTADAS.

Para el dimensionamiento de poleas se selecciona en base al catalogo Martín para poleas y bandas dentadas.

La selección del número de dientes de las poleas dentadas se la hace por el método de iteración, se parte como datos iniciales con las velocidades de los ejes distribuidores, eje motriz y velocidad del motor (108 rpm), ya que esa es la velocidad mínima que entrega el motor de 900 rpm después de pasar por el variador de frecuencia.

De acuerdo a este criterio y con la ayuda de una hoja de cálculo se obtienen los siguientes resultados:

Relación de transmisión desde la Polea 1 a la Polea 2: 3

Polea 1: 16 dientes; 108 rpm. (Polea del motor)

Polea 2: 48 dientes; 36 rpm.

Relación de transmisión entre la poleas 4 y la polea 3: 1

Polea 3: 28 dientes; 36 rpm.

Polea 4: 28 dientes; 36 rpm.

Relación de transmisión desde la Polea 5 a la Polea 6: $\frac{3}{2}$

Polea 5: 16 dientes; 36 rpm.

Polea 6: 24 dientes; 24 rpm.

4.2.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para determinar la potencia requerida para el motor es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Inercia de las masas en movimiento.
- Aceleración angular desde la velocidad angular inicial hasta la velocidad angular de trabajo.
- Con los parámetros anteriores se determina el torque necesario para mover los elementos y a partir de éste determinar la potencia requerida.

Antes de realizar el cálculo de la potencia necesaria para mover los ejes se detalla las ecuaciones que se utiliza para encontrar los datos de los tres parámetros anteriores, así:

4.2.3.1 INERCIA DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO.

La mayoría de los elementos giratorios de la máquina tienen una forma que puede ser cilindro hueco y cilindro macizo.

La inercia de un cilindro macizo está dada por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{m \times d^2}{8} \quad \text{Ec. 4-8}$$

La inercia de un cilindro hueco es igual a:

$$I = \frac{m}{8} (d_{ext}^2 + d_{int}^2) \quad \text{Ec. 4-9}$$

Donde:

I = Inercia del cuerpo (kg.m²)

d_{ext} = Diámetro externo (m)

d_{int} = Diámetro interno (m)

m = Masa del cuerpo (kg)

Para determinar el volumen de un cilindro hueco se emplea la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi}{4}(d_{ext}^2 - d_{int}^2) \times L$$

Ec. 4-10

La masa esta definida por:

$$m = V \times \rho$$

Ec. 4-11

Donde:

m = Masa (Kg)

V = Volumen (m³)

ρ = Densidad del material (kg/m³)

L = Longitud o ancho del cilindro

4.2.3.2 VELOCIDAD Y ACELERACIÓN ANGULAR

La ecuación para el cálculo de la velocidad angular es la siguiente:

$$\omega = \frac{v}{r}$$

Ec. 4-12

Donde:

ω = Velocidad angular (rad/s).

v = Velocidad lineal (m/s).

r = Radio (m).

La aceleración angular esta definida por:

$$\omega = \omega_o + \alpha \times t \quad \text{Ec. 4-13}$$

Donde:

ω = Velocidad angular final (rad/seg).

ω_o = Velocidad angular inicial (rad/seg).

α = Aceleración angular (rad /s²).

t = Tiempo (s).

Ya que el sistema parte desde el reposo ($\omega_o = 0$), entonces la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad \text{Ec. 4-14}$$

Los elementos considerados móviles de cada sistema son acelerados desde el instante en que se encuentra en reposo, es decir que la velocidad angular inicial es igual a cero ($\omega_o = 0$), hasta que alcance la velocidad angular de funcionamiento (ω) de cada uno de ellos.

4.2.3.3 TORQUE

La ecuación para el cálculo del torque es la siguiente:

$$T = I \times \alpha \quad \text{Ec. 4-15}$$

Donde:

T = Torque (Nm).

I = Inercia del cuerpo (kg.m²).

α = Aceleración angular (rad /s²).

4.2.3.4 POTENCIA

La expresión para determinar la potencia necesaria para poner en rotación los elementos móviles de la máquina es:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

Ec. 4-16

Donde:

P = Potencia (Kw.)¹.

T = Torque (Nm).

n = Velocidad angular en revoluciones por minuto (rpm).

4.2.4 POTENCIA PARA MOVER LOS EJES MOTRICES

Con la ayuda de las ecuaciones: Ec. 4-8, Ec. 4-9, Ec. 4-10, Ec. 4-11, Ec. 4-12, Ec. 4-13, Ec. 4-14 y Ec. 4-15, se empieza con el cálculo de la potencia del sistema de alimentación.

El sistema de alimentación consta de dos ejes donde se ensambla la banda transportadora para la alimentación del cacao.

4.2.4.1 Inercia de los ejes motrices.

Utilizando las ecuaciones: Ec. 4-9, Ec. 4-10, Ec. 4-11 y con la ayuda de una hoja electrónica de cálculo, se obtiene los resultados los mismos que se muestra en la Tabla 4-2.

¹ JOSÉ ROLDÁN; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; pág. 168.

Tabla 4-2 Inercia del eje motriz

Elementos	Densidad ρ (Kg/m ³)	Volumen V (m ³)	Masa m (Kg)	Inercia I (kg. m ²)
Eje	7850	3.54x10 ⁻⁴	2.78	2.27 x10 ⁻⁴
Disco 1	7850	1.95x10 ⁻⁴	1.53	1.77x10 ⁻³
Disco 2	7850	1.95x10 ⁻⁴	1.53	1.77x10 ⁻³
Cilindro	7850	8.58 x10 ⁻⁴	6.73	0.011
Polea	7850	1.99 x10 ⁻⁴	1.56	1.5x10 ⁻³
Inercia total del eje motriz				0.016

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Entonces, la inercia total que se utiliza en el diseño del eje motriz es igual a 0.016 kg.m².

4.2.4.2 Aceleración Angular del eje motriz

Remplazando los valores de la velocidad angular y el tiempo de arranque en la ecuación Ec. 4-14, se obtienen los siguientes resultados:

$$W = 36 \text{ rpm}$$

$$t = 0.5 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 15.08 \text{ rad} / \text{s}^2$$

4.2.4.3 Torque del sistema alimentación

Remplazando el valor de la inercia total del sistema y de la aceleración angular en la ecuación Ec.4-15, se obtiene como resultado lo siguiente:

$$T = I \times \alpha$$

$$T = 0.016 \text{kg.m}^2 \times 15.08 \text{rad/s}^2$$

$$T = 0.249 \text{Nm}$$

4.2.4.4 Potencia requerida en el eje motriz

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto, se reemplaza en la ecuación Ec. 4-16, con lo que se obtiene el siguiente resultado:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 112.6 \text{Watt}$$

$$P = 0.15 \text{HP}$$

4.2.5 POTENCIA PARA MOVER LOS EJES DISTRIBUIDORES.

- **EJE B**

4.2.5.1 Inercia de los ejes distribuidores

Aplicando la misma secuencia de cálculo del eje motriz se obtienen los siguientes datos que se exponen en la Tabla 4-3:

Tabla 4-3 Resultados de inercia total del eje distribuidor.

Elementos	Densidad ρ (Kg/m³)	Volumen V (m³)	Masa m (Kg)	Inercia I (kg. m²)
Ejes	7850	8.10×10^{-5}	0.64	3.62×10^{-5}
Polea 2	7850	4.53×10^{-4}	1.53	0.010
Polea 3	7850	1.99×10^{-4}	1.56	0.0016
Polea 5	7850	4.5×10^{-5}	0.35	0.0001
Inercia total del eje distribuidor				0.012

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Entonces, la inercia total que se utiliza en el diseño del eje intermedio B es igual a 0.012 kg.m².

4.2.5.2 Aceleración Angular del Eje B

Remplazando los valores de la velocidad angular y el tiempo de arranque en la ecuación Ec. 4-14, se obtiene el siguiente resultado:

$$W = 36 \text{ rpm}$$

$$t = 0.5 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 15.08 \text{ rad} / \text{s}^2$$

4.2.5.3 Torque del eje de distribución

Remplazando el valor de la inercia total y de la aceleración angular, en la ecuación Ec.4-15, se obtiene como resultado lo siguiente:

$$T = I \times \alpha$$

$$T = 0.012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times 15.08 \text{ rad} / \text{s}^2$$

$$T = 0.13 \text{ Nm}$$

4.2.5.4 Potencia requerida en el eje de distribución

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto, se reemplaza en la ecuación Ec. 4-16:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 21.03 \text{ Watt}$$

$$P = 0.027 \text{ HP}$$

- **EJE C**

Aplicando la misma secuencia de cálculo del eje motriz se obtienen los siguientes datos que se exponen en la Tabla 4-4:

Tabla 4-4 Resultados de inercia total del eje distribuidor.

Elementos	Densidad ρ (Kg/m3)	Volumen V (m3)	Masa m (Kg)	Inercia I (kg. m2)
Eje	7850	8.10x10-5	0.63	4.11 x10-5
Polea 6	7850	4.50x10-4	3.56	0.010
Inercia total del eje distribuidor				0.01075

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Entonces, la inercia total que se utiliza en el diseño del eje intermedio C es igual a 0.0107 kg.m².

4.2.5.5 Aceleración Angular del Eje C

Reemplazando los valores de la velocidad angular y el tiempo de arranque en la ecuación Ec. 4-14, se obtiene el siguiente resultado:

$$W = 24 \text{ rpm}$$

$$t = 0.5 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 1.05 \text{ rad} / \text{s}^2$$

4.2.5.6 Torque del eje de distribución

Remplazando el valor de la inercia total del sistema y de la aceleración angular, en la ecuación Ec.4-15 se obtiene como resultado lo siguiente:

$$T = I \times \alpha$$

$$T = 0.011 \text{kg.m}^2 \times 1.05 \text{rad/s}^2$$

$$T = 0.011 \text{Nm}$$

4.2.5.7 Potencia requerida en el eje distribuidor

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto, se reemplaza en la ecuación Ec. 4-16:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 0.013 \text{Watt}$$

$$P = 2.47 \times 10^{-3} \text{HP}$$

$$P_{\text{total ejes}} = 0.18 \text{HP}$$

4.2.6 POTENCIA DEBIDO AL PESO DEL CACAO

Para el cálculo de la potencia debido al peso del cacao se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = 0.412V(600 + 16E + Q) \quad \text{Ec. 4-17}$$

Donde:

P = Potencia en W.

E = Distancia entre centros de ejes en m.

Q = Masa sobre la banda en Kg.

V = Velocidad de banda en m/s.

$$V = 0.38 \text{ m/s}$$

$$E = 1.8 \text{ m}$$

$$P = 0.412 \times 0.3831(600 + 16 \times 1.8 + 36)W$$

$$P = 10.93W$$

$$P = 0.14HP$$

4.2.6.1 Torque debido a la Fuerza Aplicada para el corte del cacao

Con los datos de la fuerza aplicada la cual es 345 N y el radio es 0.11 m, se reemplaza en la siguiente ecuación y se obtiene como resultado:

$$T = F * r$$

$$T = 345N \times 0.11m$$

$$T = 37.95Nm$$

4.2.7 POTENCIA REQUERIDA DEBIDO A LA FUERZA APLICADA

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto (24rpm), se reemplaza en la ecuación Ec. 4-16:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 0.095 Watt$$

$$P = 0.07 HP$$

4.2.8 POTENCIA REQUERIDA.

La potencia necesaria para accionar todos los elementos móviles de la máquina, se obtiene de sumar los valores de las potencias que actúan en cada sistema.

$$P_{REQUERIDA} = P_{ejes\ motrices} + P_{ejes\ distribuidores} + P_{peso\ cacao} + P_{fuerza\ aplicada}$$

$$P_{REQUERIDA} = 0.40HP$$

4.2.8.1 POTENCIA QUE DEBE SUMINISTRAR EL MOTOR

El motor a seleccionar debe cubrir la potencia requerida ($P_{requerida}$) para accionar los elementos móviles de la máquina, además de vencer las fuerzas de fricción de los mismos.

Se considera situaciones de sistemas mecánicos en malas condiciones, como bandas mal tensadas, mal anclaje del motor y vibraciones excesivas, además de

prolongadas horas de operación, numerosos arranques y malas instalaciones eléctricas, se recomienda un factor de servicio² de 1.5, es decir la potencia del motor es:

$$P_{motor} = 0.40HP \times 1.5 = 0.6HP$$

Verificando la disponibilidad en el mercado, se selecciona un motor sincrónico³ de corriente alterna de 3/4HP, 900 rpm, 60HZ, trifásico, regulado con un variador de frecuencia.

4.2.8.2 POTENCIA DE DISEÑO.

Para determinar la potencia de diseño es necesario conocer la potencia de trabajo, el tipo de motor a utilizar y el tiempo de servicio diario de la máquina. De acuerdo a esto se determina el factor de servicio, que multiplicado por la potencia de trabajo da como resultado la potencia de diseño.

$$P_{diseño} = P_{de\ trabajo} (kW) \times FS$$

Ec. 4-18

Potencia de trabajo: 3/4 HP (0.56 kW)

Tipo de motor: Motor AC, controlado por un variador de frecuencia.

Servicio diario: 6 a 8 horas por día.

Tipo de máquina: Máquina Separadora de la Semilla del Cacao.

De acuerdo a estos datos en la tabla del factor de servicio⁴ se determina un factor de 1.5

² JOSÉ ROLDÁN VILORIA; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo; España; 2002; pág. 258.

³ ANEXO D: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTORES TRIFÁSICOS DE INDUCCIÓN.

⁴ ANEXO C: Service Factor Chart.

Entonces, la potencia de diseño es:

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{de trabajo}} \text{ (kW)} \times \text{FS.}$$

$$P_{\text{diseño}} = 0.56 \text{ (kW)} \times 1.5$$

$$P_{\text{diseño}} = 0.84 \text{ kW.}$$

4.2.9 SELECCIÓN DEL PASO DE LA BANDA DENTADA.

El paso de las bandas dentadas está relacionado con la potencia a transmitir y la velocidad a la que gira la polea. De acuerdo a esto, se tiene que para una potencia de diseño de 0.84 kW y una velocidad de giro de 108 rpm, se debe utilizar una polea de las siguientes características⁵.

