

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA  
DE CAFÉ SEGÚN NORMA INEN 285:2006**

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

**CHRISTIAN RAFAEL OLIVO PEÑARANDA**  
**chris\_olivo20@hotmail.com**

**ANGEL FRANCISCO SILVA CUEVA**  
**franc0841@hotmail.com**

**DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.**  
**jaime.vargas@epn.edu.ec**

**Quito, Febrero 2009**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Christian Rafael Olivo Peñaranda, y Angel Francisco Silva Cueva, declaramos bajo juramento que el trabajo descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

Christian Rafael Olivo Peñaranda

---

Angel Francisco Silva Cueva

## CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Christian Rafael Olivo Peñaranda y Angel Francisco Silva Cueva, bajo nuestra supervisión.

---

Ing. Jaime Vargas.

DIRECTOR

---

Ing. Jorge Escobar L.

COLABORADOR

---

Ing. Washington Altuna.

COLABORADOR

## SIMBOLOGÍA

- P.P : peso ponderado.  
v : velocidad lineal.  
 $\omega$  : velocidad angular.  
r : radio.  
V : volumen.  
l : largo.  
a : ancho.  
e : espesor.  
 $\delta$  : densidad del acero.  
m : masa.  
P : peso.  
g : aceleración de la gravedad.  
T : torque.  
F : fuerza.  
 $\tau_{XY}$  : esfuerzo al corte.  
A : área.  
d : diámetro.  
[ $\tau$ ] : esfuerzo admisible al corte.  
 $S_{sy}$  : resistencia a la fluencia al corte.  
n : factor de seguridad.  
n' : número de barras.  
I : momento de inercia.  
 $\Sigma I$  : sumatoria momentos de inercia.  
 $\alpha$  : aceleración angular.  
t : tiempo.  
 $\omega_f$  : velocidad angular final.  
 $\omega_o$  : velocidad angular inicial.  
Pot : potencia.  
 $P_r$  : potencia requerida.

- $P_n$  : potencia ejes.
- $S_e$  : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.
- $K_a$  : factor de superficie.
- $K_b$  : factor de tamaño.
- $K_c$  : factor de confiabilidad.
- $K_d$  : factor de temperatura.
- $K_e$  : factor de modificación por concentración de esfuerzos.
- $K_f$  : factor de efectos diversos.
- $S_e'$  : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.
- $S_{ut}$  : resistencia última a la tracción.
- $S_y$  : resistencia a la fluencia.
- $M$  : momento máximo.
- $L_{10h}$  : duración nominal en horas de servicio.
- $C'$  : capacidad de carga dinámica.
- $P'$  : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.
- $p$  : exponente de la fórmula de duración
- $\sigma_x$  : esfuerzo a la compresión.
- $t'$  : espesor de la placa.
- $[\sigma]$  : esfuerzo admisible a la compresión.
- $S_y$  : resistencia a la fluencia.
- $F_i$  : precarga del perno
- $A_t$  : área de esfuerzo de tensión.
- $C''$  : relación de rigidez.
- $P''$  : carga externa total sobre la unión de perno.
- $l'$  : agarre.
- $H_2$  : espesor de la chumacera.
- $K_b'$  : constante de rigidez del perno.
- $E$  : módulo de elasticidad.
- $K_m$  : constante de rigidez de los elementos.
- $S_p$  : resistencia a la prueba.
- $F_s$  : factor de servicio.
- $P_d$  : potencia de diseño.
- $f$  : factor de servicio de sobrecarga

- $\theta_s$  : ángulo de contacto de la banda.  
C : distancia entre los centros de las poleas  
L' : perímetro interior de la banda.  
L<sub>p</sub> : longitud de paso (o efectiva) de la banda.  
H<sub>r</sub> : potencia nominal.  
H' r : potencia corregida  
 $\theta$  : ángulo de inclinación  
h : altura  
b : base.  
P\* : perímetro.  
S<sub>xx</sub> : sección transversal.  
C : factor para el diseño  
K : constante de esbeltez  
L : longitud  
r<sub>min</sub> : radio mínimo de giro.  
E' : peso propio del aparato de transporte  
T : capacidad de carga de la rueda.  
Z : carga máxima.  
R : número de ruedas.  
R<sub>B</sub> : reacción en el nodo B.  
R<sub>A</sub> : reacción en el nodo A.  
R<sub>x</sub> : reacción horizontal  
R<sub>C</sub> : reacción en el nodo C.  
 $\tau$  : esfuerzo al corte.  
L<sub>s</sub> : longitud de soldadura.  
t<sub>s</sub> : ancho del cordón de soldadura.

## RESUMEN

El presente proyecto de titulación, contempla el diseño y construcción de una máquina clasificadora de café, basada en características específicas que se encuentran establecidas en la norma INEN 285:2006. (Café verde en grano clasificación y requisitos).

En la actualidad, es necesario proporcionar un valor agregado a la producción realizada por el pequeño y mediano caficultor; ya que dentro de su actividad económica, la clasificación del café es un proceso mediante el cual el producto aumenta su valor comercial.

Las clasificadoras de café existentes en el mercado son importadas y de elevado costo, debido a que son máquinas de alta capacidad para utilizarse en grandes zonas productivas, viéndose así, beneficiado un pequeño sector, dejando de lado al pequeño caficultor, el cual se ve perjudicado en tiempo y dinero por lo que es necesario que las universidades elaboren propuestas para resolver dichas necesidades.

El presente proyecto se encuentra desarrollado en siete capítulos que contienen:

**CAPITULO 1. Estudio agronómico básico del café.** Para realizar el estudio agronómico del café se estudian brevemente aspectos teóricos tales como: información general del café, origen, tipos de café, requerimientos climáticos y variedades cultivadas en los cantones Olmedo y Chaguarpamba de la provincia de Loja.

**CAPITULO 2. Estudio de campo.** La finalidad de efectuar el estudio de campo, es determinar los parámetros de diseño como son: la capacidad y velocidad de clasificado. Además se realiza un análisis entre cosechas, requerimientos del pequeño caficultor y tipos de café cosechados.

**CAPITULO 3. Análisis y selección de alternativas.** Al realizar estudio de alternativas se establecen dos propuestas; a partir del análisis de las características de cada una de ellas, se escoge la mejor alternativa.

**CAPITULO 4. Diseño de la clasificadora.** Para desarrollar el diseño de la clasificadora se contempla sus características, elementos mecánicos y la estructura soportante, basándose en fórmulas y recomendaciones de distintos autores.

**CAPITULO 5. Construcción montaje y pruebas de campo.** En la construcción y montaje se detallan procesos de fabricación de cada una de las partes que forman la máquina. También se presenta la secuencia de montaje de los elementos componentes para su posterior construcción y las pruebas de campo realizadas.

**CAPITULO 6. Costos.** Se obtiene el costo de la máquina analizando los costos directos e indirectos y el costo final de la clasificadora.

**CAPITULO 7. Conclusiones y recomendaciones.** Las conclusiones y recomendaciones se extraen de las principales observaciones del desarrollo del diseño y construcción de la clasificadora.



## PRESENTACIÓN

El café es uno de los pocos productos básicos comercializados a nivel internacional, que se continúa produciendo primordialmente en minifundios cultivados por campesinos; el 70 por ciento del café mundial se cultiva en granjas de menos de 10 hectáreas. Sin embargo la gran mayoría de cultivos se centra en propiedades familiares que cuentan con un tamaño que varía entre cinco y una hectárea.

Los campesinos que cuentan con pequeñas propiedades obtienen de sus cosechas buenos beneficios, con lo cual pueden alimentar a sus familias, enviar a sus hijos a la escuela y tener una vivienda decente.

Aunque la presente situación es un poco desalentadora, el mercado ofrece en los cafés especiales una alternativa interesante, para ayudar al pequeño caficultor a generar mayores ingresos, mediante la producción de un grano que cumpla con la exigencia del cliente en el exterior.

En el Ecuador existen diferentes regiones que producen café con características de calidad, que cautivan mercados a nivel internacional. El presente proyecto tiene como objetivo principal elaborar el diseño y construcción de una máquina clasificadora de café, basándose en características específicas según la norma técnica ecuatoriana INEN 285:2003, Café verde en grano clasificación y requisitos, la cual ayuda a mejorar el proceso de clasificado del café obteniendo con esto un mejor producto, que beneficie al pequeño y mediano caficultor.

## **AGRADECIMIENTOS**

Al Ing. Jaime Vargas T. por su acertada guía y apoyo en la realización del presente proyecto.

A los ingenieros Jorge Escobar y Washington Altuna por su acertada colaboración.

A nuestros amigos y compañeros los cuales han formado parte importante de nuestra vida universitaria y a los que nunca olvidaremos.

**Christian Rafael Olivo Peñaranda**

**Angel Francisco Silva Cueva**

## DEDICATORIA

A Dios que me ha permitido tener salud y vida, para cumplir un sueño más en mi vida.

A mis padres que me dieron la oportunidad de vivir, y a mis hermanos que siempre me han apoyado.

A mi esposa y a mi hija que me han tenido paciencia y amor.

**Christian**

Con amor incondicional a Dios, a mis padres y a mis hermanos.