Tipo: H

Paso: ½ pulgada

Ancho: ¾ pulgada

4.2.9.1 SELECCIÓN DEL LA LONGITUD DE LA BANDA.

- **Sistema de poleas 1-2**

Relación de transmisión: 3

Distancia entre centros primera aproximación: 680 mm

⁵ ANEXO C: Cross Section Selection Chart.

De acuerdo al catálogo Martin, ver Anexo C, la banda que supera esa longitud es la que tiene la especificación 700H, que permite una longitud entre centros de 682mm.

- **Sistema de poleas 3-4**

Relación de transmisión: 1

Distancia entre centros primera aproximación: 780 mm

De acuerdo al catálogo Martin, ver Anexo C, la banda que supera esa longitud es la que tiene la especificación 390H, que permite una longitud entre centros de 800mm.

- **Sistema de poleas 5-6**

Relación de transmisión: 1.5

Distancia entre centros primera aproximación: 590 mm

De acuerdo al catálogo Martin, ver Anexo C, la banda que supera esa longitud es la que tiene la especificación 570H, que permite una longitud entre centros de 596mm.

En resumen se requieren tres bandas dentadas de las siguientes características:

Especificación: 450H, 510H, 570H

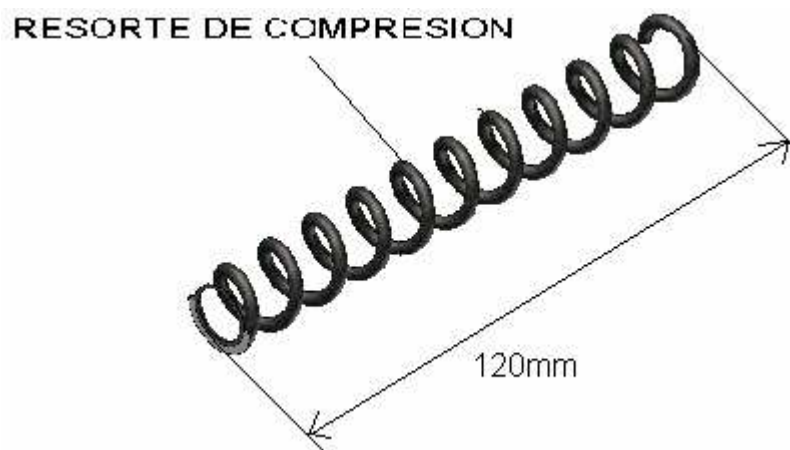
Paso: $\frac{1}{2}$ pulgada

Ancho: $\frac{3}{4}$ pulgada

4.3 DISEÑO DEL RESORTE REGULADOR DE LAS CUCHILLAS MÓVILES

Los valores de las fuerzas que debe ejercer el resorte a compresión sobre las cuchillas móviles dependen de la longitud de los cacaos, por razones de seguridad se considera una fuerza entre 48 N y 12 N, pero como son 4 resortes la fuerza aplicada a cada uno de ellos es 12 N y 3 N.

Gráfico 4-3 Esquema del resorte regulador



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Es decir:

Los valores de cargas que actúan sobre el resorte son:

$$F_{mín} = 3N$$

$$F_{máx} = 12N$$

Donde:

$F_{mín}$ = Fuerza mínima de trabajo (N).

$F_{máx}$ = Fuerza máxima de trabajo(N).

Se asume las siguientes dimensiones del Resorte:

$$d_{\text{int}} = 15 \text{ mm}$$

$$d_{\text{ext}} = 25 \text{ mm}$$

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

$$l_f = 50 \text{ mm}$$

Donde:

d_{int} = Diámetro interno del resorte (m).

d_{ext} = Diámetro externo del resorte (m).

l_o = Longitud inicial con precarga (N).

l_f = Longitud final de trabajo (N).

d = Diámetro del alambre.

$$d = \frac{d_{\text{ext}} - d_{\text{int}}}{2}$$

Ec. 4-19

$$d = \frac{(0.025 - 0.015)m}{2}$$

$$d = 0.005m = 5.0mm$$

D = Diámetro medio del resorte.

$$D = d_{\text{ext}} - d$$

Ec. 4-20

$$D = (0.025 - 0.005)m$$

$$D = 0.020m = 20mm$$

C = Índice del Resorte

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{y} \quad 4 \leq C \leq 12 \quad \text{Ec. 4-21}$$

De la ecuación Ec. 4-21:

$$C = \frac{0.020m}{0.005m}$$

$$C = 12$$

El material para la fabricación del el resorte es Alambre estirado duro (AISI 1066).

Para el cálculo del S_{ut} se utiliza la ecuación Ec 4-22, así:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec. 4-22}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia última a la tensión (MPa) ⁶.

A = Constante (Mpa)⁷.

m = Exponente

Si:

$$d = 5.0mm = 0.005m$$

Entonces:

$$S_{ut} = \frac{1750MPa}{(0.005m)^{0.192}}$$

$$S_{ut} = 4839.89MPa$$

⁶ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición.; pág. 477.

⁷ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición.; pág. 477.

$S_y =$ Esfuerzo de tensión (MPa) ⁸.

$$S_y = 0.75 S_{ut} \quad \text{Ec. 4-23}$$

$$S_y = 0.75 \times 4839.39 \text{MPa}$$

$$S_y = 3629.92 \text{MPa}$$

$S_{sy} =$ Resistencia de fluencia a la torsión del alambre (MPa) ⁹

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad \text{Ec. 4-24}$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 3629.92 \text{MPa}$$

$$S_{sy} = 2094.46 \text{MPa}$$

Carga estática máxima correspondiente a la resistencia de fluencia:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad \text{Ec. 4-25}$$

Donde:

$K_s =$ Factor de multiplicación del esfuerzo cortante. ¹⁰

$C =$ Índice del resorte.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{4}$$

⁸ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

⁹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

¹⁰ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$K_s = 1.125$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

Ec. 4-26

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$. = Esfuerzo máximo en el resorte (MPa). ¹¹

$F_{m\acute{a}x}$. = Carga esttica máxima (N).

D = Diámetro medio del resorte (m).

d = Diámetro del alambre (m).

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Ec. 4-27

Si se supone que el factor de seguridad n es igual a 1, entonces:

$$S_{sy} = \tau_{m\acute{a}x}$$

$$S_{sy} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8K_s D}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi \times (0.005m)^3 \times 2094.46Mpa}{8 \times 1.125 \times 0.020m}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 4569.40N$$

Constante o Módulo del resorte:

¹¹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3 Edición; pág. 469.

Se supone que el número total de espiras del resorte es de 15, los dos extremos esmerilados y escuadrados, lo que implica que N_D es igual a 2.

$$N = N_T - N_D \quad \text{Ec. 4-28}$$

Donde:

N = Número de espiras activas. ¹²

N_T = Número total de espiras.

N_D = Número de espiras inactivas, según el tipo de asiento. ¹³

$$N = 15 - 2$$

$$N = 13$$

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N} \quad \text{Ec. 4-29}$$

Donde:

k = Constante o módulo del resorte (N/m) ¹⁴

G = Módulo de rigidez (G) al corte del acero, es igual a:

$$G = 11.5 \text{ Mpsi} = 79.3 \text{ GPa} = 7.93 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

D = Diámetro medio del resorte (m).

d = Diámetro del alambre (m).

$$k = \frac{79.3 \times 10^9 \text{ Pa} \times (0.005 \text{ m})^4}{8 \times (0.020 \text{ m})^3 \times 13}$$

$$k = 59570.31 \text{ N / m}$$

¹² SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 475.

¹³ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Fig. 10.8; pág. 476.

¹⁴ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 472.

Deformación del resorte en el caso de aplicar la máxima carga ($F_{m\acute{a}x}$):

$$y = \frac{F_{m\acute{a}x}}{k} \quad \text{Ec. 4-30}$$

y = Deformación.

$$y = \frac{4569.40N}{59570.31 \frac{N}{m}}$$

$$y = 0.076m$$

$$y = 76.70mm$$

Cuando el resorte está completamente cerrado su longitud (L_c) es:

$$L_c = N_T \times d \quad \text{Ec. 4-31}$$

N_T = Número total de espiras.

d = Diámetro del alambre (m).

$$L_c = 13 \times 0.005m$$

$$L_c = 0.065m$$

$$L_c = 65.0mm$$

Para que en el resorte no se produzca un cambio permanente en su longitud libre cuando se comprima y se libere, debe tener una longitud ($L_{Fm\acute{a}x}$) de:

$$L_{Fm\acute{a}x} = L_c + y \quad \text{Ec. 4-32}$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = (0.065 + 0.076)m$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = 0.141m$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = 141mm$$

La longitud libre (L_R) del resorte sin carga:

$y_{precarga}$ = Deformación por efecto de la precarga.

$$y = \frac{F_{tm\acute{i}n}}{k} \quad \text{Ec. 4-33}$$

$$y_{precarga} = \frac{3N}{59570.31N/m}$$

$$y_{precarga} = 0.00005m$$

$$y_{precarga} = 0.05mm$$

Si:

$$l_o = 0.150mm$$

$$L_R = l_o + y_{precarga} \quad \text{Ec. 4-34}$$

$$L_R = (0.120 + 0.000054)m$$

$$L_R = 0.150m$$

$$L_R = 120mm$$

Es decir, el resorte debe tener una longitud libre (sin precarga) de 120 mm.

$y_{m\acute{a}x}$. = Deformaci3n por efecto de la fuerza m\acute{a}xima de trabajo.

$$y = \frac{F_{m\acute{a}x}}{k}$$

Ec. 4-35

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{48N}{59570.31 \frac{N}{m}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0008m$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.81mm$$

Pandeo:

Pandeo con L_{F2}

$$\frac{y}{L_{F2}} = \frac{0.076m}{0.141m}$$

$$\frac{y}{L_{F2}} = 0.53$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = \frac{0.076m}{0.020m}$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = 3.8$$

Según la figura 10-4 del Manual de Diseño Mecánico¹⁵, el resorte no pandea, debido a que se ubica en la zona donde no hay pandeo.

Factor de seguridad estático n_s :

De la ecuación Ec. 4-26:

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

Entonces:

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.125 \frac{8 \times 4569.40N \times 0.020m}{\pi \times (0.005m)^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1996.45MPa$$

De la ecuación Ec. 4-27:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Entonces:

¹⁵ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Capítulo 10; 3ª Edición; Figura 10.4; pág. 472.

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

$$n_s = \frac{2094.46MPa}{1996.45MPa}$$

$$n_s = 1.04$$

Factor de seguridad dinámico n_d :

Se supone una vida del resorte de 50×10^3 ciclos y una confiabilidad del 99%.

Según la ecuación Ec. 4-26:

$$\tau_{m\acute{i}n} = K_s \frac{8F_{m\acute{i}n}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = 1.125 \times \frac{8 \times 3655.52N \times 0.020m}{\pi(0.005)^3}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = 1675.56MPa$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2}$$

Ec. 4-36

τ_a = Esfuerzo de amplitud (MPa).

$$\tau_a = \frac{(1996.45 - 1675.56)MPa}{2}$$

$$\tau_a = 160.44MPa$$

$$S_{se} = S'_{se} \times K_c \times K_e$$

Ec. 4-37

S_{se} = Resistencia a la fatiga.

K_c = Factor de confiabilidad¹⁶.

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

Según el Manual de Diseño Mecánico, para el cálculo de resortes se fija el valor del S_{se}' igual a 310 MPa¹⁷.

Se determina el valor de K_c , utilizando la Tabla 7-7 del Manual de Diseño Mecánico.

$$K_c = 0.814$$

$$k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

Ec. 4-38

k = Factor de corrección de Wahl¹⁸

$$k = \frac{4 \times 4 - 1}{4 \times 4 - 4} + \frac{0.615}{4}$$

$$k = 1.40$$

$$k_c = \frac{k}{K_s}$$

Ec. 4-39

k_c = Factor de curvatura.

K_s = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

¹⁶ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7.7; pág. 319.

¹⁷ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7.7; pág. 320.

¹⁸ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$k_c = \frac{1.40}{1.125}$$

$$k_c = 1.24$$

$$Ke = \frac{1}{k_c}$$

Ec. 4-40

$$Ke = \frac{1}{1.244}$$

$$Ke = 0.80$$

De la ecuación Ec. 4-37:

$$S_{se} = 310MPa \times 0.815 \times 0.80$$

$$S_{se} = 202.12MPa$$

$$S_{sf} = N^b \times 10^c$$

Ec. 4-41

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{0.85S_{su}}{S_{se}} \right]$$

Ec. 4-42

$$c = \log \left[\frac{(0.8S_{su})^2}{S_{se}} \right]$$

Ec. 4-43

$$S_{su} = 0.6S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.6 \times 4839.89MPa$$

$$S_{su} = 2903.93MPa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{0.85 \times 2903.93MPa}{202.12MPa} \right]$$

$$b = -0.36$$

$$c = \log \left[\frac{(0.8 \times 2903.93MPa)^2}{202.12MPa} \right]$$

$$c = 4.42$$

Remplazando en la ecuación Ec. 4-41:

$$S_{sf} = (50 \times 10^3)^{-0.36} \times 10^{4.42}$$

$$S_{sf} = 535.02MPa$$

$$n_d = \frac{S_{sf}}{\tau_a}$$

Ec. 4-44

$$n_d = \frac{535.02MPa}{160.44MPa}$$

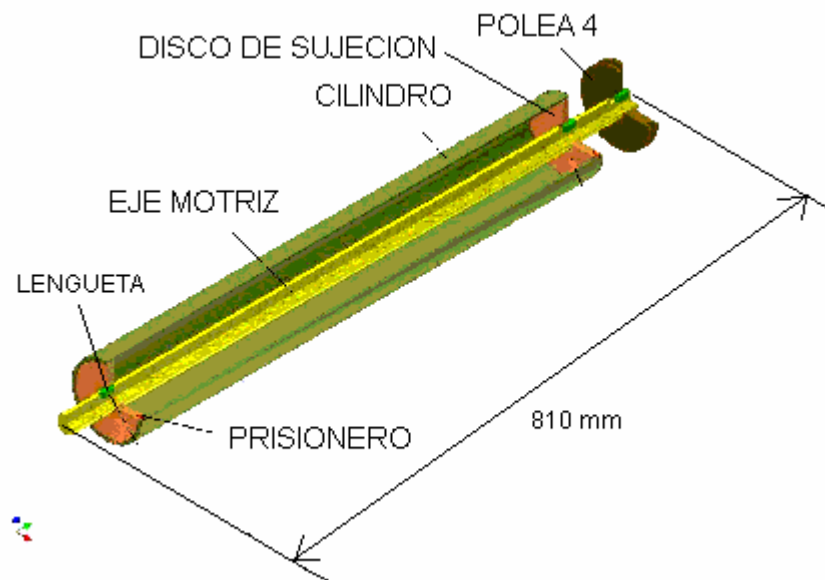
$$n_d = 3.33$$

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE MOTRIZ

Los ejes motrices permiten conjuntamente con la banda, transportar al fruto hacia el sistema de corte.

En el gráfico 4-4 se muestra un esquema de como está conformado el rodillo motriz.

Gráfico 4-4 Esquema preliminar del rodillo motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

4.4.1 FUERZAS APLICADAS AL EJE MOTRIZ

Para el cálculo de estas fuerzas, se ha realizado la suma de todas las masas que actúan sobre el eje motriz, así:

$$m_t = m_{\text{cacao}} + m_{\text{cilindro}} + 2m_{\text{disco}}$$

$$m_t = (2.097+0.43+2.53) \text{ kg.}$$

$$m_t = 5.057 \text{ kg.}$$

Entonces:

$$F = 50.57 \text{ N}$$

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = F_1 r - F_2 r$$

$$T = (F_1 - F_2)r \quad \text{Ec. 4-45}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad \text{Ec. 4-46}$$

$$\theta = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right) \quad \text{Ec. 4-47}$$

$$c = \left(\frac{D-d}{0.17}\right) \quad \text{Ec. 4-48}$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

F = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea 1

d = Diámetro polea 2

c = Distancia entre centros

Como en el eje motriz se tiene poleas con el mismo diámetro (100 mm.), se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 0.30 \text{ m.}$$

$$\theta = 2.97$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.97)}$$

$$F_1 = 2.41F_2 \quad \text{Ec. 4-49}$$

Reemplazando la ecuación Ec. 4-49 en la ecuación Ec. 4-45, se tiene:

$$T = 0.036F_2 \quad \text{Ec. 4-50}$$

El Torque se calcula con la ecuación Ec. 4-16, así:

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 14.93Nm$$

Igualando la ecuación Ec.4-49 y la ecuación Ec.4-50, se obtiene:

$$F_2 = 414.72N$$

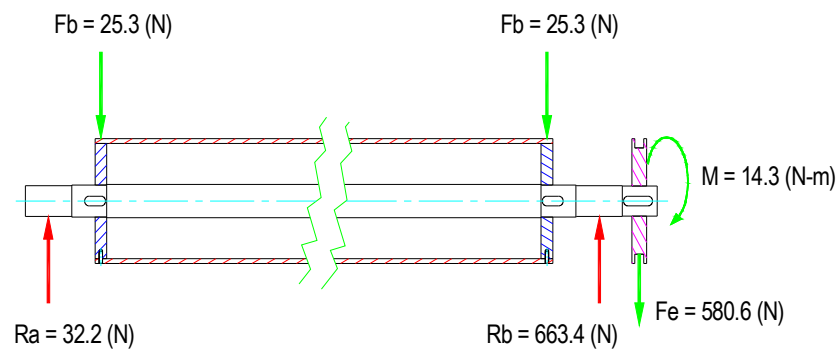
$$F_1 = 995.32N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 580.6N$$

En el gráfico 4-5, se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje motriz.

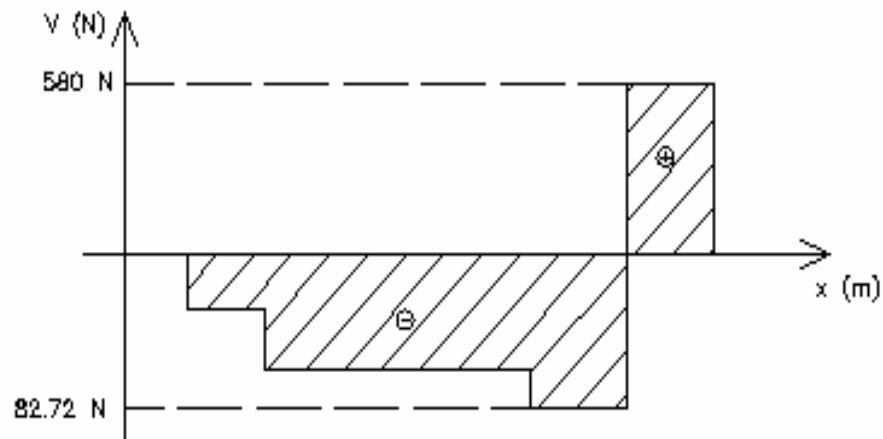
Gráfico 4-5 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

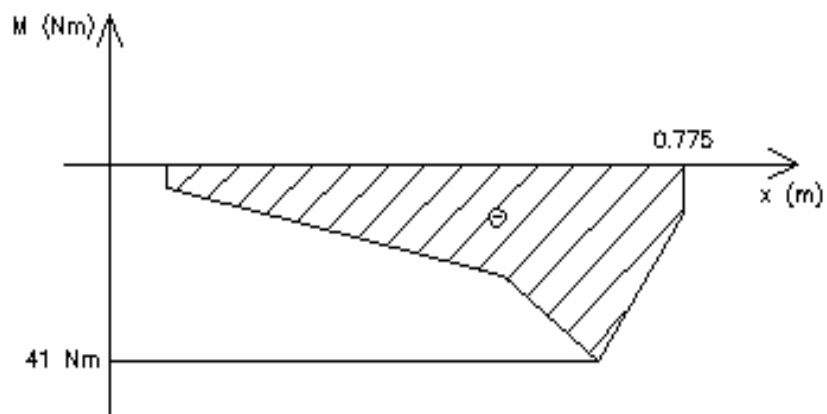
En el gráfico 4-6 y el gráfico 4-7, se muestran los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector respectivamente.

Gráfico 4-6 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Gráfico 4-7 Diagrama de momento flector del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = -41Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son¹⁹:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 4-51}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 4-52}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

Para la construcción del eje se utiliza acero AISI 1018 CD de diámetro 25 mm. Las propiedades que presenta el acero son:

$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa}$.

$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa}$.

Remplazando los valores en la ecuación Ec. 4-51, se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 41\text{Nm}}{\pi \times (0.025\text{m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 26.72\text{MPa}$$

¹⁹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

El eje está sometido a esfuerzos de flexión, y debido a que el eje gira, el esfuerzo de torsión (τ_{xy}) es:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 14.93 Nm}{\pi(0.025mm)^3}$$

$$\tau_{xy} = 4.87 MPa$$

- **Cálculo del límite de resistencia a la fatiga (S_e) y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (S_e'):**

$$S_e = S_e' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e \quad \text{Ec. 4-53}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 200 kpsi \quad \text{Ec. 4-54}$$

$$S_e' = 0.5(64 kpsi) = 32 kpsi = 220.48 MPa$$

Con el S_{ut} del acero (64 kpsi), se selecciona k_a ²⁰:

$$K_a = 0.8$$

Con la ecuación Ec. 4-55, se calcula el factor de tamaño K_b ²¹:

$$k_b = 1.189 d^{-0.097} \quad \text{si } 8 < d \leq 250 \text{mm} \quad \text{Ec. 4-55}$$

$$k_b = 1.189 \times (19 \text{mm})^{-0.097} = 0.87$$

Como se asume una confiabilidad del 50%, se selecciona un $K_c = 1$

²⁰ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Figura 7-10; pág. 308

²¹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 313.

Se determina la sección crítica con las relaciones $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ para luego seleccionar el factor de concentración de esfuerzos (K_t).

En el punto crítico existe un cambio de sección de 25mm a 26mm, se asume un radio de curvatura de 0.5 mm debido a que el cambio de sección no es muy grande.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5mm}{25mm} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{26mm}{25mm} = 1.08$$

$$k_e = 1.68$$

Para el cálculo de S_e se utiliza la ecuación Ec. 4-53:

$$S_e = 220.48kpsi \times 0.8 \times 0.87 \times 1 \times 0.41$$

$$S_e = 62.92MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud (σ'_a).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2}$$

Ec. 4-56

$$\sigma'_a = \sqrt{(26.72MPa)^2 + 3(4.87MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 28.02MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio (σ'_m):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

Ec. 4-57

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio σ_m es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(4.87MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 8.44MPa$$

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} \times S_m$$

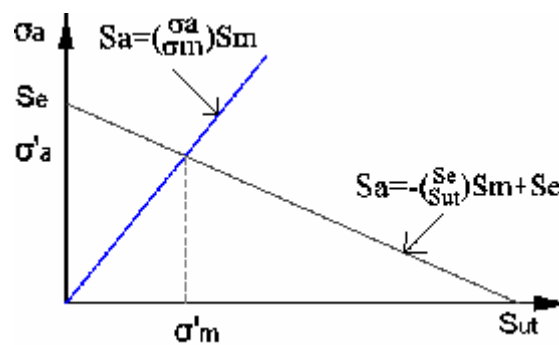
Ec. 4-58

$$S_a = -\frac{S_e}{S_{ut}} \times S_m + S_e$$

Ec. 4-59

Se calcula la amplitud de resistencia (S_a) y resistencia media (S_m) aplicando el diagrama de Goodman modificado²², ver gráfico 4-8.

Gráfico 4-8 Diagrama de Goodman Modificado.



$$S_a = \frac{28.22MPa}{8.44MPa} \times S_m = 3.3S_m$$

²² SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

$$S_a = -\frac{62.92MPa}{440.96MPa} \times S_m + 62.92MPa$$

Entonces:

$$S_a = 65.71MPa$$

$$S_m = 19.91MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad n para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia es:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

Ec. 4-60

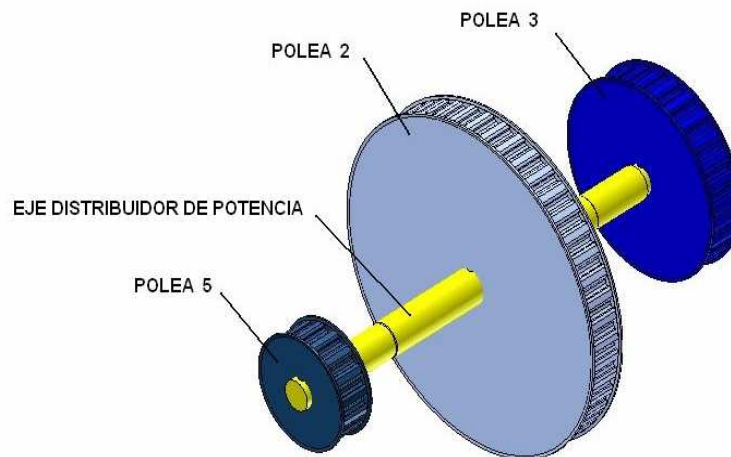
$$n = \frac{65.71MPa}{28.02MPa} = 2.36$$

El valor mínimo del factor de seguridad para que un elemento mecánico no falle es de 1.5, como el n calculado es de 2.36, entonces el eje motriz no va a fallar.

4.5 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DISTRIBUIDOR

En el eje distribuidor se encuentran las poleas que van a transmitir el movimiento por medio de bandas. Estas poleas van a disminuir o aumentar la velocidad de los ejes según sea el caso, tal como se muestra en el gráfico 4-9.

Gráfico 4-9 Esquema del eje distribuidor.



Fuente:
Elaboración: Propia

Propia

4.5.1.1 Fuerzas aplicadas al eje distribuidor por la polea 3

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = F_1 r - F_2 r$$

$$T = (F_1 - F_2) r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

$$\theta = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2c} \right)$$

$$c = \left(\frac{D-d}{0.17} \right)$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

f = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea

d = Diámetro polea

c = Distancia entre centros

Como entre la polea 3 y la polea 4 se tiene el mismo diámetro (100mm), se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 0.30 \text{ m.}$$

$$\theta = 2.97$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.97)}$$

$$F_1 = 2.41F_2$$

$$T = 0.072F_2$$

El Torque se calcula con la ecuación Ec. 4-16:

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 5.57Nm$$

Igualando la ecuación Ec. 4-49 y la ecuación Ec. 4-50, se obtiene:

$$F_2 = 77.36N$$

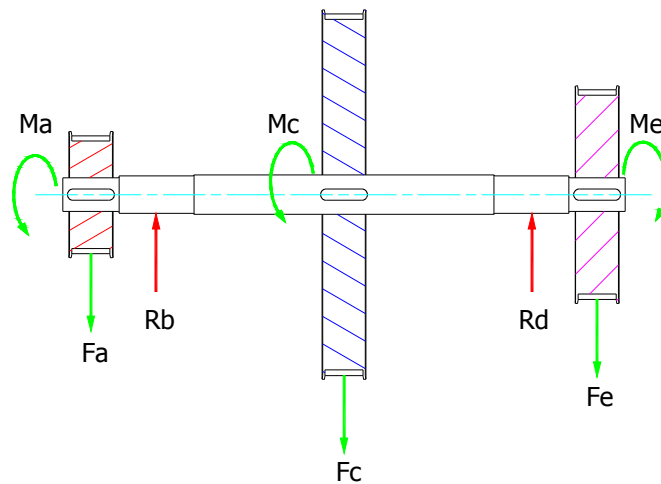
$$F_1 = 185.66N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 108.3N$$

En el gráfico 4-10, se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje distribuidor.

Gráfico 4-10 Diagrama de cuerpo libre del eje distribuidor.