**Angel Francisco**

## CONTENIDO

### CAPÍTULO 1

|                                                      |          |
|------------------------------------------------------|----------|
| <b>ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....</b>     | <b>1</b> |
| <b>1.1. INTRODUCCIÓN.....</b>                        | <b>1</b> |
| <b>1.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE EL CAFÉ. ....</b> | <b>2</b> |
| <b>1.3. BOTÁNICA DEL CAFÉ.....</b>                   | <b>2</b> |
| 1.3.1. LA SEMILLA. ....                              | 2        |
| 1.3.2. EL FRUTO.....                                 | 4        |
| 1.3.3. TEMPERATURA DE CULTIVO. ....                  | 4        |
| 1.3.4. HUMEDAD RELATIVA. ....                        | 7        |
| 1.3.5. TIPOS DE CAFÉ.....                            | 7        |
| 1.3.5.1. Especie botánica.....                       | 7        |
| 1.3.5.2. Altitud de la plantación. ....              | 8        |
| <b>1.4. BENEFICIO DEL CAFÉ. ....</b>                 | <b>8</b> |
| 1.4.1. COSECHA DEL CAFÉ.....                         | 9        |
| 1.4.1.1. Recolección.....                            | 9        |
| 1.4.1.2. Despalillado.....                           | 9        |
| 1.4.2. SECADO DEL CAFÉ. ....                         | 9        |
| 1.4.2.1. Método seco o natural.....                  | 9        |
| 1.4.2.2. Método húmedo o lavado.....                 | 10       |
| 1.4.3. PILADO DEL CAFÉ. ....                         | 11       |
| 1.4.4. CLASIFICADO DEL CAFÉ. ....                    | 11       |

### CAPÍTULO 2

|                                        |           |
|----------------------------------------|-----------|
| <b>ESTUDIO DE CAMPO DEL CAFÉ .....</b> | <b>12</b> |
| <b>2.1. ESTUDIO DE CAMPO.....</b>      | <b>12</b> |

### CAPÍTULO 3

|                                                             |           |
|-------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS .....</b> | <b>18</b> |
| <b>3.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. ....</b>                | <b>18</b> |

|                                                                                       |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>3.2. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.</b> .....                                       | <b>18</b> |
| <b>3.3. ESPECIFICACIONES.</b> .....                                                   | <b>19</b> |
| 3.3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO. ....                                                     | 19        |
| 3.3.2. PARÁMETROS FUNCIONALES. ....                                                   | 19        |
| 3.3.3. AMBIENTE DE TRABAJO. ....                                                      | 20        |
| 3.3.3.1. Temperatura y humedad relativa.....                                          | 20        |
| 3.3.3.2. Grado de instrucción del operador. ....                                      | 20        |
| 3.3.3.3. Grado de contaminación. ....                                                 | 21        |
| 3.3.4. VIDA ÚTIL.....                                                                 | 21        |
| 3.3.5. MATERIALES. ....                                                               | 21        |
| 3.3.6. PROCESOS. ....                                                                 | 21        |
| <b>3.4. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS.</b> .....                                        | <b>21</b> |
| 3.4.1. ALTERNATIVA 1. CLASIFICADORA ROTATIVA CON<br>ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO. ....     | 22        |
| 3.4.1.1. Descripción.....                                                             | 22        |
| 3.4.1.2. Partes de la clasificadora rotativa con accionamiento<br>eléctrico.....      | 23        |
| 3.4.1.3. Ventajas. ....                                                               | 23        |
| 3.4.1.4. Desventajas.....                                                             | 23        |
| 3.4.2. ALTERNATIVA 2. CLASIFICADORA TIPO ZARANDA CON<br>ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO. .... | 24        |
| 3.4.2.1. Descripción.....                                                             | 24        |
| 3.4.2.2. Partes de la clasificadora tipo zaranda con accionamiento<br>eléctrico.....  | 25        |
| 3.4.2.3. Ventajas. ....                                                               | 25        |
| 3.4.2.4. Desventajas.....                                                             | 26        |
| <b>3.5. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.</b> .....                                        | <b>26</b> |
| 3.5.1. EVALUACIÓN.....                                                                | 26        |
| 3.5.1.1. Costo.....                                                                   | 26        |
| 3.5.1.2. Facilidad de construcción y ensamblaje.....                                  | 26        |
| 3.5.1.3. Facilidad de mantenimiento.....                                              | 27        |
| 3.5.1.4. Facilidad de operación. ....                                                 | 27        |
| 3.5.1.5. Seguridad.....                                                               | 27        |

|                                                                                                 |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.5.1.6. Rapidez del clasificado.....                                                           | 27        |
| 3.5.1.7. Peso.....                                                                              | 27        |
| 3.5.2. SISTEMA DE CALIFICACIÓN.....                                                             | 28        |
| 3.5.3. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....                                                         | 28        |
| <b>3.6. PROTOCOLO DE PRUEBAS.....</b>                                                           | <b>29</b> |
| 3.6.1. VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES.....                                         | 30        |
| 3.6.2. VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES.....                                         | 30        |
| 3.6.3. TRABAJO EN VACÍO DE LA CLASIFICADORA DE CAFÉ.....                                        | 31        |
| 3.6.4. TRABAJO CON CARGA DE LA CLASIFICADORA DE CAFÉ.....                                       | 31        |
| <br>                                                                                            |           |
| <b>CAPÍTULO 4</b>                                                                               |           |
| <b>DISEÑO DE LA CLASIFICADORA.....</b>                                                          | <b>32</b> |
| <b>4.1. INTRODUCCIÓN.....</b>                                                                   | <b>32</b> |
| <b>4.2. DATOS OBTENIDOS EN EL ESTUDIO DE CAMPO.....</b>                                         | <b>32</b> |
| <b>4.3. DISEÑO DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA.....</b>                                          | <b>37</b> |
| 4.3.1. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR ( $\omega_4$ ).....                                | 37        |
| 4.3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ESLABONES.....                                                   | 41        |
| 4.3.2.1. Dimensionamiento del eslabón $O_1A$ ( $e_1$ ).....                                     | 41        |
| 4.3.2.2. Cálculo de la Fuerza ( $F$ ).....                                                      | 42        |
| 4.3.2.3. Dimensionamiento eslabón ABC ( $e_2$ ).....                                            | 43        |
| 4.3.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS PASADORES.....                                                   | 44        |
| 4.3.3.1. Dimensionamiento del pasador $O_1$ .....                                               | 44        |
| 4.3.3.2. Dimensionamiento del pasador A.....                                                    | 47        |
| <b>4.4. DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA.....</b>                                             | <b>49</b> |
| 4.4.1. DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES.....                                                  | 49        |
| 4.4.1.1. Relación de transmisión y diámetros de las poleas.....                                 | 49        |
| 4.4.1.2. Cálculo de las masas de las poleas.....                                                | 51        |
| 4.4.1.3. Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el<br>eje <sub>(2-3)</sub> ..... | 55        |
| 4.4.1.4. Cálculo de la aceleración angular para el eje <sub>(2-3)</sub> .....                   | 58        |
| 4.4.1.5. Cálculo del torque para el eje <sub>(2-3)</sub> .....                                  | 58        |
| 4.4.1.6. Cálculo de la potencia para el eje <sub>(2-3)</sub> .....                              | 59        |

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.4.1.7. Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje <sup>(4)</sup> ..... | 60 |
| 4.4.1.8. Cálculo de la aceleración angular para el eje <sup>(4)</sup> .....                | 61 |
| 4.4.1.9. Cálculo del torque para el eje <sup>(4)</sup> .....                               | 61 |
| 4.4.1.10. Cálculo de la potencia para el eje <sup>(4)</sup> . ....                         | 62 |
| 4.4.1.11. Potencia requerida para los ejes. ....                                           | 62 |
| 4.4.2. DISEÑO DEL EJE <sup>(2-3)</sup> .....                                               | 63 |
| 4.4.2.1. Cálculo de reacciones. ....                                                       | 63 |
| 4.4.2.2. Selección del material. ....                                                      | 64 |
| 4.4.2.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico. ....         | 64 |
| 4.4.2.4. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector. ....                            | 66 |
| 4.4.2.5. Diseño para cargas estáticas. ....                                                | 67 |
| 4.4.2.6. Diseño para cargas dinámicas. ....                                                | 68 |
| 4.4.3. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA EL EJE <sup>(2-3)</sup> . ....                    | 69 |
| 4.4.3.1. Cálculo de la capacidad de carga dinámica. ....                                   | 69 |
| 4.4.4. SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LA CHUMACERA <sup>(2-3)</sup> . ....                   | 73 |
| 4.4.4.1. Cálculo de la carga en el perno superior. ....                                    | 73 |
| 4.4.4.2. Cálculo de la carga en el perno inferior. ....                                    | 74 |
| 4.4.4.3. Selección del grado del perno. ....                                               | 74 |
| 4.4.4.4. Diseño dinámico del perno inferior. ....                                          | 75 |
| 4.4.4.5. Diseño estático del perno superior. ....                                          | 78 |
| 4.4.5. DISEÑO DEL EJE <sup>(4)</sup> .....                                                 | 82 |
| 4.4.5.1. Cálculo de reacciones. ....                                                       | 82 |
| 4.4.5.2. Selección del material. ....                                                      | 83 |
| 4.4.5.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico. ....         | 84 |
| 4.4.5.4. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector. ....                            | 85 |
| 4.4.5.5. Diseño para cargas estáticas. ....                                                | 86 |
| 4.4.5.6. Diseño para cargas dinámicas. ....                                                | 86 |
| 4.4.6. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA EL EJE <sup>(4)</sup> . ....                      | 87 |
| 4.4.6.1. Cálculo de la capacidad de carga dinámica. ....                                   | 87 |
| 4.4.7. SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LA CHUMACERA <sup>(4)</sup> . ....                     | 91 |

|                                                                             |            |
|-----------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.4.7.1. Cálculo de la carga en el perno superior.....                      | 91         |
| 4.4.7.2. Cálculo de la carga en el perno inferior.....                      | 92         |
| 4.4.7.3. Selección del grado del perno.....                                 | 92         |
| 4.4.7.4. Diseño dinámico del perno inferior.....                            | 93         |
| 4.4.7.5. Diseño estático del perno superior.....                            | 95         |
| <b>4.4.8. SELECCIÓN DEL MOTOR.....</b>                                      | <b>98</b>  |
| <b>4.4.9. SELECCIÓN DE BANDAS (POLEAS<sub>1-2</sub>).....</b>               | <b>99</b>  |
| 4.4.9.1. Determinación de la potencia de diseño.....                        | 100        |
| 4.4.9.2. Determinación del ángulo de contacto de la banda $\theta_s$ .....  | 100        |
| 4.4.9.3. Determinación de la longitud de la banda.....                      | 101        |
| 4.4.9.4. Determinación del número de bandas.....                            | 102        |
| <b>4.4.10. SELECCIÓN DE BANDAS (POLEAS<sub>3-4</sub>).....</b>              | <b>104</b> |
| 4.4.10.1. Determinación de la potencia de diseño.....                       | 105        |
| 4.4.10.2. Determinación del ángulo de contacto de la banda $\theta_s$ ...   | 105        |
| 4.4.10.3. Determinación de la longitud de la banda.....                     | 105        |
| 4.4.10.4. Determinación del número de bandas.....                           | 106        |
| <b>4.5. DISEÑO DEL RECOLECTOR DE GRANO.....</b>                             | <b>108</b> |
| 4.5.1. CÁLCULO DE LA INCLINACIÓN DE LA TOLVA.....                           | 108        |
| 4.5.2. CÁLCULO DEL ÁREA DE LA TOLVA.....                                    | 109        |
| 4.5.3. SELECCIÓN DE LA PLANCHA PARA LA TOLVA.....                           | 110        |
| 4.5.4. CÁLCULO DEL PESO DE LA TOLVA.....                                    | 110        |
| <b>4.6. DISEÑO DE LA MESA DESLIZANTE.....</b>                               | <b>110</b> |
| 4.6.1. DETERMINACIÓN DE LA CARGA TOTAL DE LA MESA.....                      | 110        |
| 4.6.1.1. Selección de las planchas laterales de la mesa.....                | 111        |
| 4.6.1.2. Selección de los perfiles rigidizantes de la mesa.....             | 113        |
| 4.6.1.3. Cálculo de la base de la estructura de la mesa<br>deslizante ..... | 115        |
| 4.6.2. SELECCIÓN DE LAS BISAGRAS PARA LA COMPUERTA DE<br>DESCARGA.....      | 119        |
| 4.6.3. SELECCIÓN DEL PERFIL DE DESLIZAMIENTO.....                           | 119        |
| 4.6.4. SELECCIÓN DE LAS RUEDAS CON DOBLE PESTAÑA.....                       | 121        |
| 4.6.4.1. Cálculo del peso propio de la mesa.....                            | 121        |