Fuente:
Elaboración: Propia

Propia

4.5.1.2 Fuerzas aplicadas al eje distribuidor por la polea 2

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = F_1 r - F_2 r$$

$$T = (F_1 - F_2) r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

$$\theta = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D - d}{2c} \right)$$

$$c = \left(\frac{D - d}{0.17} \right)$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

f = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea 2

d = Diámetro polea 1

c = Distancia entre centros

Como en el eje distribuidor se tiene la polea 2 con diámetro igual a 150 mm y la polea 1 con diámetro 50 mm, se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 0.59 \text{ m.}$$

$$\theta = 2.97$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.97)}$$

$$F_1 = 2.41F_2$$

$$T = 0.072F_2$$

El Torque se calcula con la ecuación Ec. 4-16, así:

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 5.57Nm$$

Igualando la ecuación Ec. 4-49 y la ecuación Ec. 4-50, se obtiene:

$$F_2 = 52.35N$$

$$F_1 = 125.64N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 73.29N$$

4.5.1.3 Fuerzas aplicadas al eje distribuidor por la polea 5

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = F_1r - F_2r$$

$$T = (F_1 - F_2)r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

$$\theta = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right)$$

$$c = \left(\frac{D-d}{0.17}\right)$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

f = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea 6

d = Diámetro polea 5

c = Distancia entre centros

Como en el eje distribuidor se tiene la polea 5 con diámetro igual a 50 mm y la polea 6 con diámetro 75 mm se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 0.59 \text{ m.}$$

$$\theta = 2.97$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.97)}$$

$$F_1 = 2.41F_2$$

Reemplazando la ecuación Ec. 4-49 en la ecuación Ec. 4-45, se tiene:

$$T = 0.035F_2$$

El Torque se calcula con la ecuación Ec. 4-16, así:

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 5.57Nm$$

Igualando la ecuación Ec. 4-49 y la ecuación Ec. 4-50, se obtiene:

$$F_2 = 156.64N$$

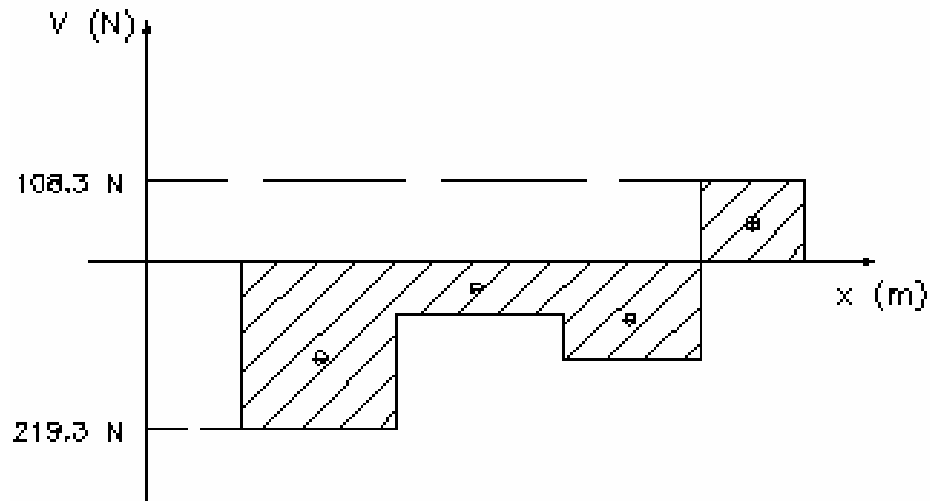
$$F_1 = 375.92N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 219.3N$$

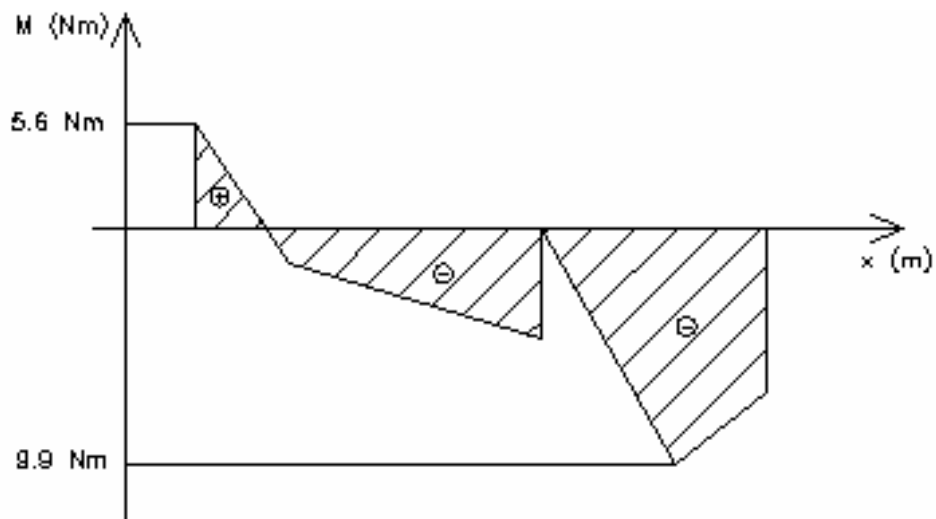
En el gráfico 4-11 y el gráfico 4-12, se muestran los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector respectivamente.

Gráfico 4-11 Diagrama de cortante del eje distribuidor.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Gráfico 4-12 Diagrama de momento flector del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = -9.9Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de secci3n circular, sometidos a cargas combinadas de flexi3n y torsi3n son²³:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 4-61}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 4-62}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexi3n

τ_{xy} = Esfuerzo de torsi3n

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la secci3n cr3tica

T = Momento torsionante en la secci3n cr3tica

Para la construcci3n del eje se utiliza acero AISI 1018 CD de diámetro 18 mm.

Las propiedades que presenta el acero son:

$$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa.}$$

Remplazando los valores en la ecuaci3n Ec. 4-51, se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 41Nm}{\pi \times (0.018m)^3}$$

²³ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edici3n; pág. 729.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 17.29MPa$$

El eje está sometido a esfuerzos de flexi3n, y debido a que el eje gira, el esfuerzo de torsi3n (τ_{xy}) es:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 14.93Nm}{\pi(0.018mm)^3}$$

$$\tau_{xy} = 4.86MPa$$

- **Cálculo del límite de resistencia a la fatiga (Se) y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (Se') con las Ec. 4-53 y Ec. 4-54:**

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200kpsi$$

$$Se' = 0.5(64kpsi) = 32kpsi = 220.48MPa$$

Con el S_{ut} del acero (64 kpsi), se selecciona K_a ²⁴:

$$K_a = 0.8$$

Con la ecuaci3n Ec. 4-55, se calcula el factor de tamaño K_b :

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250mm$$

$$k_b = 1.189 \times (19mm)^{-0.097} = 0.89$$

²⁴ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3a Edici3n; Figura 7-10; pág. 308

Como se asume una confiabilidad del 50%, se selecciona un $K_c = 1$

Se determina la sección crítica con las relaciones $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ para luego seleccionar el factor de concentración de esfuerzos (K_t).

En el punto crítico existe un cambio de sección de 18mm a 19mm, se asume un radio de curvatura de 0.5 mm debido a que el cambio de sección no es muy grande.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5mm}{18mm} = 0.027$$

$$\frac{D}{d} = \frac{18mm}{19mm} = 0.94$$

$$k_e = 0.43$$

Para el cálculo de S_e se utiliza la ecuación Ec. 4-53:

$$S_e = 220.48kpsi \times 0.8 \times 0.89 \times 1 \times 0.43$$

$$S_e = 67.50MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud (σ'_a):

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(17.29MPa)^2 + 3(4.86MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 19.23MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio (σ'_m):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio σ_m es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(4.86MPa)^2}$$

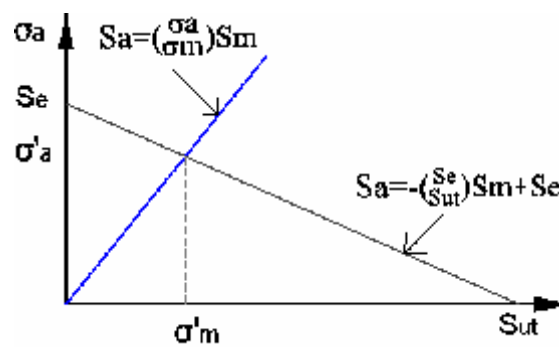
$$\sigma'_m = 8.42MPa$$

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} \times S_m$$

$$S_a = -\frac{S_e}{S_{ut}} \times S_m + S_e$$

Se calcula la amplitud de resistencia (S_a) y resistencia media (S_m) aplicando el diagrama de Goodman modificado²⁵, ver gráfico 4-13.

Gráfico 4-13 Diagrama de Goodman modificado.



$$S_a = \frac{19.23MPa}{8.42MPa} \times S_m = 2.28S_m$$

²⁵ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

$$S_a = -\frac{67.50MPa}{440.96MPa} \times S_m + 67.50MPa$$

Entonces:

$$S_a = 75.25MPa$$

$$S_m = 31.69MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad n para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia es:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

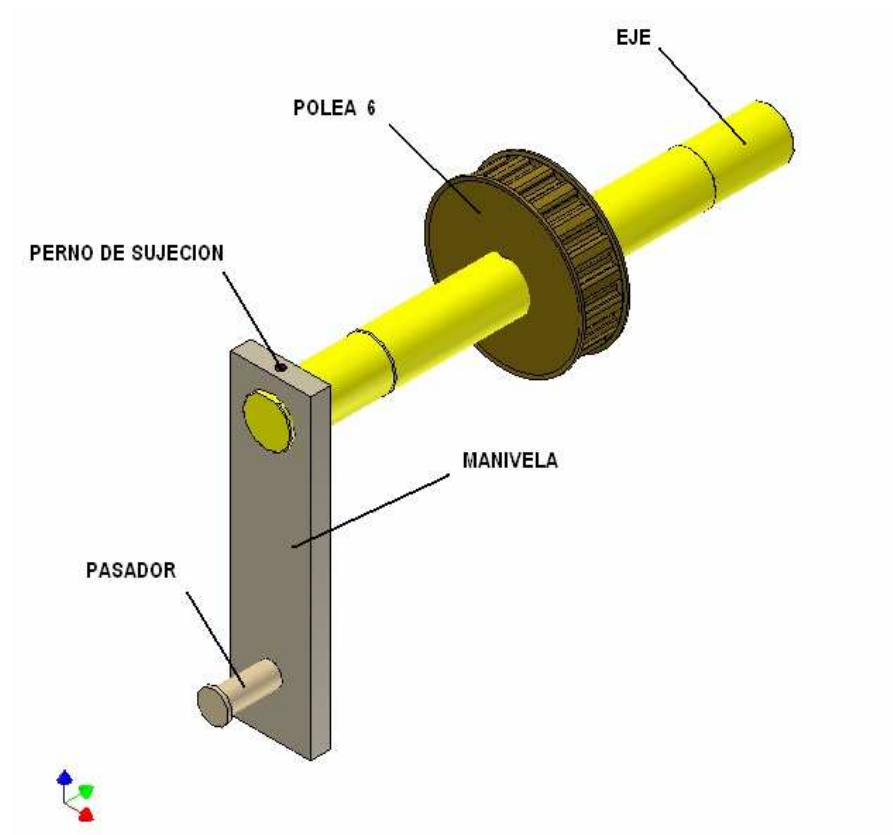
$$n = \frac{72.25MPa}{19.23MPa} = 3.7$$

El valor mínimo del factor de seguridad para que un elemento mecánico no falle es de 1.5, como el n calculado es de 3.7, entonces el eje motriz no va a fallar.

4.6 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE PARA LA BIELA MANIVELA

En el gráfico 4-14 se muestra el eje donde se encuentran la polea 6 y la manivela para el sistema biela – manivela, estos elementos van a transmitir el movimiento para el corte.

Gráfico 4-14 Esquema preliminar del eje biela manivela.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

4.6.1.1 Fuerzas aplicadas al eje distribuidor por la polea 6

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = F_1 r - F_2 r$$

$$T = (F_1 - F_2) r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

$$\theta = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2c} \right)$$

$$c = \left(\frac{D-d}{0.17} \right)$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

f = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea 6

d = Diámetro polea 5

c = Distancia entre centros

Como en el eje se tiene la polea 5 con diámetro igual a 50 mm y la polea 6 con diámetro 75 mm se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 0.15 \text{ m.}$$

$$\theta = 2.95$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.95)}$$

$$F_1 = 2.30F_2$$

Reemplazando la ecuación Ec. 4-49 en la ecuación Ec. 4-45, se tiene:

$$T = 0.11F_2$$

Para el cálculo del Torque se utiliza la Ec. 4-16, la potencia del eje biela manivela y la potencia del eje:

$$P_{total} = P_{B-M} + P_{eje}$$

$$P_{total} = 0.031KW$$

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 24.67Nm$$

Con este valor del torque e igualando las ecuaciones Ec. 4-49 y Ec. 4-50, se tiene:

$$F_2 = 24.27N$$

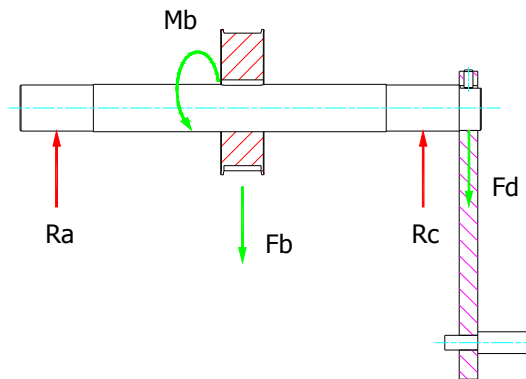
$$F_1 = 538.25N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 313.98N$$

En el gráfico 4-15 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje biela manivela.

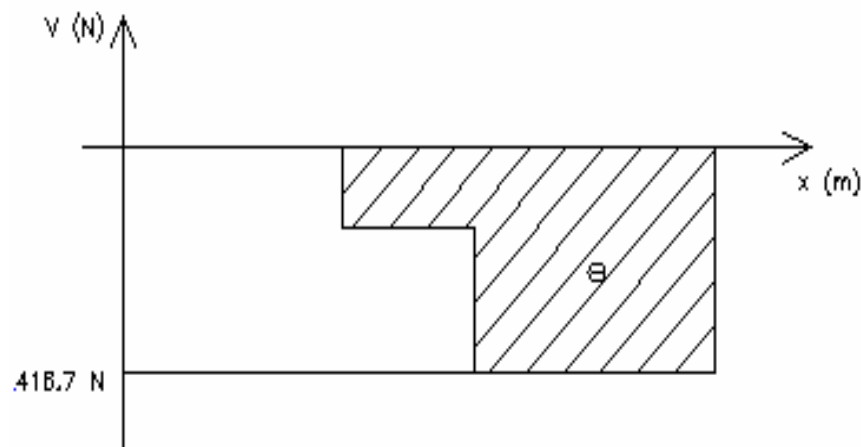
Gráfico 4-15 Diagrama de cuerpo libre del Eje Biela Manivela



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

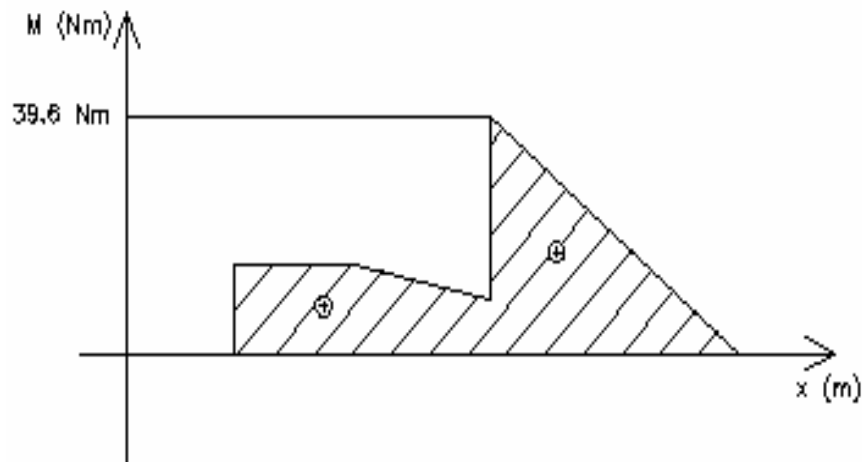
En el gráfico 4-16 y el gráfico 4-17, se muestran los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector respectivamente.