|                                                                         |            |
|-------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.6.5. SELECCIÓN DE LA HORQUILLA PARA LAS RUEDAS CON DOBLE PESTAÑA..... | 122        |
| <b>4.7. ZARANDA CAMBIABLE.....</b>                                      | <b>123</b> |
| <b>4.8. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....</b>                                | <b>123</b> |
| 4.8.1. CÁLCULO DE REACCIONES Y MOMENTOS EN LA VISTA LATERAL.....        | 123        |
| 4.8.2. CÁLCULO DE REACCIONES Y MOMENTOS EN LA VISTA FRONTAL.....        | 125        |
| 4.8.3. SELECCIÓN DE LOS PERFILES.....                                   | 128        |
| 4.8.4. CÁLCULO DEL CORDÓN DE SOLDADURA.....                             | 134        |
| <br><b>CAPÍTULO 5</b>                                                   |            |
| <b>CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO .....</b>                    | <b>137</b> |
| <b>5.1. GENERALIDADES.....</b>                                          | <b>137</b> |
| <b>5.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....</b>                             | <b>137</b> |
| 5.2.1. REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....                         | 138        |
| 5.2.1.1. Máquinas y equipos.....                                        | 138        |
| 5.2.1.2. Herramientas.....                                              | 138        |
| 5.2.1.3. Instrumentos de medición y verificación.....                   | 139        |
| 5.2.1.4. Resumen de materia prima.....                                  | 139        |
| 5.2.1.5. Listado de elementos a construir.....                          | 139        |
| <b>5.3. HOJAS DE PROCESOS.....</b>                                      | <b>140</b> |
| <b>5.4. MONTAJE DEL PROTOTIPO.....</b>                                  | <b>141</b> |
| 5.4.1. MONTAJE DE LA TOLVA DE DESCARGA.....                             | 141        |
| 5.4.2. MONTAJE DEL MECANISMO POLEA – BANDA.....                         | 141        |
| 5.4.3. MONTAJE DEL SISTEMA MOTRIZ.....                                  | 141        |
| 5.4.4. MONTAJE DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA.....                      | 141        |
| <b>5.5. PRUEBAS DE CAMPO.....</b>                                       | <b>141</b> |
| <br><b>CAPÍTULO 6</b>                                                   |            |
| <b>ANÁLISIS DE COSTOS .....</b>                                         | <b>144</b> |
| <b>6.1. INTRODUCCIÓN.....</b>                                           | <b>144</b> |
| <b>6.2. ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....</b>                            | <b>145</b> |

|                                                |            |
|------------------------------------------------|------------|
| 6.2.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.....      | 145        |
| 6.2.2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....   | 145        |
| 6.2.3. COSTOS DE MAQUINADO.....                | 146        |
| 6.2.4. COSTOS DE MONTAJE.....                  | 146        |
| 6.2.5. COSTO DIRECTO TOTAL.....                | 147        |
| <b>6.3. ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....</b> | <b>147</b> |
| 6.3.1. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....    | 147        |
| 6.3.2. COSTOS DE INGENIERÍA.....               | 148        |
| 6.3.3. GASTOS IMPREVISTOS.....                 | 148        |
| 6.3.4. COSTO TOTAL INDIRECTO.....              | 148        |
| <b>6.4. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....</b>     | <b>149</b> |
| <br><b>CAPÍTULO 7</b>                          |            |
| <b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>     | <b>150</b> |
| 7.1. CONCLUSIONES.....                         | 150        |
| 7.2. RECOMENDACIONES.....                      | 151        |
| <br><b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>                   | <b>152</b> |
| <b>CONSULTAS WEB.....</b>                      | <b>154</b> |

## ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

|                                                                                          |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Fotografía 1.1 Semilla de café.....                                                      | 3   |
| Fotografía 1.2 Fruto de café rojo carmesí. ....                                          | 4   |
| Fotografía 1.3 Secado del café. Método seco o natural. ....                              | 10  |
| Fotografía 1.4 Secado del café. Método húmedo o lavado. ....                             | 10  |
| Fotografía 2.1 Visita Finca "El Laurel" (Olmedo – provincia de Loja). ....               | 14  |
| Fotografía 2.2 Visita Finca "La Esperanza" (Olmedo – provincia de Loja). ....            | 15  |
| Fotografía 2.3 Visita Finca "Santa Teresita" (Chaguarpamba – provincia de<br>Loja). .... | 16  |
| Fotografía 2.4 Visita Finca "El Cisne" (Chaguarpamba – provincia de Loja). ....          | 17  |
| Fotografía 5.1 Torneado interior del bocín. ....                                         | 140 |
| Fotografía 5.2 Corte de los perfiles. ....                                               | 140 |
| Fotografía 5.3 Pruebas de campo. Olmedo – Loja.....                                      | 142 |
| Fotografía 5.4 Pruebas de campo. Olmedo – Loja.....                                      | 143 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|                                                                                                                    |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 1.1 Localización geográfica de las principales zonas cafetaleras y variedades cultivadas en el Ecuador..... | 6   |
| Figura 2.1 Ubicación geográfica de los cantones Chaguarpamba y Olmedo en la provincia de Loja. ....                | 13  |
| Figura 3.1 Partes de la clasificadora rotativa con accionamiento eléctrico. ....                                   | 22  |
| Figura 3.2 Partes de la clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico. .                                  | 24  |
| Figura 4.1 Análisis de regresión lineal para determinar la velocidad de tamizado .....                             | 36  |
| Figura 4.2 Esquema del mecanismo biela – manivela. ....                                                            | 37  |
| Figura 4.3 Esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto $O_1$ . ....                                       | 38  |
| Figura 4.4 Esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto $O_1$ y en el punto A. ...                         | 38  |
| Figura 4.5 Esquema del triángulo de velocidades ( $AO_1P$ ).....                                                   | 39  |
| Figura 4.6 Esquema del triángulo de distancias ( $AOO_1P$ ).....                                                   | 39  |
| Figura 4.7 Esquema del triángulo de velocidades ( $v_{AO_1}$ $v_{AP}$ ).....                                       | 40  |
| Figura 4.8 Esquema del eslabón $O_1A$ ( $e_1$ ).....                                                               | 41  |
| Figura 4.9 Esquema del eslabón ABC ( $e_2$ ).....                                                                  | 43  |
| Figura 4.10 Esquema del reductor de velocidades. ....                                                              | 49  |
| Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del eje $_{2-3}$ . ....                                                       | 63  |
| Figura 4.12 Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.....                                                  | 67  |
| Figura 4.13 Esquema de la chumacera $_{(2-3)}$ para la selección de los pernos. ....                               | 73  |
| Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del eje $_4$ . ....                                                           | 82  |
| Figura 4.15 Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.....                                                  | 86  |
| Figura 4.16 Esquema de la chumacera $_{(4)}$ para la selección de los pernos.....                                  | 91  |
| Figura 4.17 Esquema de las poleas $_{(1-2)}$ y bandas. ....                                                        | 99  |
| Figura 4.18 Esquema de las poleas $_{(3-4)}$ y bandas. ....                                                        | 104 |
| Figura 4.19 Esquema de las dimensiones de la tolva. ....                                                           | 108 |
| Figura 4.20 Esquema de las dimensiones de la tolva. ....                                                           | 109 |
| Figura 4.21 Esquema de las dimensiones de la mesa. ....                                                            | 111 |
| Figura 4.22 Esquema de las dimensiones de las paredes de la mesa.....                                              | 111 |

|                                                                                  |     |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4.23 Diagrama de cuerpo libre de la mesa deslizante.....                  | 116 |
| Figura 4.24. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.....                | 117 |
| Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista lateral.....  | 123 |
| Figura 4.26. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista frontal. .... | 125 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|                                                                                                                      |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 1.1 Principales provincias en las que se cultiva el café. ....                                                 | 6   |
| Tabla 3.1 Criterios de comparación y códigos de equivalencia. ....                                                   | 28  |
| Tabla 3.2 Cuadro de selección de las clasificadoras de café con criterios<br>previamente definidos según (MPC). .... | 29  |
| Tabla 3.3 Verificación de las dimensiones principales. ....                                                          | 30  |
| Tabla 3.4 Verificación de los componentes principales. ....                                                          | 30  |
| Tabla 3.5 Trabajo en vacío de la clasificadora de café. ....                                                         | 31  |
| Tabla 3.6 Trabajo con carga de la clasificadora. ....                                                                | 31  |
| Tabla 4.1 Datos obtenidos al realizar el tamizado manual (capacidad). ....                                           | 32  |
| Tabla 4.2 Datos obtenidos al realizar el tamizado manual (velocidad). ....                                           | 34  |
| Tabla 4.3 Dimensiones de las poleas y velocidades angulares. ....                                                    | 51  |
| Tabla 6.1 Costos de materiales directos. ....                                                                        | 145 |
| Tabla 6.2 Costos de elementos normalizados. ....                                                                     | 146 |
| Tabla 6.3 Costos de maquinado. ....                                                                                  | 146 |
| Tabla 6.4 Costo directo total. ....                                                                                  | 147 |
| Tabla 6.5 Costos de materiales indirectos. ....                                                                      | 147 |
| Tabla 6.6 Costo total indirecto. ....                                                                                | 148 |
| Tabla 6.7 Costo total de la máquina. ....                                                                            | 149 |

# CAPÍTULO 1

## ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 1.1. INTRODUCCIÓN.

La producción eficiente y sostenible forma parte del desarrollo en la actividad agrícola, lo cual permite la adopción de tecnologías para incrementar significativamente los niveles de producción y productividad; por 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 productores cafetaleros.