Gráfico 4-16 Diagrama de esfuerzo cortante del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Gráfico 4-17 Diagrama de momento flector del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = 39.6 Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son²⁶:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

²⁶ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

Para la construcción del eje se utiliza acero AISI 1018 CD de diámetro 25 mm.
Las propiedades que presenta el acero son:

$$S_y = 54 \text{ kpsi} = 372.06 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 64 \text{ kpsi} = 440.96 \text{ MPa.}$$

Remplazando los valores en la ecuación Ec. 4-51:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 39.6 \text{ Nm}}{\pi \times (0.025 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 25.82 \text{ MPa}$$

El eje está sometido a esfuerzos de flexión, y debido a que el eje gira, el esfuerzo de torsión (τ_{xy}) es:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 24.67 \text{ Nm}}{\pi (0.025 \text{ m})^3}$$

$$\tau_{xy} = 8 \text{ MPa}$$

- **Cálculo del límite de resistencia a la fatiga (S_e) y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (S_e'):**

$$S_e = S_e' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e$$

$$S_e' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200\text{kpsi}$$

$$S_e' = 0.5(64\text{kpsi}) = 32\text{kpsi} = 220.48\text{MPa}$$

Con el S_{ut} del acero (64 kpsi), se selecciona K_a ²⁷:

$$K_a = 0.8$$

Con la ecuación Ec. 4-55, se calcula el factor de tamaño K_b :

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250\text{mm}$$

$$k_b = 1.189 \times (19\text{mm})^{-0.097} = 0.87$$

Como se asume una confiabilidad del 50%, se selecciona un $K_c = 1$

Se determina la sección crítica con las relaciones $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ para luego seleccionar el factor de concentración de esfuerzos (K_t).

En el punto crítico existe un cambio de sección de 25 mm a 26 mm, se asume un radio de curvatura de 0.5 mm debido a que el cambio de sección no es muy grande.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5\text{mm}}{25\text{mm}} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{26\text{mm}}{25\text{mm}} = 0.94$$

$$k_e = 0.37$$

²⁷ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Figura 7-10; pág. 308

Para el cálculo de S_e se utiliza la ecuación Ec. 4-53:

$$S_e = 220.48 \text{ kpsi} \times 0.8 \times 0.87 \times 1 \times 0.37$$

$$S_e = 57.54 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud (σ'_a):

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(25.82 \text{ MPa})^2 + 3(8 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_a = 29.30 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo principal medio (σ'_m):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio σ_m es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(8 \text{ MPa})^2}$$

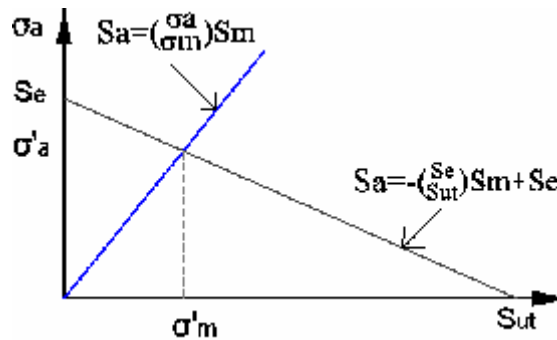
$$\sigma'_m = 13.85 \text{ MPa}$$

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} \times S_m$$

$$S_a = -\frac{S_e}{S_{ut}} \times S_m + S_e$$

Se calcula la amplitud de resistencia (S_a) y resistencia media (S_m) aplicando el diagrama de Goodman modificado²⁸, ver gráfico 4-18.

Gráfico 4-18 Diagrama de Goodman modificado.



$$S_a = \frac{29.30MPa}{13.85MPa} \times S_m = 2.1S_m$$

$$S_a = -\frac{57.54MPa}{440.96MPa} \times S_m + 57.54MPa$$

Entonces:

$$S_a = 63.31MPa$$

$$S_m = 30.15MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad n para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia es:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

²⁸ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

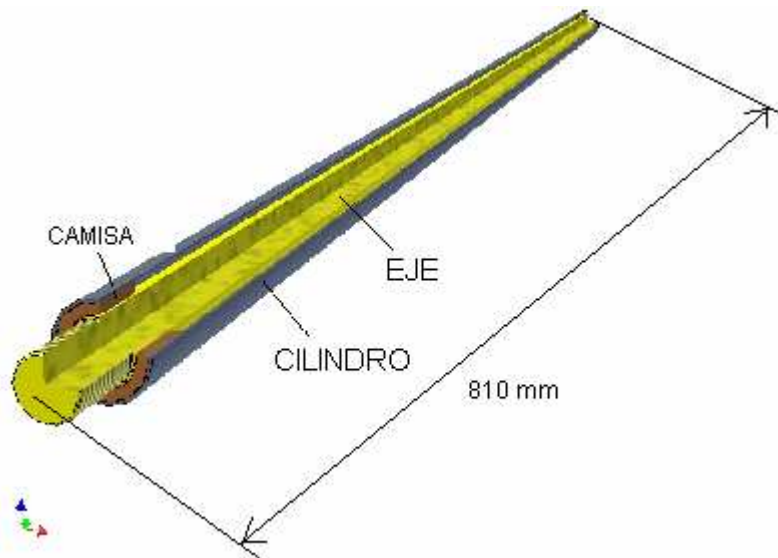
$$n = \frac{63.31MPa}{29.30MPa} = 2.17$$

El valor mínimo del factor de seguridad para que un elemento mecánico no falle es de 1.5, como el n calculado es de 2.17, entonces el eje motriz no va a fallar.

4.7 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES INTERMEDIOS

Los ejes intermedios son los que ayudan a soportar la banda transportadora. Pero estos ejes no giran, ya que tienen unas camisas las cuales hacen girar un tubo, tal como se observa en el gráfico 4-19.

Gráfico 4-19 Esquema preliminar del eje intermedio

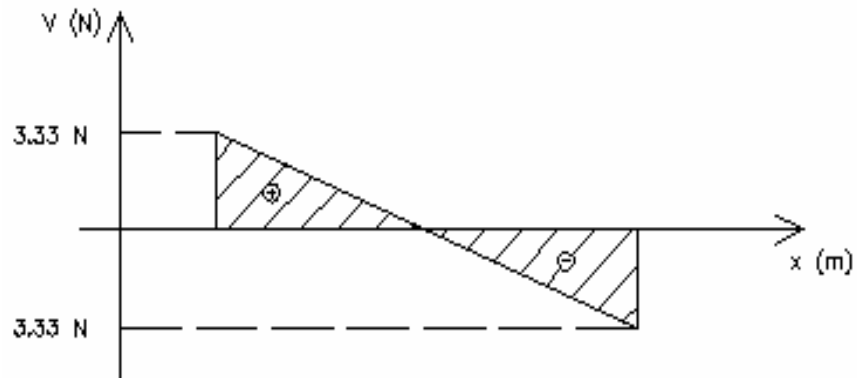


Fuente: Propia

Elaboración: Propia

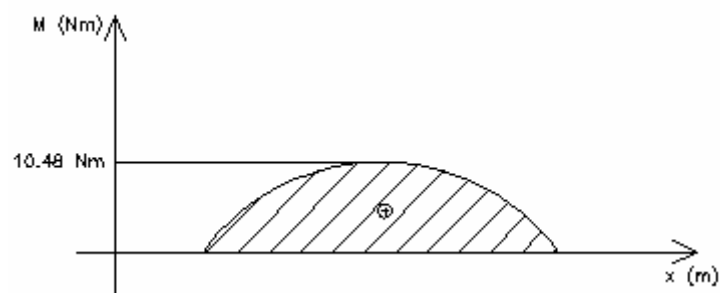
En el gráfico 4-20 y el gráfico 4-21, se muestran los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector respectivamente.

Gráfico 4-20 Diagrama de cortante del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Gráfico 4-21 Diagrama de momento flector del eje motriz.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{\text{máx}} = 10.48\text{ Nm}$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión pero sin torsión son:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

Para la construcción del eje se utiliza acero AISI 1018 CD de diámetro 15 mm. Las propiedades que presenta el acero son:

$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa}$.

$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa}$.

Remplazando los valores en la ecuación Ec. 4-51, se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 10.48 \text{ Nm}}{\pi \times (0.015 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 31.62 \text{ MPa}$$

El eje está sometido a esfuerzos de flexión, y debido a que el eje no gira, el esfuerzo de torsión (τ_{xy}) es:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 0 \text{ Nm}}{\pi (0.025 \text{ mm})^3}$$

$$\tau_{xy} = 0MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud (σ_a'):

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{(31.62MPa)^2}$$

$$\sigma_a' = 31.62MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio (σ_m'):

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje no se encuentra girando, el esfuerzo medio σ_m es igual a cero.

$$\sigma_m' = 0$$

Para el cálculo del factor de seguridad y debido a que el eje se encuentra estático se utiliza la siguiente ecuación:

$$n = \frac{372.02}{31.62} = 11.63$$

Este factor de seguridad es alto, lógicamente se debe bajar el diámetro del eje, pero por cuestiones de geometría de la máquina se conserva el diámetro de 15 mm.

4.8 DIMENSIONAMIENTO DEL PASADOR PARA EL SISTEMA BIELA – MANIVELA DEL SISTEMA DE CORTE

Debido a que el pasador es el que está soportando toda la carga del sistema biela – manivela se diseña el elemento con la Tercera Teoría de Falla por Cizalladura, así:

$$\tau = 0.5[\sigma] \quad \text{Ec. 4-63}$$

Como se está diseñando a cizalladura, el esfuerzo σ está dado por:

$$\sigma = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec. 4-64}$$

Como el material es acero AISI 1018 CD:

$$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación Ec. 4-64 se tiene:

$$\sigma = \frac{372.02 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma = 186.01 \text{ MPa}$$

Reemplazando los datos en la ecuación Ec. 4-63 se obtiene:

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

$$\tau = \frac{186.01MPa}{2}$$

$$\tau = 93MPa$$

Como la fuerza a la cual está sometido este pasador es de $F = 690 \text{ N}$ y como se asume un factor de seguridad $n = 2$, se tiene:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d^2}$$

Ec. 4-65

Donde:

P = Carga aplicada (N).

d = Diámetro del pasador (m).

Reemplazando los valores para encontrar el diámetro del pasador, se tiene:

$$d^2 = \frac{4 \times 690N}{\pi \times 93MPa}$$

Como $1Pa = 1 \frac{N}{m^2}$

Entonces:

$$d = 0.003m$$

Entonces el diámetro mínimo que debe tener el pasador es de 3 mm, pero por cuestiones de geometría se aumenta su diámetro a 5mm.

4.9 DIMENSIONAMIENTO DEL PASADOR PARA EL SISTEMA BIELA – MANIVELA DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

Debido a que el pasador es el que está soportando toda la carga del sistema biela – manivela se diseña el elemento con la Tercera Teoría de Falla de Cizalladura, así:

$$\tau = 0.5[\sigma]$$

Como se está diseñando a cizalladura, el esfuerzo σ está dado por:

$$\sigma = \frac{S_y}{2}$$

Como el material es Acero AISI 1018 CD:

$$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación Ec. 4-64 se tiene:

$$\sigma = \frac{372.02\text{MPa}}{2}$$

$$\sigma = 186.01\text{MPa}$$

Reemplazando los datos en la ecuación Ec. 4-63, se obtiene:

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

$$\tau = \frac{186.01MPa}{2}$$

$$\tau = 93MPa$$

Como la fuerza a la cual está sometido este pasador es de $F = 345 \text{ N}$ y como se asume un factor de seguridad $n = 2$, se tiene:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d^2}$$

Donde:

$P =$ Carga aplicada (N).

$d =$ Diámetro del pasador (m).

Reemplazando los valores para encontrar el diámetro del pasador, se tiene:

$$d^2 = \frac{4 \times 345N}{\pi \times 93MPa}$$

Como $1Pa = 1 \frac{N}{m^2}$

Entonces:

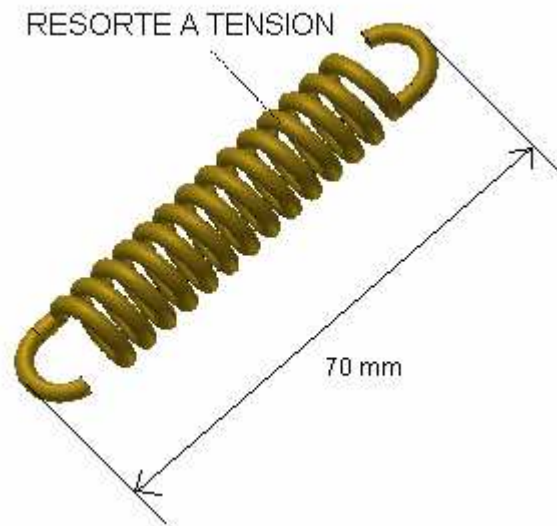
$$d = 0.002m$$

Entonces el diámetro mínimo que debe tener el pasador es de 2 mm, pero por cuestiones de geometría se aumenta su diámetro a 5 mm.

4.10 DISEÑO DEL RESORTE PARA EXPULSAR LA CÁSCARA DEL CACAO

En el gráfico 4-22 se muestra el resorte a tensión, el mismo que se encarga de aplicar la fuerza para expulsar la cáscara del cacao del cono de sujeción luego de haber sido extraída la semilla de la mazorca. La fuerza varía entre 20 N y 35 N.