Las características peculiares del café son de mucha importancia para su comercialización, razón por la cual es importante dar respuestas a las necesidades de los pequeños y medianos caficultores. Por este motivo se ha visto la necesidad de proporcionar un paquete tecnológico a los pequeños y medianos productores que permita obtener del café un valor agregado, y así, generar mayores ingresos.

El cultivo, producción, comercialización, industrialización y exportación del café, son sectores importantes para la economía del Ecuador, por lo que es necesario que los sectores privado y público trabajen mancomunadamente, a fin de lograr un desarrollo sostenido y alcanzar un mejoramiento de las condiciones socioeconómicas de los agricultores dedicados a esta actividad, así como el fortalecimiento y ampliación de las exportaciones y el incremento del aporte en

divisas para la economía ecuatoriana.

## **1.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE EL CAFÉ.**

En el Ecuador, el café se encuentra disperso en diferentes agroecosistemas, ubicados desde alturas cercanas al nivel del mar hasta los 2.000 metros de altitud. En el país se han identificado varias zonas con aptitud para la producción de cafés especiales, que pueden representar una oportunidad para ser competitivos en el mercado internacional.<sup>1</sup>

El sur del Ecuador, cuenta con una de las zonas cafetaleras de mayor altura en el mundo, entre los 1.600 y 1.900 msnm. En esta región se ha producido tradicionalmente uno de los mejores cafés del Ecuador. Las condiciones geográficas con altas montañas que forman parte de la cordillera de los andes, y un clima cálido seco hacen la combinación perfecta para producir un excelente café catalogado como “el más fino, de acidez fuerte y deja una sensación duradera en el paladar”.<sup>1</sup>

La producción de café en el Ecuador es importante para la economía nacional, en especial por su significativa contribución a la generación de divisas por concepto de exportación. El café ecuatoriano se exporta aproximadamente hacia cincuenta países, entre los cuales se encuentran: Estados Unidos, Colombia, España, Chile, Alemania, Italia, Francia, Polonia, Japón, Bélgica, Canadá, Países Bajos, Argentina y Suiza. Existen alrededor de 305.000 hectáreas de tierras dedicadas al cultivo y producción de café.<sup>1</sup>

## **1.3. BOTÁNICA DEL CAFÉ.**

### **1.3.1. LA SEMILLA.**

Una de las etapas más importantes del cultivo del café es la que tiene que ver con la obtención de la semilla, la preparación del germinador y la elaboración del

---

<sup>1</sup> SERVICIO DE INFORMACIÓN AGROPECUARIA DEL MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERÍA DEL ECUADOR.



almácigo; pues aunque esta fase tiene una duración de ocho meses, es la base del éxito de una inversión a largo plazo la que dura aproximadamente entre 20 y 30 años.<sup>2</sup>

Todo comienza con definir la variedad de café que se va a sembrar y como obtener la semilla. La semilla debe obtenerse de árboles sanos, con buena producción, maduros y bien formados; las cerezas así obtenidas se deben despulpar a mano o dependiendo de la cantidad se puede utilizar una despulpadora con el cilindro previamente graduado para no causar daños al pergamino.<sup>2</sup> En la fotografía 1.1 se observa la semilla de café.

**Fotografía 1.1 Semilla de café.**



**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia.**

Los frutos despulpados se deben fermentar y lavar con agua limpia al otro día; no debe utilizarse el desmucilaginador mecánico pues éste puede ocasionar daños al embrión de la semilla, el cual es muy superficial, y afectarse notoriamente la germinación.<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup> <http://www.cafedecolombia.com/caficultura/almacigo.html>

<sup>3</sup> <http://www.guiadelcafe.com/article.php?sid=315>

La semilla lavada se pone a secar a la sombra y en buenas condiciones de aireación.

### **1.3.2. EL FRUTO.**

El fruto tiene la apariencia de una cereza pequeña de color verde, inicialmente, para luego volverse amarillo y posteriormente rojo carmesí cuando alcanza la madurez; en su interior lleva dos semillas rodeadas de una pulpa amarillenta, que son los granos de café. En la fotografía 1.2 se muestra el fruto de café rojo carmesí.

**Fotografía 1.2 Fruto de café rojo carmesí.**



**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia.**

### **1.3.3. TEMPERATURA DE CULTIVO.**

Las zonas cafetaleras del Ecuador se localizan desde alturas cercanas al nivel del mar hasta aproximadamente 2000 msnm. El Consejo Cafetalero Nacional, con la información del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI), posee

una base de datos de 33 estaciones meteorológicas localizadas en las zonas cafetaleras.<sup>4</sup>

Además, a partir del análisis de los datos meteorológicos del INAMHI, de los mapas de isoyetas e isotermas de la Dirección de Información de Recursos Naturales Renovables (DINAREN) y de la información secundaria disponible, se realiza una descripción del clima de las zonas de producción de café arábica y robusta del Ecuador. En el referido estudio se destacan los siguientes aspectos<sup>4</sup>:

- Las zonas apropiadas para el cultivo de café arábica, en las provincias de Manabí y Guayas, se localizan sobre el sistema montañoso Chongón Colonche, entre los 300 y 600 msnm.
- En las estribaciones occidentales de los Andes, incluyendo Loja y El Oro, las altitudes apropiadas se localizan de 800 a 1.800 msnm.
- En las estribaciones orientales, del sur oriente, en el cantón Chinchipe, las altitudes adecuadas se ubican de 1.000 a 1.800 msnm.
- Hacia el norte, desde el cantón Zamora hasta el Napo, las áreas con aptitud para el cultivo de café robusta se localizan de 600 a 1.200 msnm.

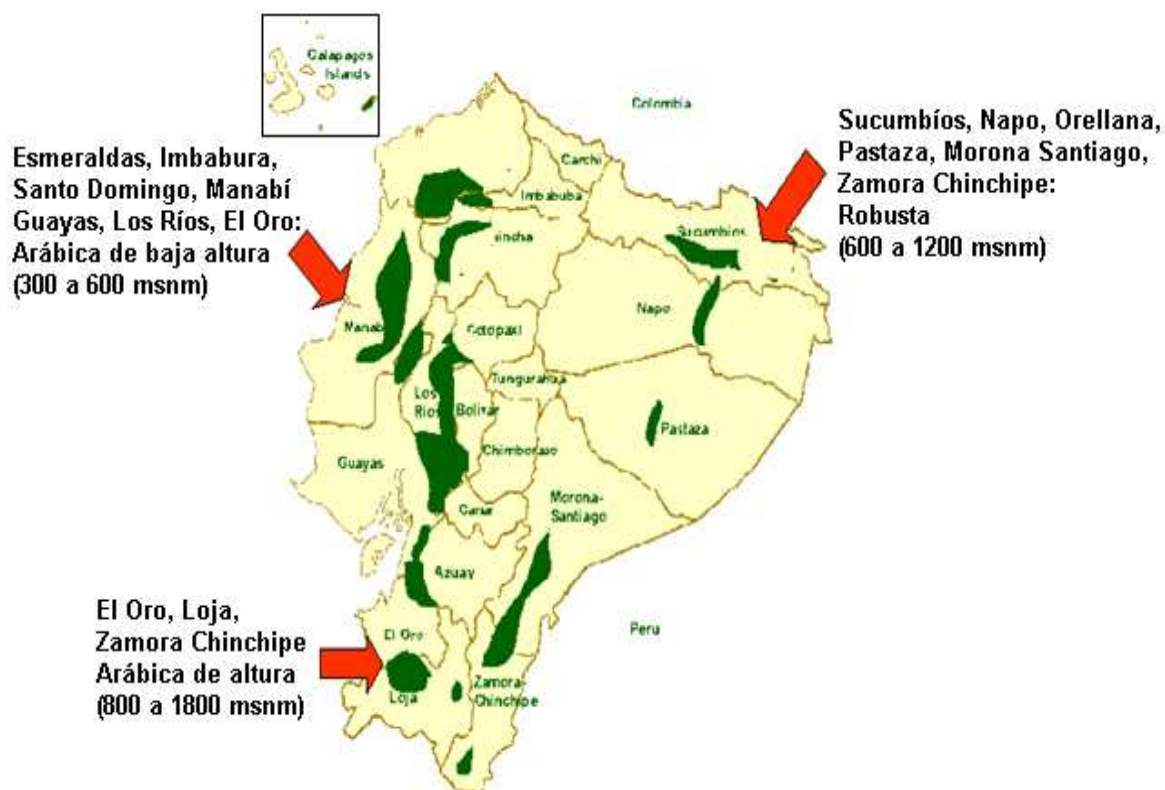
La precipitación anual óptima para el café arábigo está en el rango 1.000 y 2.000 mm, con un período seco de tres a seis meses, tomando medidas de conservación de la humedad.<sup>4</sup>

La temperatura media en las zonas cafetaleras varía en función de la altitud; a mayor altura menos temperatura. En Manabí y Guayas, la temperatura media apropiada para la producción de café arábigo fluctúa de 22 a 24 °C y en las estribaciones occidentales y orientales de 18 a 24 °C.<sup>4</sup> En la figura 1.1 se muestra la localización geográfica de las principales zonas cafetaleras y las variedades cultivadas en el Ecuador.

---

<sup>4</sup> <http://www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf>

**Figura 1.1 Localización geográfica de las principales zonas cafetaleras y variedades cultivadas en el Ecuador.**



Fuente: SERVICIO DE INFORMACIÓN AGROPECUARIA DEL MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERÍA DEL ECUADOR.

Elaboración: Proyecto SICA.

En la tabla 1.1 se muestra las principales provincias en donde se cultiva café por su variedad.