Gráfico 4-22 Esquema del resorte de Tensión.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Es decir:

Los valores de cargas que actúan sobre el resorte son:

$$F_{mín} = 20N$$

$$F_{máx} = 35N$$

Donde:

$F_{mín}$ = Fuerza mínima de trabajo (N).

$F_{máx}$ = Fuerza máxima de trabajo(N).

Se asume las siguientes dimensiones del resorte

$$d_{int} = 8 \text{ mm}$$

$$d_{ext} = 10 \text{ mm}$$

$$l_o = 70 \text{ mm}$$

Donde:

d_{int} = Diámetro interno del resorte (m).

d_{ext} = Diámetro externo del resorte (m).

l_o = Longitud inicial con precarga (N).

d = Diámetro del alambre.

$$d = 0.002m = 2.0mm$$

El material para la fabricación del el resorte es Alambre estirado duro (AISI 1066).

Para el cálculo del S_{ut} se utiliza la ecuación Ec. 4-22, así:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia última a la tensión (MPa) ²⁹.

A = Constante (Mpa).

m = Exponente³⁰

Entonces:

²⁹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición.; pág. 477.

³⁰ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición.; pág. 477

$$S_{ut} = \frac{1750MPa}{(0.002m)^{0.192}}$$

$$S_{ut} = 1531.93MPa$$

S_y = Esfuerzo de tensión (MPa) ³¹.

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_y = 0.75 \times 1531.93MPa$$

$$S_y = 1148.95MPa$$

S_{sy} = Resistencia de fluencia a la torsión del alambre (MPa) ³².

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 1148.95MPa$$

$$S_{sy} = 662.94MPa$$

Carga estática máxima correspondiente a la resistencia de fluencia:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

Donde:

K_s = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante. ³³

³¹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

³² SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

C = Índice del resorte.

$$C = \frac{D}{d} = \frac{10}{5} = 2$$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{5}$$

$$K_s = 1.1$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo máximo en el resorte (MPa).³⁴

F_{max} = Carga estática máxima (N).

D = Diámetro medio del resorte (m).

d = Diámetro del alambre (m).

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Ec. 4-66

Si se supone que el factor de seguridad n es igual a 1, entonces:

$$S_{sy} = \tau_{m\acute{a}x}$$

$$S_{sy} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

³³ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

³⁴ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8K_s D}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi \times (0.002m)^3 \times 662.94Mpa}{8 \times 1.1 \times 0.010m}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 186.33N$$

Constante o m3dulo del resorte:

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N}$$

Donde:

N = N3mber de espiras del resorte

k = Constante o m3dulo del resorte (N/m) ³⁵.

G = M3dulo de rigidez (G) al corte del acero, es igual a:

$$G = 11.5 \text{ Mpsi} = 79.3\text{GPa} = 7.93 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

D = Di3mterio medio del resorte (m).

d = Di3mterio del alambre (m).

$$N = 20$$

$$k = \frac{79.3 \times 10^9 \text{ Pa} \times (0.002m)^4}{8 \times (0.010m)^3 \times 20}$$

$$k = 7930N / m$$

La fuerza m3xima en el gancho a corte para la fluencia, se calcula con la siguiente ecuaci3n:

³⁵ SHIGLEY J.; Manual de Dise3o Mec3nico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Cap3tulo 10; 3ª Edici3n; p3g. 472.

$$S_{sy} = K \frac{8F_{m\acute{a}x} D}{\pi d^3}$$

Ec. 4-67

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8KD}$$

$$K = \frac{r_m}{r_i}$$

Ec. 4-68

Donde:

r_m = radio medio

r_i = radio interior

$$r_i = \frac{2.5mm}{\left(2.5 - \frac{2}{2}\right)mm} = 1.67$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi \times (0.002m)^3 \times 662.94Mpa}{8 \times 1.67 \times 0.010m}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 124.71N$$

La fuerza máxima en el gancho del esfuerzo normal para la fluencia, se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = \frac{Kx32xFxr_m}{\pi xd^3} + \frac{4F}{\pi xd^2}$$

Ec. 4-69

La constante K se calcula con la ecuación Ec. 4-67:

$$K = \frac{r_m}{r_i}$$

$$r_i = \frac{5mm}{\left(5 - \frac{2}{2}\right)mm} = 1.25$$

Despejando la Fuerza, se tiene:

$$F = \frac{662.94}{\frac{1.25 \times 35 \times 0.005m}{\pi \times (0.002mm)^3} + \frac{4}{\pi \times (0.002mm)^2}}$$

$$F = 73.48N$$

Factor de seguridad estático n_s :

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.1 \frac{8 \times 60N \times 10mm}{\pi \times (2mm)^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 210.08MPa$$

Con la ecuación Ec. 4-66 se obtiene el factor de Seguridad:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Entonces:

$$n_s = \frac{662.94MPa}{210.08MPa}$$

$$n_s = 3.15$$

Factor de seguridad dinámico n_d :

Se supone una vida del resorte de 50×10^3 ciclos y una confiabilidad del 99%.

Según la ecuación Ec. 4-26 se puede obtener:

$$\tau_{mín} = K_s \frac{8F_{mín}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{mín} = 1.1 \times \frac{8 \times 17.5N \times 0.010m}{\pi(0.002)^3}$$

$$\tau_{mín} = 61.27MPa$$

$$S_{se} = S'_{se} \times Kc \times Ke$$

Donde:

S_{se} = Resistencia a la fatiga.

Kc = Factor de confiabilidad³⁶.

Ke = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$S'_{se} = 310MPa$$

Se determina el valor de Kc , utilizando la Tabla 7-7 del Manual de Diseño Mecánico.

³⁶ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7.7; pág. 319.

$$K_c = 0.814$$

$$k_e = \frac{1 + \frac{0.5}{c}}{\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.625}{C}}$$

$$k_e = 0.83$$

$$S_{se} = 310MPa \times 0.814 \times 0.83$$

$$S_{se} = 209.44MPa$$

$$n_d = \frac{S_{se}}{\tau}$$

Ec. 4-70

$$n_d = \frac{209.44MPa}{61.27MPa}$$

$$n_d = 3.37$$

4.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DISTRIBUIDOR PARA EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

Aplicando la misma secuencia de cálculo de los ejes anteriores se obtiene los siguientes datos de inercia:

Tabla 4-5 Resultados de inercia total del eje distribuidor.

Elementos	Densidad ρ (Kg/m ³)	Volumen V (m ³)	Masa m (Kg)	Inercia I (kg. m ²)
Eje	7850	8.10×10^{-5}	0.63	4.11×10^{-5}
Polea	7850	1.28×10^{-3}	10.03	0.081
Inercia total del eje distribuidor				0.0815

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

4.11.1.1 Aceleración Angular del Eje

Remplazando los valores de velocidad angular y tiempo de arranque en la ecuación Ec. 4-14, se obtienen:

$$W = 24 \text{ rpm.}$$

$$t = 0.5 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 1.05 \text{ rad} / \text{s}^2$$

4.11.1.2 Torque del eje de distribución

Remplazando el valor de la inercia total del sistema y de la aceleración angular, en la ecuación Ec. 4-15 se obtiene el siguiente resultado:

$$T = I \times \alpha$$

$$T = 0.0815 \text{ kg.m}^2 \times 1.05 \text{ rad/s}^2$$

$$T = 0.086 \text{ Nm}$$

4.11.1.3 Potencia requerida en el eje distribuidor

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto, se calcula la potencia con la ecuación Ec. 4-16:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 0.063 \text{ Kw}$$

$$P = 0.085 \text{ HP}$$

4.11.1.4 Potencia requerida debido a la Fuerza Aplicada

Una vez conocido el torque y la velocidad angular en revoluciones por minuto, se calcula la potencia con la ecuación Ec. 4-16:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = 0.029Kw$$

$$P = 0.039HP$$

La potencia necesaria del motor es: la suma de la potencia del eje y accesorios más la potencia de la fuerza de extracción, así:

$$P_{total} = P_{eje} + P_{extracción}$$

$$P_{total} = (0.063 + 0.029)Kw$$

$$P_{total} = 0.092Kw$$

$$P_{total} = 0.13HP$$

$$P_{motor} = P_{total} * FS$$

$$P_{motor} = 0.13 * 1.5$$

$$P_{motor} = 0.18 HP$$

La potencia requerida por el motor es de 0.18 HP, se ha decidido escoger un motor de $\frac{3}{4}$ HP que entregue 900 rpm para obtener la velocidad angular que se necesita de una manera mas sencilla, facilitando así su montaje.

4.11.1.5 Fuerzas aplicadas al eje distribuidor por la polea 2

Para calcular las fuerzas y el momento actuantes sobre el eje, se utiliza:

$$T = (F_1 - F_2)r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

$$\theta = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right)$$

$$c = \left(\frac{D-d}{0.17}\right)$$

Donde:

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

R = Radio de la polea (m).

f = Coeficiente de rozamiento (0.3 para bandas)

D = Diámetro polea 2

d = Diámetro polea 1

c = Distancia entre centros

Como en el eje distribuidor se tiene la polea con diámetro igual a 125 mm y la polea en el eje del motor con diámetro 50 mm, se selecciona la distancia entre centros de acuerdo al catálogo Martín que se muestra en el Anexo C.

Entonces:

$$c = 1195 \text{ mm.}$$

$$\theta = 2.79$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones Ec. 4-45 y Ec. 4-46 se obtiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.3*2.79)}$$

$$F_1 = 2.316F_2$$

El Torque se calcula con la ecuación Ec. 4-16, así:

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = 36.6Nm$$

Igualando la ecuación Ec. 4-49 y la ecuación Ec. 4-50, se obtiene:

$$F_2 = 219N$$

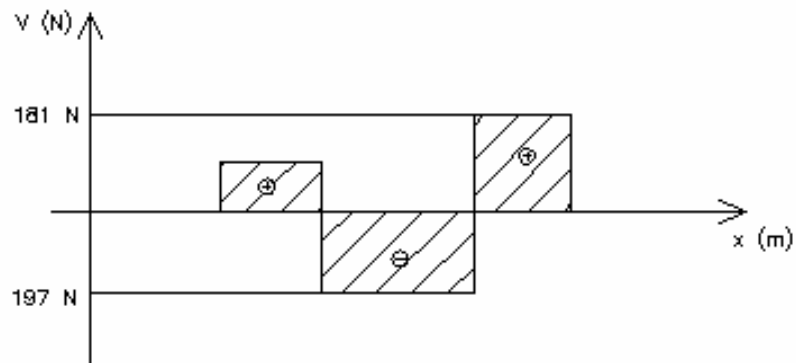
$$F_1 = 507.16N$$

Al trasladar las fuerzas hacia el centro de la polea se tiene:

$$R = F_1 - F_2 = 288.16N$$

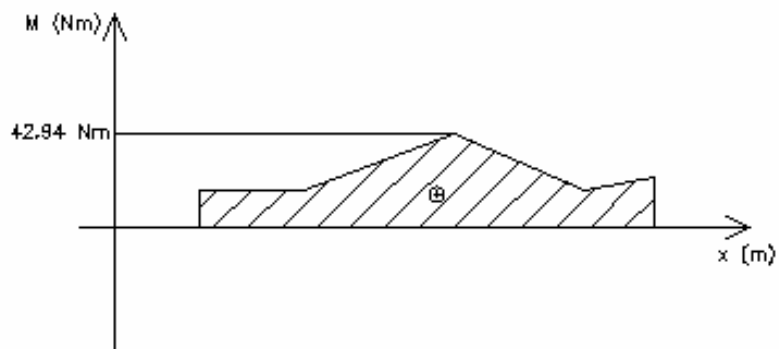
En el gráfico 4-23 y el gráfico 4-24, se muestran los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector respectivamente.

Gráfico 4-23 Diagrama de cortante del eje distribuidor.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Gráfico 4-24 Diagrama de momento flector del eje distribuidor.



Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = 42.94\text{ Nm}$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son³⁷:

³⁷ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

Para la construcción del eje se utiliza acero AISI 1018 CD de diámetro 25 mm.

Las propiedades que presenta el acero son:

$$S_y = 54\text{kpsi} = 372.06 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 64\text{kpsi} = 440.96 \text{ MPa.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación Ec. 4-51, se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 42.94 \text{ Nm}}{\pi \times (0.025 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 27.99 \text{ MPa}$$

El eje está sometido a esfuerzos de flexión, y debido a que el eje gira, el esfuerzo de torsión (τ_{xy}) es:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 36.6Nm}{\pi(0.025mm)^3}$$

$$\tau_{xy} = 11.92MPa$$

- **Cálculo del límite de resistencia a la fatiga (Se) y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (Se') :**

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200kpsi$$

$$Se' = 0.5(64kpsi) = 32kpsi = 220.48MPa$$

Con el S_{ut} del acero (64 kpsi), se selecciona K_a ³⁸:

$$K_a = 0.8$$

Con la ecuación Ec. 4-55, se calcula el factor de tamaño K_b :

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250mm$$

$$k_b = 1.189(25mm)^{-0.097} = 0.87$$

Como se asume una confiabilidad del 50%, se selecciona un $K_c = 1$

³⁸ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Figura 7-10; pág. 308

Se determina la sección crítica con las relaciones $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ para luego seleccionar el factor de concentración de esfuerzos K_t .

En el punto crítico existe un cambio de sección de 25 mm a 26 mm, se asume un radio de curvatura de 0.5 mm debido a que el cambio de sección no es muy grande.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5mm}{25mm} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25mm}{26mm} = 0.96$$

$$k_e = 0.392$$

Para el cálculo de S_e se utiliza la ecuación Ec. 4-53:

$$S_e = 220.48kpsi \times 0.8 \times 0.87 \times 1 \times 0.392$$

$$S_e = 60.32MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud (σ'_a):

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(27.99MPa)^2 + 3(11.92MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 34.79MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio (σ'_m):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio σ_m es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(11.92MPa)^2}$$

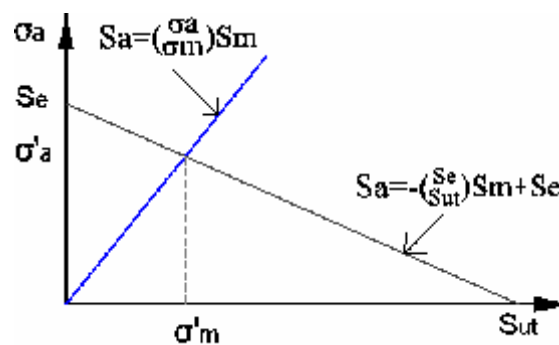
$$\sigma'_m = 20.64MPa$$

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} \times S_m$$

$$S_a = -\frac{S_e}{S_{ut}} \times S_m + S_e$$

Se calcula la amplitud de resistencia (S_a) y resistencia media (S_m) aplicando el diagrama de Goodman modificado³⁹, ver gráfico 4-25.

Gráfico 4-25 Diagrama de Goodman modificado.



$$S_a = \frac{34.79MPa}{20.64MPa} \times S_m = 1.685S_m$$

$$S_a = -\frac{60.32MPa}{440.96MPa} \times S_m + 60.32MPa$$

³⁹ SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

Entonces:

$$S_a = 65.52MPa$$

$$S_m = 38.88MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad n para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia es:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$$n = \frac{65.52MPa}{34.7MPa} = 1.88$$

El valor mínimo del factor de seguridad para que un elemento mecánico no falle es de 1.5, como el n calculado es de 1.88, entonces el eje motriz no va a fallar.

4.12 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para seleccionar los rodamientos se considera lo siguiente: la carga aplicada, la capacidad de carga dinámica, el tiempo nominal de servicio y la velocidad de giro de los mecanismos donde se acopla el rodamiento, por ejemplo sobre ejes.

Las velocidades de giro que intervienen en los ejes motrices, en el eje distribuidor, en el eje biela - manivela, son constantes. Además, si la máquina trabaja 6 horas diarias totalmente utilizadas le corresponde una duración comprendida entre 20000 a 30000 horas de servicio ⁴⁰.

Para la selección se utiliza la siguiente fórmula de duración (L_{10h})⁴¹.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Ec. 4-71

Donde:

L_{10h} = Duración nominal en horas de servicio.

n = Velocidad constante de rotación (rpm).

C = Capacidad de carga dinámica (N).

P = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento (N).

p = Exponente de la fórmula de duración.

$p = 3$, para los rodamientos de bolas.

$p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos.

Se considera que las cargas dinámicas que intervienen son constantes en magnitud, dirección y actúan radialmente, se asume que P es igual a la carga calculada en cada sistema.

⁴⁰ CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Capacidad de carga y duración; Tabla 1; Pág. 30.

⁴¹ CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Fórmula de la duración; Pág. 28.

4.12.1 RODAMIENTOS DEL EJE MOTRIZ

El eje motriz está formado por dos soportes con rodamientos rígidos de bolas y gira a una velocidad de 36 rpm, se supone una duración de trabajo de 20000 horas de servicio.

Despejando C de la ecuación Ec. 4-71 se tiene:

$$C = P \times \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{1000000} \right)^{1/p} \quad \text{Ec. 4-72}$$

$$n = 36 \text{ rpm}$$

$$P = 663.4 \text{ N}$$

$$C = 663.4 \left(\frac{20000 \times 60 \times 36}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 2327.75 \text{ N}$$

El diámetro del eje donde se instalan los rodamientos es de 25 mm

Con la capacidad de carga dinámica calculada y el diámetro del eje se selecciona el Soporte y el rodamiento de bolas rígidas en base al catálogo SKF, tal como se muestra en la Tabla 4-7:

Tabla 4-6 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje motriz⁴².

Unidad completa	SY 25FJ	
Diámetro interno	d	25 mm
Unidad de rodamiento	-	238205 BD2LS
Unidad soporte	-	SY 505
Capacidad de Carga dinámica	C	10.8 kN
Masa	m	0.74kg

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF
Elaboración: Propia

4.12.2 RODAMIENTOS DEL EJE DISTRIBUIDOR

El eje distribuidor está formado por dos soportes con rodamientos rígidos de bolas y gira a una velocidad de 36 rpm, se supone una duración de 20000 horas de servicio.

Despejando C de la ecuación Ec. 4-71 se tiene:

$$C = P \times \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{1000000} \right)^{1/p}$$

$$n = 36 \text{ rpm}$$

$$P = 219.2 \text{ N}$$

$$C = 219.2 \left(\frac{20000 \times 60 \times 36}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 775 \text{ N}$$

⁴² CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Capacidad de carga y duración; Pág. 358

El diámetro del eje donde se instalan los rodamientos es de 20 mm

Con la capacidad de carga dinámica calculada y el diámetro del eje se selecciona el Soporte y el rodamiento de bolas rígidas en base al catálogo de rodamientos SKF, tal como se muestra en la Tabla 4-8:

Tabla 4-7 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje distribuidor⁴³.

Unidad completa		SY 20FJ
Diámetro interno	d	20 mm
Unidad de rodamiento	-	238204 BD2LS
Unidad soporte	-	SY 504
Capacidad de Carga dinámica	C	9.8 kN
Masa	m	0.6 kg

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

Elaboración: Propia

4.12.3 RODAMIENTOS DEL EJE BIELA MANIVELA

El eje para la biela manivela está formado por dos soportes con rodamientos rígidos de bolas y gira a una velocidad de 24 rpm, se supone una duración de 20000 horas de servicio.

Despejando C de la ecuación Ec. 4-71 se tiene:

$$C = P \times \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{1000000} \right)^{1/p}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$P = 417.8 \text{ N}$$

⁴³ CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Capacidad de carga y duración; Pág. 358

$$C = 417.8 \left(\frac{20000 \times 60 \times 24}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 1280.4N$$

El diámetro del eje donde se instalan los rodamientos es de 25 mm

Con la capacidad de carga dinámica calculada y el diámetro del eje se selecciona el Soporte y el rodamiento de bolas rígidas en base al catálogo SKF, tal como se muestra en la Tabla 4-9:

Tabla 4-8 Especificaciones del soporte con rodamiento del eje biela manivela⁴⁴

Unidad completa		SY 25FJ
Diámetro interno	d	25 mm
Unidad de rodamiento	-	238205 BD2LS
Unidad soporte	-	SY 505
Capacidad de Carga dinámica	C	10.8 kN
Masa	m	0.74kg

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF
Elaboración: Propia

⁴⁴ CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Capacidad de carga y duración; Pág. 358

CAPITULO V

5 CONSTRUCCION Y MONTAJE DE LA MÁQUINA SEPARADORA DE LA SEMILLA DE CACAO.

5.1 Construcción de la Máquina.

La construcción de la Máquina Separadora de Cacao no representa gran dificultad, puede realizarse en un lugar que disponga de máquinas y herramientas apropiadas para llevar a cabo este objetivo.

5.1.1 Maquinas y Herramientas

Para la realización de los elementos a construirse para la máquina se emplean diversas máquinas herramientas como son; torno, fresadora, limadora, soldadora y herramientas manuales como; taladro, machuelos, limas además de instrumentos de medición como, calibrador, escuadra y flexómetro.

En la Tabla 5-1, Tabla 5-2 y Tabla 5-3, se muestran las designaciones de cada una de las herramientas, maquinas herramientas e instrumentos de medición, para interpretar el cursograma de construcción de cada uno de los sistemas.

Tabla 5-1 Lista de Herramientas.

Designación	Herramientas
H	Arco de sierra
	Prensas
	Machuelos
	Taladro
	Limas
	Esmeril
	Brocas

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 5-2 Designación de Máquinas Herramientas y Equipos.

Designación	Máquina Herramienta
M1	TORNO
M2	FRESADORA
M3	TALADRO DE BANCO
M4	ESMERIL
M5	AMOLADORA
M6	RECTIFICADORA
E1	EQUIPO DE SUELDA ELECTRICA
E2	EQUIPO DE PINTURA

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

Tabla 5-3 Designación de Instrumentos de medición y verificación.

Designación	Herramientas
I	Calibrador (Pie de rey)
	Escuadra
	Regla metálica
	Nivel
	Flexómetro

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

5.1.2 Operaciones Tecnológicas

A continuación se lista las diferentes operaciones tecnológicas que son necesarias para realizar el mecanizado en cada elemento que forma parte de los sistemas pertenecientes a la máquina.

Tabla 5-4 Operaciones Tecnológicas.





No.	Operación
1	Trazado y corte de material
2	Esmerilado o Amolado
3	Soldado
4	Doblado
5	Taladrado
6	Torneado
7	Roscado
8	Fresado

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

5.2 Cursograma Sinóptico de Construcción

La simbología para realizar el cursograma sinóptico de construcción se muestra en la Tabla 5-5.

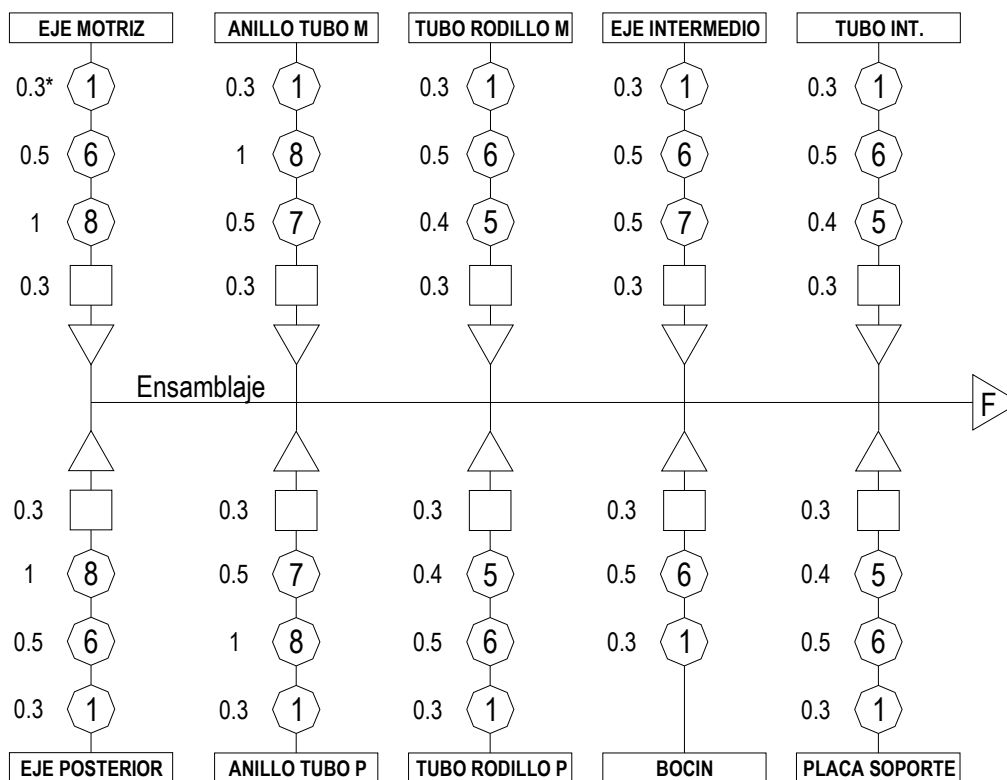
Tabla 5-5 Simbología usada en cursogramas.

SIMBOLO	INTERPRETACION
	OPERACION
	INSPECCION
	TRASLADO
	TERMINO DEL PROCESO

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

5.2.1 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

Gráfico 5-1 Cursograma de construcción de elementos pertenecientes al Sistema de Alimentación.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

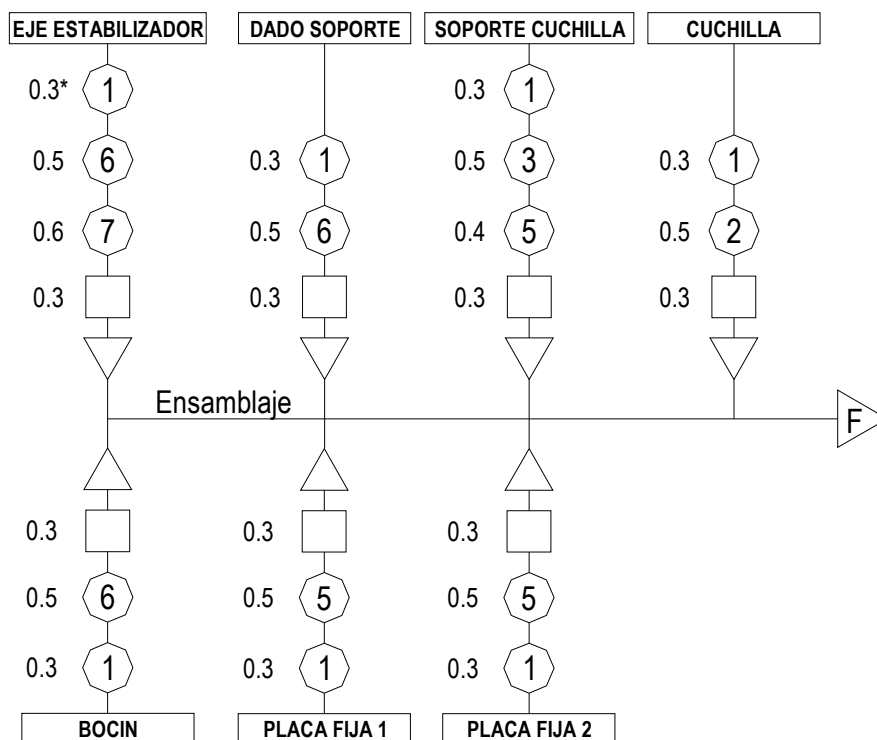
* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-1 se indican los procesos tecnológicos aplicados a las principales piezas pertenecientes al Sistema de Alimentación, todas las dimensiones y notas constructivas se encuentran detalladas en el Anexo Planos.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de alimentación es de 17,1 horas, cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

5.2.2 SISTEMA DE CORTE

Gráfico 5-2 Cursograma de construcción de los elementos del sistema de corte.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