**Tabla 1.1 Principales provincias en las que se cultiva el café.**

| Variedad de Café       | Provincias                                                                               |
|------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|
| Arábica de baja altura | Esmeraldas, Imbabura, Santo Domingo de los Tsáchilas, Manabí, Guayas, Los Ríos y El Oro. |
| Arábica de altura      | El Oro, Loja y Zamora Chinchipe.                                                         |
| Robusta                | Sucumbíos, Napo, Orellana, Pastaza, Morona y Zamora.                                     |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia

### 1.3.4. HUMEDAD RELATIVA.

La humedad relativa (HR) está en función de la cantidad de agua en forma de vapor, presente en el aire a una temperatura dada.<sup>4</sup>

En los cafetales bajo sombra, la HR es siempre mayor que la de aquellos que se encuentran expuestos al sol, debido a que la sombra reduce la temperatura y en consecuencia la evaporación, transpiración y la velocidad del viento.<sup>4</sup>

La humedad relativa de las zonas cafetaleras es muy variable. En las partes altas de las estribaciones orientales, arriba de los 1.200 metros de altura, desde el cantón Zamora hacia el norte, hasta la provincia de Napo, las medias de humedad relativa son superiores al 92%, condición no apropiada para el cultivo de café arábigo porque crean ambientes predisponentes para la incidencia de plagas y enfermedades.<sup>4</sup>

En general, el cafeto requiere humedades relativas medias que oscilen entre el 65% al 85%.<sup>4</sup>

### 1.3.5. TIPOS DE CAFÉ.

No todos los países productores clasifican el café en base a los mismos criterios, pero en general se puede decir que la clasificación se hace según:<sup>5</sup>

- Especie botánica (Arábica o Robusta).
- Altitud de la plantación.

#### 1.3.5.1. Especie botánica.

**Coffea arábica o cafeto arábica.**- Originario de Etiopía, es la variedad más cultivada desde la antigüedad y representa aproximadamente el 75% de la

---

<sup>4</sup> <http://www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf>  
<sup>5</sup> Norma INEN 285:2006

producción mundial de café. Produce un café fino y aromático, necesita un clima más fresco. El cultivo del arábica es más delicado, menos productivo y está reservado a tierras altas, entre 900 y 2.000 metros sobre el nivel del mar.<sup>6</sup>

**Coffea canéphora o cafeto robusta.-** Originario del Congo Belga (actualmente República Democrática del Congo), ofrece una bebida rica en cafeína; fuerte y más ácida; generalmente usado para la fabricación de café soluble o instantáneo y mezclas. El robusta se adapta a terrenos llanos, con rendimientos más elevados. Es más resistente que el arábica de ahí su nombre de “robusta”.<sup>6</sup>

#### 1.3.5.2. Altitud de la plantación.

**Café de estricta altura.-** Café que se produce en las zonas de cultivo ubicadas por encima de los 1.200 metros sobre el nivel del mar.<sup>5</sup>

**Café de altura.-** Café que se produce en las zonas de cultivo entre 800 y 1.200 metros sobre el nivel del mar.<sup>5</sup>

**Café estándar.-** Café que se produce en las zonas de cultivo ubicadas por debajo de los 800 metros sobre el nivel del mar.<sup>5</sup>

### 1.4. BENEFICIO DEL CAFÉ.

Es el proceso industrial para la transformación del café cereza a pergamino y de éste a café verde.<sup>7</sup>

El beneficio del café se realiza en dos procesos, uno para transformarlo de cereza madura a pergamino seco que se le llama beneficio húmedo y otro, para transformarlo de pergamino a café verde, proceso al que se le llama beneficio seco. Al café que se obtiene mediante estos dos procesos completos se le conoce como “café lavado o suave”.<sup>7</sup>

---

<sup>5</sup> Norma INEN 285:2006

<sup>6</sup> <http://www.maquinas-de-cafe.com/variedad-de-cafe.htm>

<sup>7</sup> <http://www.the-coffee.com/proceso-elaboracion-cafe.aspx>

### **1.4.1. COSECHA DEL CAFÉ.**

Cuando los frutos llegan a la madurez; de 6 a 8 meses después de la floración para el arábica; y, de 9 a 11 meses para el robusta, puede comenzar la cosecha del café. Se emplean dos métodos:<sup>8</sup>

- Recolección.
- Despalillado.

#### **1.4.1.1. Recolección.**

Consiste en recoger manualmente sólo las cerezas maduras en su punto. Es la técnica más costosa; ya que, obliga a pasar muchas veces por el mismo arbusto durante varios días, obteniéndose las mejores calidades de café.<sup>8</sup>

#### **1.4.1.2. Despalillado.**

Consiste en raspar la rama de las cerezas. Mediante esta técnica expeditiva se recoge una mezcla heterogénea de cerezas más o menos maduras, lo que da origen a un café más ácido debido a los frutos todavía verdes.<sup>8</sup>

### **1.4.2. SECADO DEL CAFÉ.**

#### **1.4.2.1. Método seco o natural.**

Este proceso se emplea para el café Robusta y gran parte del café Arábigo. El secado se practica sobre superficies de secado (tendales), donde se rastrillan las cerezas de café y se extienden regularmente.<sup>9</sup>

En la fotografía 1.3 se ilustra el secado del café por el método seco o natural.

---

<sup>8</sup> <http://www.the-coffee.com/proceso-elaboracion-cafe.aspx>  
<sup>9</sup> <http://www.coffee.com.pe/>

**Fotografía 1.3 Secado del café. Método seco o natural.**



**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia.**

#### **1.4.2.2. Método húmedo o lavado.**

Los granos maduros se lavan primero para eliminar los más livianos y la basura, luego se reducen a pulpa para quitar la capa exterior y parte del mucílago que se encuentra debajo de ésta. En seguida, es necesario fermentar los granos, recién reducidos a pulpa, en los respectivos tanques. Después de un lavado final, el café ahora llamado “vitela”, se seca al sol o artificialmente.<sup>9</sup> En la fotografía 1.4 se ilustra el secado del café por el método húmedo o lavado.

**Fotografía 1.4 Secado del café. Método húmedo o lavado.**



**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia.**



### **1.4.3. PILADO DEL CAFÉ.**

Si el café es obtenido mediante método seco o natural; entonces se pila para eliminar la capa exterior, el mucílago seco, la vitela y la cáscara plateada. Los desperdicios se usan como abono.<sup>9</sup>

Mientras que; si el grano de café es obtenido por el método húmedo o lavado, entonces se pila para quitar la vitela y la cáscara plateada, produciendo un café de grano “limpio” o “verde” que se comercializa internacionalmente. Los desperdicios se usan como abono.<sup>9</sup>

### **1.4.4. CLASIFICADO DEL CAFÉ.**

El proceso de clasificación se encuentra normalizado para el café verde o café de exportación. En el Ecuador, la norma que rige este proceso es la NTE INEN 285:2006; esta norma se aplica al café verde de las especies arábica y robusta para su comercialización, con el objeto de establecer la clasificación y los requisitos del café.<sup>10</sup>

El café verde en grano debe estar libre de materias extrañas como: fibras, maderas, piedras, vidrios, piezas metálicas, etc.<sup>10</sup>

Como anteriormente se anota, un deficiente clasificado redundaría en bajo precio del producto en el mercado, por lo que esta parte del beneficio cobra mucha importancia, a tal punto que un gran sector de caficultores del cantón Olmedo, provincia de Loja, plantea la necesidad de que se le provea de una maquinaria que solucione este problema.

El presente proyecto de titulación abarca por lo tanto el diseño y construcción de una máquina clasificadora de café según norma INEN 285:2006.

---

<sup>9</sup> <http://www.coffee.com.pe/>  
<sup>10</sup> Norma INEN 285:2006

## CAPÍTULO 2

### ESTUDIO DE CAMPO DEL CAFÉ

#### 2.1. ESTUDIO DE CAMPO.

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

El sector cafetalero ecuatoriano requiere un proceso de clasificación con calidad, el mismo que se consigue cuando los productores deciden ser innovadores, pioneros en su rama permitiendo tecnificar de acuerdo a sus necesidades para producir dentro de parámetros y normas establecidas.

Por obvias razones el trabajo de campo para observar de manera práctica los métodos utilizados en el desenvolvimiento de esta actividad, se realiza en la provincia de Loja en los cantones Chaguarpamba y Olmedo.

En la figura 2.1 se ilustra la ubicación geográfica de los cantones Chaguarpamba y Olmedo en la provincia de Loja.

El trabajo de campo se realiza en cuatro visitas a fincas cafetaleras de buena incidencia productiva:

- Finca “El Laurel”.
- Finca “La Esperanza”.
- Finca “Santa Teresita”.
- Finca “El Cisne”.

Los resultados se presentan a continuación:

Figura 2.1 Ubicación geográfica de los cantones Chaguarpamba y Olmedo en la provincia de Loja.



Fuente: [http://www.inec.gov.ec/c/document\\_library/get\\_file?folderId=717032&name=DLFE-13340.pdf](http://www.inec.gov.ec/c/document_library/get_file?folderId=717032&name=DLFE-13340.pdf)

Elaboración: Gobierno de la provincia de Loja.

## TRABAJO DE CAMPO No. 1

Provincia: **Loja**

Cantón: **Olmedo**

Temperatura promedio: **21 °C**

Humedad relativa: **75% – 85%**

Nombre de la Finca: **Finca "El Laurel"**

Variedad del café en producción: **Coffea Arábica**

Número de cosechas al año: **1**

Periodo de cosecha: **Julio - Septiembre**

Número de Ha con sembríos de café: **10**

Producción de café por Ha (qq / Ha): **8**

Método de clasificado utilizado: **No realiza.**

Participantes: **Director y ejecutores del proyecto**

En la fotografía 2.1 se muestra la visita realizada a la finca "El Laurel" en el cantón Olmedo provincia de Loja.

**Fotografía 2.1 Visita Finca "El Laurel" (Olmedo – provincia de Loja).**



Fuente: **Propia**

Elaboración: **Propia**

## TRABAJO DE CAMPO No. 2

Provincia: **Loja**

Cantón: **Olmedo**

Temperatura promedio: **21 °C**

Humedad relativa: **75% – 85%**

Nombre de la Finca: **Finca "La Esperanza"**

Varietal del café en producción: **Coffea Arábica**

Número de cosechas al año: **1**

Periodos de cosecha: **Julio - Septiembre**

Número de Ha con sembríos de café: **13**

Producción de café por Ha (qq / Ha): **10**

Método de clasificado utilizado: **Manual**

Participantes: **Director y ejecutores del proyecto**

En la fotografía 2.2 se muestra la visita realizada a la finca "La Esperanza" en el cantón Olmedo provincia de Loja.