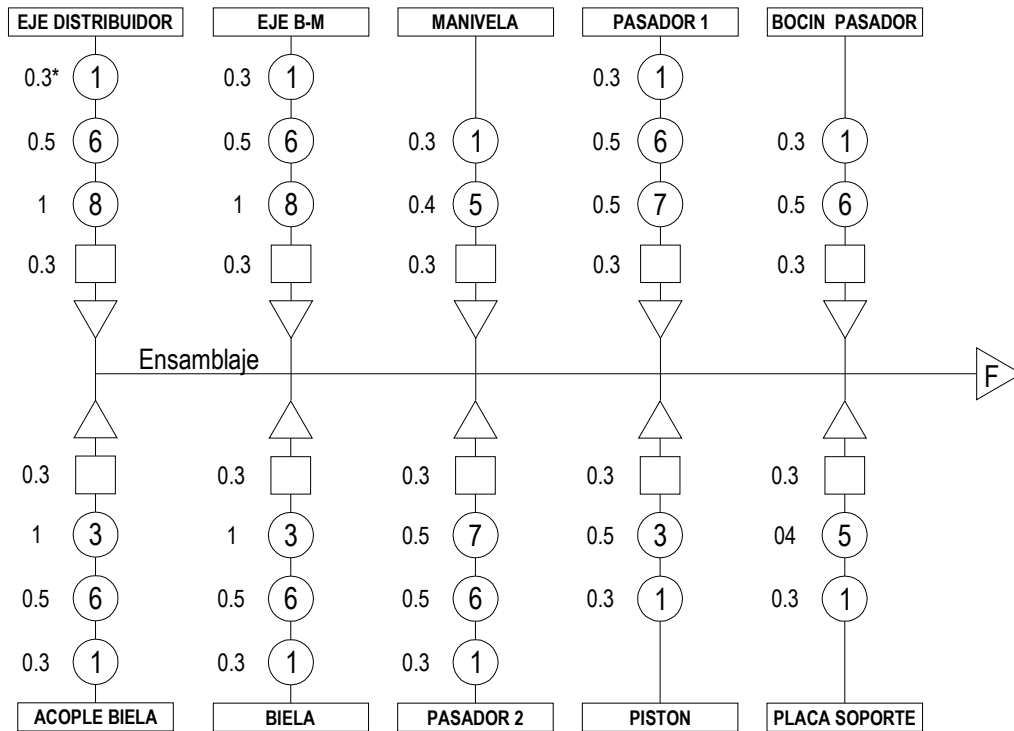
* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-2 se indican los procesos tecnológicos aplicados a las principales piezas pertenecientes al Sistema de Corte, todas las dimensiones y notas constructivas se encuentran detalladas en el Anexo Planos.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de corte es de 8.7 horas, cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

5.2.3 SISTEMA MOTRIZ CORTE

Gráfico 5-3 Cursograma de construcción de los elementos del sistema motriz de corte.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

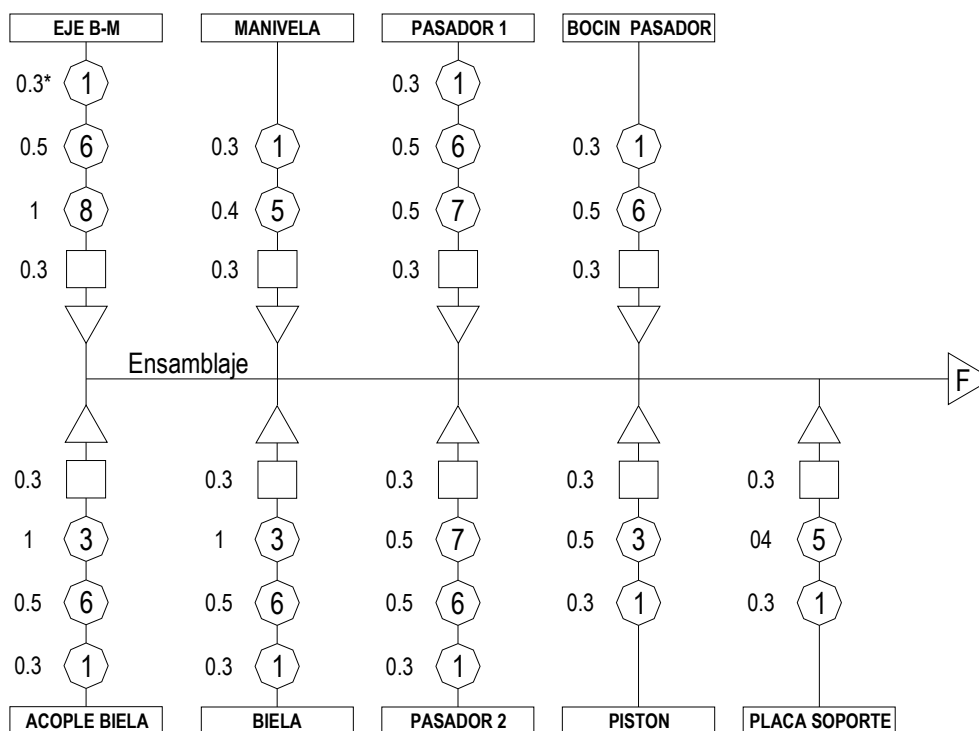
* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-3 se indican los procesos tecnológicos aplicados a las principales piezas pertenecientes al Sistema Motriz usado en el Corte, todas las dimensiones y notas constructivas se encuentran detalladas en el Anexo Planos.

El tiempo estimado para la construcción del sistema motriz de corte es de 15,8 horas, cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

5.2.4 SISTEMA MOTRIZ DE EXTRACCIÓN

Gráfico 5-4 Cursograma de construcción de los elementos del Sistema Motriz usado en la extracción.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

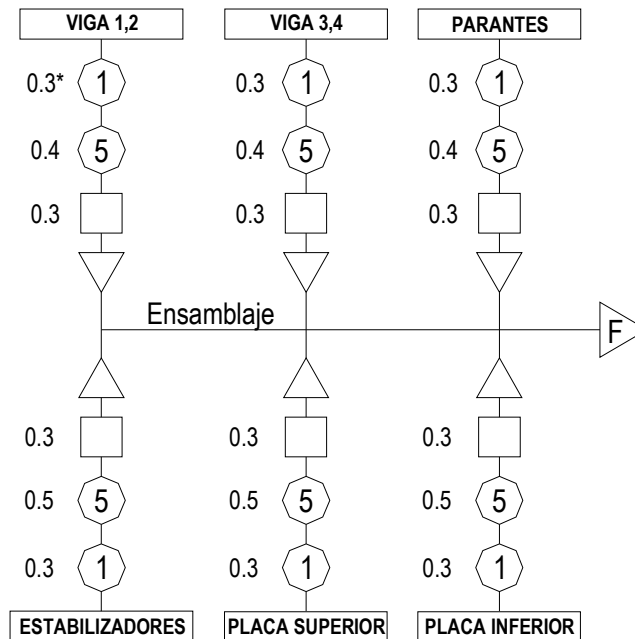
* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-4 se indican los procesos tecnológicos aplicados a las principales piezas pertenecientes al Sistema Motriz usado en la Extracción, todas las dimensiones y notas constructivas se encuentran detalladas en el Anexo Planos.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de extracción motriz es de 13,7 horas, cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

5.2.5 ESTRUCTURA

Gráfico 5-5 Cursograma de construcción de la estructura.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-5 se indican los procesos tecnológicos aplicados a las piezas pertenecientes a la Estructura, todas las dimensiones y notas constructivas se encuentran detalladas en el Anexo Planos.

El tiempo estimado para la construcción de la estructura es de 6,3 horas, cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

5.2.6 MONTAJE

Una vez realizadas las operaciones tecnológicas de los elementos pertenecientes a los sistemas, se realiza el montaje de los mismos.

El montaje de la máquina se lo realiza de acuerdo con las operaciones que se listan a continuación y con el cursograma de montaje.

Cada operación tiene un ítem, el cual ilustra el cursograma de montaje, tal como se muestra en la Tabla 5-6.

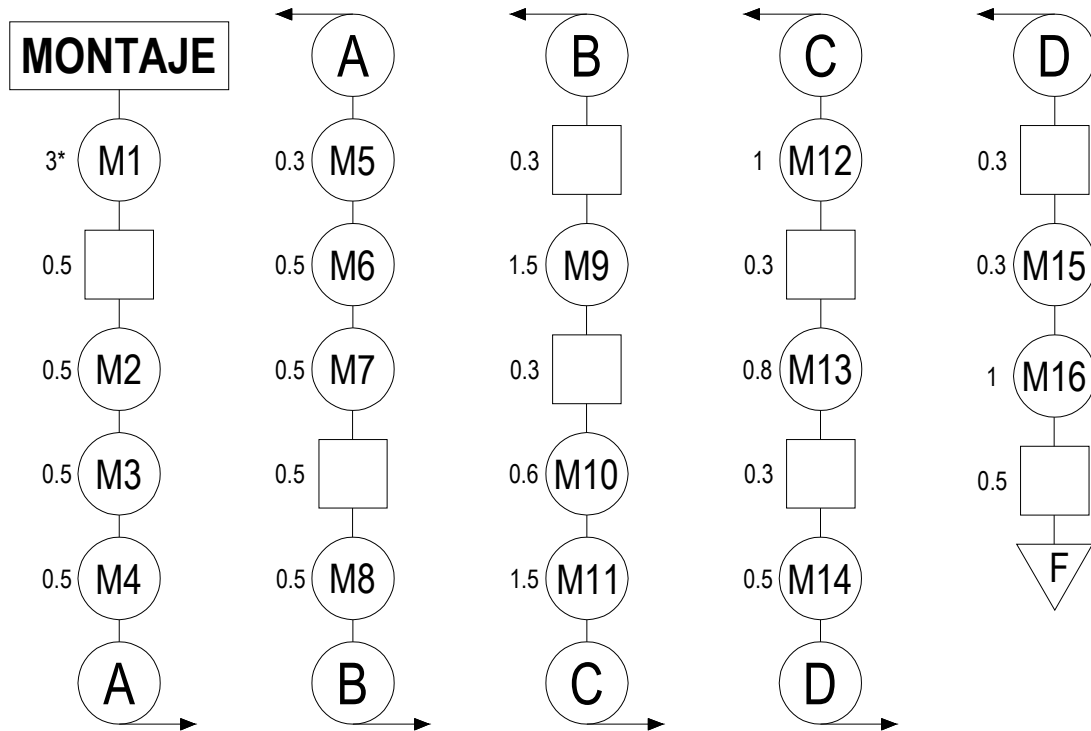
Tabla 5-6 Operaciones de montaje.

ITEM	OPERACION
M1	Instalación de la estructura el lugar de trabajo.
M2	Unión de elementos pertenecientes al rodillo motriz.
M3	Unión de elementos pertenecientes al rodillo posterior.
M4	Unión de elementos pertenecientes a los rodillos intermedios.
M5	Introducción de todos los rodillos en la banda transportadora.
M6	Instalación de las chumaceras y placas soporte en la estructura.
M7	Instalación de los ejes de los rodillos en su respectivo soporte.
M8	Instalación del eje distribuidor y ejes biela manivela en los soportes.
M9	Instalación de poleas en los ejes, con sus respectivas bandas.
M10	Instalación de la biela y manivela en el eje.
M11	Instalación de los ductos.
M12	Unión de los elementos del sistema de corte.
M13	Unión de los elementos del sistema de extracción.
M14	Instalación del sistema de corte y sistema de extracción.
M15	Instalación de recipientes usados en la recolección.
M16	Instalación eléctrica.
M17	

Fuente: Propia
Elaboración: Propia

5.2.7 CURSOGRAMA SINÓPTICO DE MONTAJE

Gráfico 5-6 Cursograma sinóptico de montaje.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Tiempo de operación en horas

En el Gráfico 5-7 se muestra el cursograma de montaje, los tiempos que se necesitan para cada operación y el estimado de montaje.

El tiempo aproximado de montaje es de 16,5 horas.

CAPITULO VI

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- El presente proyecto de titulación cumple con el objetivo planteado, al haber diseño de una Máquina Separadora de la Semilla de Cacao.
- La investigación de campo realizada es un gran aporte a la industria cacaotera ecuatoriana ya que los datos recopilados son parámetros fundamentales para la realización del presente proyecto.
- Los planos mecánicos presentados son realizados de acuerdo a las normas de dibujo establecidas en nuestro país, facilitando así la construcción de la maquina.
- El uso de la máquina disminuye el tiempo de obtención de la semilla de cacao de una manera considerable en relación a los métodos tradicionales actualmente usados.
- La máquina halla diseñada para que un solo operario pueda realizar el trabajo de extracción.
- Por la versatilidad de la máquina, puede extraer la semilla del cacao de los diferentes variedades de cacao existentes en el Ecuador como son: Cacao Forastero, Cacao Criollo, Cacao Clonal.

- El Proyecto de Titulación es un gran desafío ya que pone a prueba todos los conocimientos adquiridos en el transcurso de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

6.2 RECOMENDACIONES

- Se debe realizar una periódica evacuación de las cáscaras cortadas ya que su aglomeración puede provocar mal funcionamiento en el sistema de corte.
- En el sistema de alimentación los cacaos deben ser ubicados manualmente para garantizar un funcionamiento óptimo de la Máquina Separadora del Fruto del Cacao.
- Los conductos por los cuales el cacao realiza el recorrido deben permanecer libres de objetos ajenos al proceso de extracción para evitar accidentes.
- Se recomienda realizar limpieza continua de las cuchillas para que el corte no sufra ninguna interferencia y así evitar que el fruto se contamine en el proceso de extracción.
- Se debe realizar un mantenimiento general de la máquina de forma periódica para evitar que los elementos que necesiten ser lubricados sufran desgastes prematuros.

BIBLIOGRAFIA

- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición; México; 2002.
- INIAP; Manual del Cultivo del Cacao N° 25; Estación Experimental Pichilingue; Octubre 1990.
- J. BRAU DEAU; El Cacao; Editorial Blume; 1970.
- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición; México; 1985.
- CHEVALIER; Dibujo Industrial; Montaner y Simón S.A.; Barcelona, 1979.
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
- ROLDÁN VITORIA J; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; Barcelona; 2000.
- MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico; Tomos I y Tomo II; Editorial Mc Graw Hill; México; 1990.
- MARTIN FLEX COMPANY; Catálogo General de Transmisión de Movimiento; 2006.
- SIEMENS; Catálogo General de Motores Eléctricos; 2002.
- CATÁLOGO GENERAL DE RODAMIENTOS SKF; 1989.
- VARGAS J.; Guía de los Fundamentos del Dibujo Industrial; 2004.

CONSULTAS WEB

- [www.Ecuador_case%20study-es.pdf](#)
- [www.mag.com](#)
- <http://www.sica.gov.ec>
- www.ecuador.fedexpor.com/ecuador.html
- <http://www.sica.gov.ec/cadenas/cacao/docs/mapa.htm>

ANEXOS