**Fotografía 2.2 Visita Finca "La Esperanza" (Olmedo – provincia de Loja).**



Fuente: **Propia**

Elaboración: **Propia**

### TRABAJO DE CAMPO No. 3

Provincia: **Loja**

Cantón: **Chaguarpamba**

Temperatura promedio: **22 °C**

Humedad relativa: **75 %**

Nombre de la Finca: **Finca "Santa Teresita"**

Variedad del café en producción: **Coffea Arábica**

Número de cosechas al año: **1**

Periodos de cosecha: **Julio - Septiembre**

Número de Ha con sembríos de café: **16**

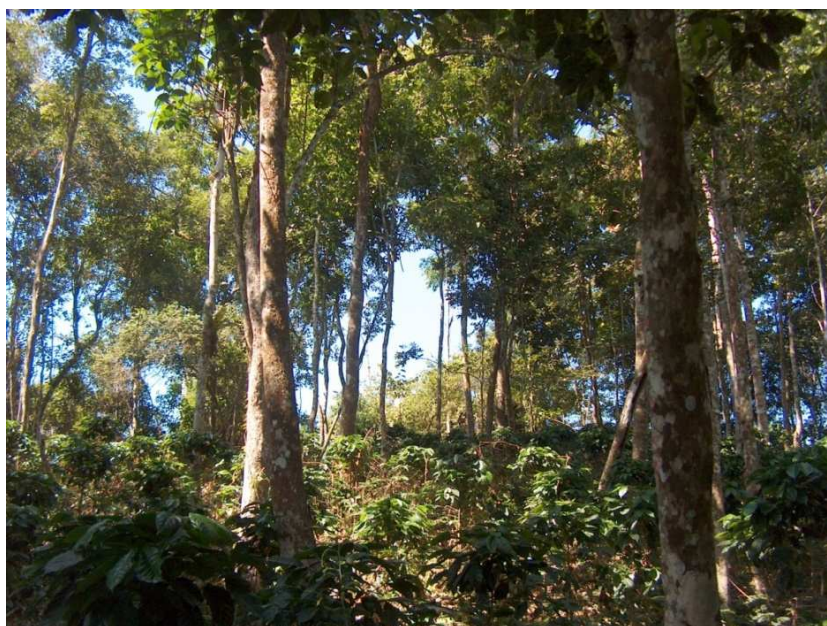
Producción de café por Ha (qq / Ha): **20**

Método de clasificado utilizado: **Manual**

Participantes: **Director y ejecutores del proyecto**

En la fotografía 2.3 se muestra la visita realizada a la finca "Santa Teresita" en el cantón Chaguarpamba provincia de Loja.

**Fotografía 2.3 Visita Finca "Santa Teresita" (Chaguarpamba – provincia de Loja).**



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

## TRABAJO DE CAMPO No. 4

Provincia: **Loja**

Cantón: **Chaguarpamba**

Temperatura promedio: **22° C**

Humedad relativa: **75 %**

Nombre de la Finca: **Finca "El Cisne"**

Variedad del café en producción: **Coffea Arábica**

Número de cosechas al año: **1**

Periodos de cosecha: **Julio - Septiembre**

Número de Ha con sembríos de café: **15**

Producción de café por Ha (qq / Ha): **15**

Método de clasificado utilizado: **No realiza**

Participantes: **Director y ejecutores del proyecto**

En la fotografía 2.4 se muestra la visita realizada a la finca "El Cisne" en el cantón Chaguarpamba provincia de Loja.

**Fotografía 2.4 Visita Finca "El Cisne" (Chaguarpamba – provincia de Loja).**



Fuente: **Propia**

Elaboración: **Propia**

## **CAPÍTULO 3**

### **ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS**

#### **3.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

En la actualidad la clasificación del café es realizada por empresas dedicadas a la comercialización de café; motivo por el cual los pequeños y medianos productores no tienen la posibilidad de efectuar este proceso por falta de tecnificación en el sector y sus alrededores, obligándolos de esta manera a comercializar sus productos a bajo costo, viéndose así perjudicada su economía.

El presente proyecto pretende solucionar el pedido de los pequeños caficultores de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo dotándoles de ayuda tecnológica para el clasificado del café, mejorando la calidad y plusvalía del producto.

#### **3.2. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.**

A pesar de que el diseño proporciona las mejores condiciones de funcionamiento y operabilidad, existen restricciones y limitaciones que se establecen a continuación:

- El diseño de cada componente de la clasificadora de café debe adaptarse a las condiciones tecnológicas del país en lo que respecta a disponibilidad de materia prima, elementos normalizados, procesos de fabricación y normas.
- El equipo a diseñar debe clasificar café de las variedades arábica y robusta, según requerimientos establecidos en la norma INEN 285:2006.
- La capacidad máxima de la clasificadora de café es de 45 Kg/h, por pedido de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo.



- La velocidad de avance para la clasificadora debe ser la adecuada, para que la clasificación sea óptima..
- El motor debe ser eléctrico, por pedido de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo, ya que se desea evitar la contaminación del sector además se dispone de una sola fase por lo cual se necesita un motor monofásico, 110 V.
- El peso debe ser moderado, para facilitar la movilidad de la maquina.

### **3.3. ESPECIFICACIONES.**

Las especificaciones de la clasificadora, se determinan en base al estudio de campo realizado y a la norma INEN 285:2006.

#### **3.3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.**

Para determinar los parámetros de diseño se parte del pedido puntual de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo, la misma que requiere de una clasificadora de café con una capacidad máxima de 45 Kg/h. Parámetros adicionales de diseño son la variedad del café y las zarandas a utilizar (según norma INEN 285:2006), los mismos que se obtienen del estudio de campo realizado, quedando por lo tanto definidos los siguientes parámetros:

- Capacidad de la clasificadora de café: 45 kg/h.
- Variedad: Arábica y Robusta.
- Tipo de zaranda: según la norma INEN 285:2006.
- Accionamiento: mediante motor eléctrico.

#### **3.3.2. PARÁMETROS FUNCIONALES.**

Un adecuado diseño debe satisfacer los requerimientos funcionales, es decir, la máquina clasificadora de café debe cumplir la función para la cual es diseñada.

Entre los principales requerimientos funcionales se tiene:

- La máquina debe clasificar café de forma continua hasta obtener la capacidad requerida.
- Dado que el café es un alimento, los materiales que se escojan deben cumplir con las normas establecidas para alimentos.
- La máquina clasificadora de café debe ser de fácil operación, montaje, desmontaje y que el mantenimiento de las partes pueda realizarse con comodidad y rapidez.
- Las dimensiones de la máquina no deben superar los 1800 mm de largo, 1000 mm de ancho y 1000 mm de altura, por pedido expreso de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo.

### **3.3.3. AMBIENTE DE TRABAJO.**

El ambiente de trabajo es el medio donde va a funcionar la máquina clasificadora de café verde<sup>11</sup>. Los principales factores a tener en cuenta se detallan a continuación:

#### **3.3.3.1. Temperatura y humedad relativa.**

No tienen trascendencia para el diseño, pero se considera que la clasificadora de café funcionará en un clima húmedo, en las zonas donde existe la producción del café, con temperatura promedio de 22 °C y una humedad relativa promedio del 75%.<sup>12</sup>

#### **3.3.3.2. Grado de instrucción del operador.**

Mínimo primaria.

---

<sup>11</sup> Norma INEN 285:2006

<sup>12</sup> <http://www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf>

### **3.3.3.3. Grado de contaminación.**

Ninguno.

### **3.3.4. 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 realizan los cálculos de los elementos a falla por fatiga.

### **3.3.5. MATERIALES.**

Se considera el uso de materiales que sean de fácil adquisición en el país y permitan un funcionamiento adecuado de la máquina.

### **3.3.6. PROCESOS.**

Solamente se utilizan procesos de fabricación convencionales; tales como: torneado, taladrado, fresado, soldadura, para el fácil acceso o fabricación de los elementos a sustituir.

## **3.4. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS.**

A continuación se describen las alternativas que se consideran importantes, posteriormente se escoge aquella que satisfaga a la necesidad de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo. En la selección se toma en cuenta los siguientes factores:

- Bajo costo de cada uno de sus elementos: construcción y mantenimiento.
- Facilidad de construcción: con operaciones manuales y a través de máquinas herramientas.
- Facilidad de montaje.
- Facilidad de mantenimiento: rapidez y costo.
- Facilidad de operación.

- Seguridad.
- Bajo peso.

Se plantean dos alternativas para el sistema de clasificación:

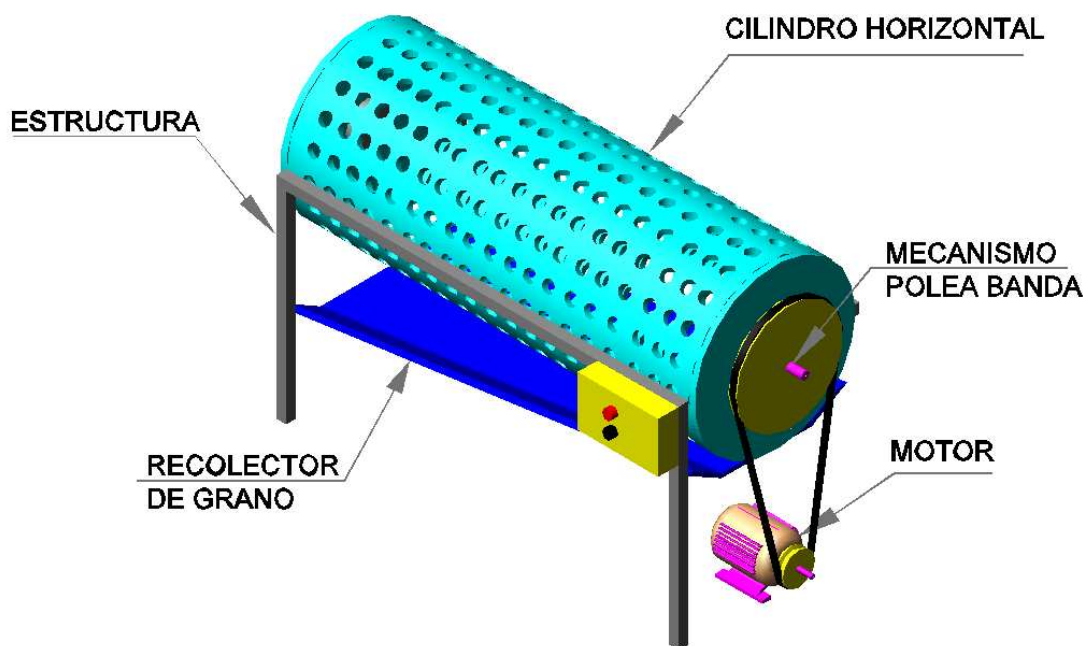
- Clasificadora rotativa con accionamiento eléctrico.
- Clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico.

### 3.4.1. ALTERNATIVA 1. CLASIFICADORA ROTATIVA CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO.

#### 3.4.1.1. Descripción.

Se tiene un motor eléctrico que transfiere el movimiento mediante un mecanismo de poleas y bandas (reductor de velocidades); el mismo que trasmite el movimiento a un cilindro horizontal (zaranda rolada cambiable según la norma INEN 285:2006) que al girar clasifica el café. En la figura 3.1 se muestran las partes de la clasificadora rotativa con accionamiento eléctrico.

Figura 3.1 Partes de la clasificadora rotativa con accionamiento eléctrico.



Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

#### 3.4.1.2. Partes de la clasificadora rotativa con accionamiento eléctrico.

- **Cilindro horizontal.-** Zaranda rolada cambiable, según requerimientos y especificaciones de la norma INEN 285:2006.
- **Mecanismo polea - banda.-** Mediante reductor de velocidades se obtiene la velocidad angular deseada, para realizar la clasificación del café.
- **Sistema motriz.-** Motor eléctrico.
- **Recolector de grano.-** Tolva en donde se recolecta el café rechazado por la norma.
- **Bastidor.-** Soporte de la clasificadora de café.

#### 3.4.1.3. Ventajas.

- Fácil operación.
- Trabaja en forma continua.
- La clasificación se realiza en forma rápida.
- La capacidad de la máquina es mayor al requerimiento de la Cooperativa Cafetalera de Olmedo.

#### 3.4.1.4. Desventajas.

- Los costos de la máquina se elevan debido a que se necesita de varios procesos para su fabricación.
- Pérdidas de tiempo al momento de cambiar la zaranda.
- Presenta problemas al momento de recoger el café clasificado, debido a que se tiene que desmontar la parte superior del cilindro
- Se debe realizar un mantenimiento periódico.
- Presenta dificultad en el momento que se requiera sustituir la zaranda.

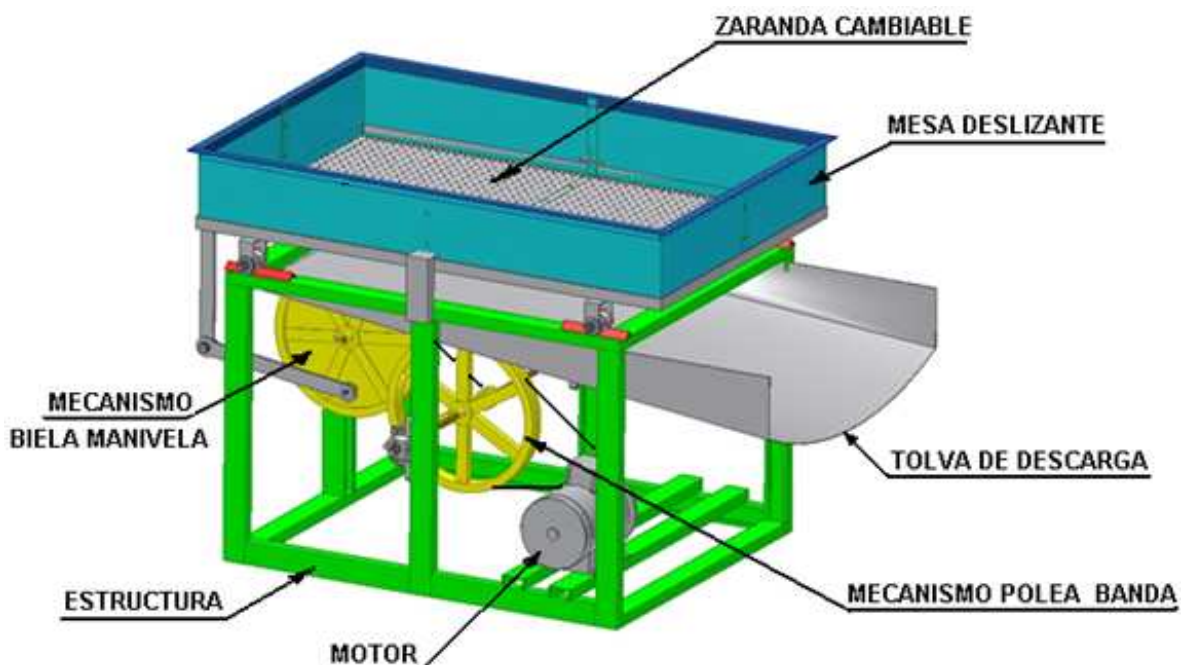
### 3.4.2. ALTERNATIVA 2. CLASIFICADORA TIPO ZARANDA CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO.

#### 3.4.2.1. Descripción.

Esta alternativa tiene un motor eléctrico que transmite el movimiento mediante un mecanismo de poleas y bandas (reductor de velocidades); el cual se encuentra conjugado a un mecanismo biela – manivela; y éste a su vez a una mesa que se desplaza horizontalmente en la que se encuentra la zaranda (según norma INEN 285:2006) cambiable de acuerdo al requerimiento; al deslizarse la mesa se produce la clasificación del café.

En la figura 3.2 se muestra las partes de la clasificadora de café tipo zaranda con accionamiento eléctrico.

Figura 3.2 Partes de la clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico.



Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

### 3.4.2.2. Partes de la clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico.

- **Mecanismo biela – manivela.-** Permite que la mesa de la zaranda se desplace horizontalmente; con lo que se consigue la velocidad lineal deseada, para realizar la clasificación del café.
- **Mecanismo polea – banda.-** Mediante un reductor de velocidades se obtiene la velocidad angular requerida para acoplarse al mecanismo biela – manivela.
- **Sistema motriz.-** Motor eléctrico.
- **Tolva de descarga.-** Canal en donde se recolecta el café rechazado por la norma.
- **Mesa deslizante.-** Aparato de transporte que permite realizar el proceso de clasificación mediante el uso de una zaranda cambiabile.
- **Zaranda cambiabile.-** Según requerimientos y especificaciones de la norma INEN 285:2006
- **Estructura.-** Soporte de la clasificadora de café.

### 3.4.2.3. Ventajas.

- Bajo costo de fabricación.
- Fácil construcción, montaje, mantenimiento y operación.
- Trabaja en forma continua.
- La clasificación se realiza en forma rápida.
- Facilita la recolección del café clasificado.
- Proporciona facilidad al momento de recoger el café rechazado.
- No presenta dificultad en el momento que se requiera sustituir la zaranda.

#### **3.4.2.4. Desventajas.**

- La capacidad de la clasificadora es limitada.
- Se debe determinar una velocidad adecuada de avance para evitar vibraciones en la meza de deslizamiento.

### **3.5. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.**

#### **3.5.1. EVALUACIÓN.**

Para la selección de una de las dos alternativas se consideran nuevamente los factores decisivos, mencionados anteriormente en el punto 3.4, y se describen a continuación:

##### **3.5.1.1. Costo.**

Involucra costo de construcción y el costo de mantenimiento; este es un factor que hace que la máquina sea competitiva con otras de similares características disponibles en el mercado.

- **Costos de alquiler de maquinaria.-** Los costos de alquiler de máquinas y equipos usados en la construcción y montaje, se calculan de acuerdo a los valores que se encuentran establecidos actualmente en el mercado.
- **Costos de mano de obra.-** Para el costo de la mano de obra que se emplea en la construcción y montaje, se toma en cuenta tanto el costo de construcción como el diseño.

##### **3.5.1.2. Facilidad de construcción y ensamblaje.**

Un equipo de piezas sencillas es de fácil y rápida construcción; su ensamble no necesita de herramienta especial ni mano de obra altamente calificada, con lo que



se disminuyen los costos. Además la reposición de cualquier parte es rápida y económica.

#### **3.5.1.3. Facilidad de mantenimiento.**

De esto depende el buen funcionamiento del equipo, ahorro económico, utilización de personal no especializado y sobre todo durabilidad.

#### **3.5.1.4. Facilidad de operación.**

El equipo puede ser operado por cualquier persona, teniendo siempre cuidado en el manejo del café. Su funcionamiento debe reflejar una secuencia lógica de clasificación, evitando el desperdicio del café.

#### **3.5.1.5. Seguridad.**

Mientras mayor sea la seguridad mayor es el costo. La máquina debe ser construida bajo normas de seguridad que garanticen su normal funcionamiento y protección de la persona que la opera.

#### **3.5.1.6. Rapidez del clasificado.**

La rapidez para clasificar el café debe ser óptima, para disminuir el tiempo que se utiliza en ésta operación.

#### **3.5.1.7. Peso.**

El peso debe ser moderado, para poder trasladar la máquina de un lugar a otro cuando se lo requiera.

### 3.5.2. SISTEMA DE CALIFICACIÓN.

Los criterios de comparación más importantes con los cuales se valoran las alternativas planteadas anteriormente, se indican en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1 Criterios de comparación y códigos de equivalencia.**

| CRITERIO DE COMPARACIÓN                   | CODIGO DE EQUIVALENCIA |        |          |
|-------------------------------------------|------------------------|--------|----------|
|                                           | 10 – 8                 | 7 – 4  | 3 – 1    |
| <b>Costo.</b>                             | Económica              | Normal | Costosa  |
| <b>Facilidad de construcción.</b>         | Fácil                  | Normal | Difícil  |
| <b>Facilidad de montaje y desmontaje.</b> | Fácil                  | Normal | Difícil  |
| <b>Facilidad de mantenimiento.</b>        | Fácil                  | Normal | Difícil  |
| <b>Facilidad de operación.</b>            | Fácil                  | Normal | Difícil  |
| <b>Seguridad.</b>                         | Segura                 | -----  | Insegura |
| <b>Rapidez del clasificado.</b>           | Rápido                 | Normal | Lento    |
| <b>Peso.</b>                              | Liviana                | Normal | Pesada   |

**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia.**

Se asigna un puntaje a cada factor antes mencionado por medio de una matriz de perfil competitivo (MPC).

La matriz de perfil competitivo identifica a los principales sistemas a ser seleccionados. La calificación es del 1 al 10 de acuerdo a las características de los factores mencionados; la alternativa seleccionada es aquella que, reúna el mayor puntaje luego de realizar la evaluación.

### 3.5.3. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.

A continuación, se evalúan los factores antes señalados y se proporciona el puntaje respectivo para cada alternativa. Aquella que obtenga el más alto puntaje es la alternativa seleccionada. En la tabla 3.2 se muestra el cuadro de selección de las clasificadoras de café, con los criterios previamente definidos mediante una matriz de perfil competitivo (MPC).

**Tabla 3.2 Cuadro de selección de las clasificadoras de café con criterios previamente definidos según (MPC).**

| FACTOR                             | P.         | Alternativa 1 |                 | Alternativa 2 |                 |
|------------------------------------|------------|---------------|-----------------|---------------|-----------------|
|                                    |            | Calif.        | P. P.           | Calif.        | P. P.           |
| Costo.                             | 20         | 3             | 60              | 6             | 120             |
| Facilidad de construcción.         | 15         | 3             | 45              | 6             | 90              |
| Facilidad de montaje y desmontaje. | 10         | 3             | 30              | 8             | 80              |
| Facilidad de mantenimiento.        | 5          | 6             | 30              | 9             | 45              |
| Facilidad de operación.            | 10         | 9             | 90              | 10            | 100             |
| Seguridad.                         | 20         | 9             | 180             | 10            | 200             |
| Rapidez del clasificado.           | 15         | 10            | 150             | 8             | 120             |
| Peso.                              | 5          | 8             | 40              | 6             | 30              |
| <b>TOTAL</b>                       | <b>100</b> | <b>41/80</b>  | <b>625/1000</b> | <b>59/80</b>  | <b>785/1000</b> |
| <b>Índice Porcentual</b>           |            | <b>62.5%</b>  |                 | <b>78.5%</b>  |                 |
| <b>Orden de Selección</b>          |            | <b>2</b>      |                 | <b>1</b>      |                 |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

donde:

P : peso

P.P: peso ponderado.

La tabla 3.2 determina que la alternativa número 2: Clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico tiene mayor puntaje que la otra alternativa, por lo que, resulta la más adecuada para su diseño y construcción.

### **3.6. PROTOCOLO DE PRUEBAS.**

Una vez que se construya la máquina clasificadora de café se debe realizar una serie de pruebas que verifiquen su funcionamiento. Estas pruebas se detallan en un protocolo de pruebas que verifica los siguientes aspectos:

- Control de dimensiones.
- Pruebas de funcionamiento en vacío.
- Prueba de funcionamiento con carga.

- Capacidad.
- Velocidad de clasificado.
- Inspección visual de juntas empernadas y soldadas.

### 3.6.1. VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES.

Realizar las mediciones necesarias en la clasificadora de café construida para comparar con las dimensiones de la clasificadora diseñada. En la tabla 3.3 se muestra la verificación de las dimensiones principales.

Tabla 3.3 Verificación de las dimensiones principales.

| DIMENSIONES PRINCIPALES |        |           |            |    |
|-------------------------|--------|-----------|------------|----|
| DIMENSIONES [mm]        | Diseño | Prototipo | Aceptación |    |
|                         |        |           | SI         | NO |
| Largo total             |        |           |            |    |
| Ancho total             |        |           |            |    |
| Altura total            |        |           |            |    |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

### 3.6.2. VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES.

Se debe verificar varios componentes, como se muestra en la tabla 3.4, que por su importancia en el funcionamiento, requieren ser probados antes de iniciar el trabajo.

Tabla 3.4 Verificación de los componentes principales.

| VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES |                |         |      |
|---------------------------------------------|----------------|---------|------|
| ELEMENTO                                    | FUNCIONAMIENTO |         |      |
|                                             | Bueno          | Regular | Malo |
| Motor eléctrico.                            |                |         |      |
| Reductor de velocidades 1.                  |                |         |      |
| Reductor de velocidades 2.                  |                |         |      |
| Mecanismo biela – manivela.                 |                |         |      |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

### 3.6.3. TRABAJO EN VACÍO DE LA CLASIFICADORA DE CAFÉ.

En esta prueba se verifica el normal funcionamiento de la clasificadora de café sin carga es decir sin café verde. En la tabla 3.5 se muestra el trabajo realizado en vacío de la clasificadora.

Tabla 3.5 Trabajo en vacío de la clasificadora de café.

| Tiempo<br>[min] | Motor Eléctrico |          | Reductor de<br>Velocidades 1 |          | Reductor de<br>Velocidades 2 |          | Mecanismo<br>Biela Manivela |          |
|-----------------|-----------------|----------|------------------------------|----------|------------------------------|----------|-----------------------------|----------|
|                 | Falla           | No Falla | Falla                        | No Falla | Falla                        | No Falla | Falla                       | No Falla |
| 10              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |
| 20              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |
| 30              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |
| 40              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |
| 50              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |
| 60              |                 |          |                              |          |                              |          |                             |          |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

### 3.6.4. TRABAJO CON CARGA DE LA CLASIFICADORA DE CAFÉ.

En esta prueba se verifica la capacidad y calidad del clasificado de la máquina. En la tabla 3.6 se muestra el trabajo realizado por la clasificadora con carga.

Tabla 3.6 Trabajo con carga de la clasificadora.

| CLASIFICADO DEL CAFÉ |                          |      |                          |
|----------------------|--------------------------|------|--------------------------|
| Tiempo<br>[min]      | Velocidad de clasificado |      | Capacidad de clasificado |
|                      | Buena                    | Mala | Kg/h                     |
| 10                   |                          |      |                          |
| 20                   |                          |      |                          |
| 30                   |                          |      |                          |
| 40                   |                          |      |                          |
| 50                   |                          |      |                          |
| 60                   |                          |      |                          |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

El protocolo de pruebas para este prototipo se muestra en el Anexo L.

## CAPÍTULO 4

### DISEÑO DE LA CLASIFICADORA

#### 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 clasificadora tipo zaranda con accionamiento eléctrico de acuerdo a la alternativa seleccionada en el capítulo anterior.

#### 4.2. DATOS OBTENIDOS EN EL ESTUDIO DE CAMPO.

Para obtener la capacidad y la velocidad de tamizado, se realiza una maqueta en la que se simula un movimiento lineal. Los datos obtenidos a través de esta simulación permiten generar una base de datos; para determinar dichos parámetros.

En la tabla 4.1 se muestran los valores obtenidos al realizar el tamizado manual, con el objetivo de determinar la capacidad de la clasificadora, requerida por la Cooperativa Cafetalera de Olmedo; tomando como base un tiempo de 20 minutos y un peso inicial de 5 kilogramos, para cada muestra.

**Tabla 4.1 Datos obtenidos al realizar el tamizado manual (capacidad).**

| Tiempo<br>(minutos) | Peso inicial antes<br>del tamizado<br>(kilogramos) | Producto aprobado<br>por la norma<br>(kilogramos) |
|---------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| 20                  | 5                                                  | 4,38                                              |
| 20                  | 5                                                  | 3,76                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,90                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,20                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,68                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,62                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,10                                              |
| 20                  | 5                                                  | 4,08                                              |

|    |   |      |
|----|---|------|
| 20 | 5 | 3,85 |
| 20 | 5 | 4,34 |
| 20 | 5 | 4,25 |
| 20 | 5 | 4,00 |
| 20 | 5 | 4,77 |
| 20 | 5 | 4,04 |
| 20 | 5 | 4,42 |
| 20 | 5 | 3,81 |
| 20 | 5 | 4,18 |
| 20 | 5 | 4,26 |
| 20 | 5 | 4,57 |
| 20 | 5 | 3,77 |
| 20 | 5 | 4,88 |

**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia**

Para determinar el peso promedio de café aceptado por la norma INEN 285:2006; según el libro de Estadística de Murray Spiegel, se utiliza la siguiente ecuación:<sup>13</sup>

$$\bar{P} = \frac{\sum P_f}{N}$$

**[Ec. 4.1]**

donde:

$\bar{P}$  : peso promedio.

$\sum P_f$  : sumatoria de los pesos después del tamizado.

$N$  : número de muestras = 21.

$$\bar{P} = \frac{89.87 \text{ kg}}{21}$$

$$\bar{P} = 4.28 \text{ kg}$$

El tamizado se realiza en una maqueta que contiene 4 cribas de 280 x 280 mm; con lo que se obtiene un área de 313600 mm<sup>2</sup>.

---

13 MURRAY R. SPIEGEL; Estadística, Colección Schaum, Editorial Mc Graw Hill, Segunda Edición.

Para determinar la capacidad de la clasificadora requerida por la Cooperativa Cafetalera de Olmedo, se determina el área de clasificado:

$$A = 1300 \text{ mm} \times 850 \text{ mm}$$

$$A = 1105000 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto la capacidad de la clasificadora está dada por:

$$\text{Capacidad} = 4.28 \text{ kg} * \frac{60 \text{ min}}{20 \text{ min}} * \frac{1105000 \text{ mm}^2}{313600 \text{ mm}^2}$$

$$\text{Capacidad} = 45.24 \text{ kg} \approx 45 \text{ kg/h}$$

En la tabla 4.2 se muestran los valores obtenidos al realizar el tamizado manual, con el objetivo de determinar la velocidad de deslizamiento de la clasificadora.

**Tabla 4.2 Datos obtenidos al realizar el tamizado manual (velocidad).**

| <b>X</b>          | <b>Y</b>              | <b>X<sup>2</sup></b> | <b>Y<sup>2</sup></b> | <b>X*Y</b>    |
|-------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|---------------|
| <b>Tiempo (s)</b> | <b>Distancia (cm)</b> |                      |                      |               |
| 1,01              | 25                    | 1,0201               | 625                  | 25,25         |
| 1,03              | 24                    | 1,0609               | 576                  | 24,72         |
| 1,02              | 25                    | 1,0404               | 625                  | 25,50         |
| 1,08              | 26                    | 1,1664               | 676                  | 28,08         |
| 0,98              | 24                    | 0,9604               | 576                  | 23,52         |
| 1,02              | 25                    | 1,0404               | 625                  | 25,50         |
| 1,00              | 24                    | 1,0000               | 576                  | 24,00         |
| 1,10              | 26                    | 1,2100               | 676                  | 28,60         |
| 1,20              | 29                    | 1,4400               | 841                  | 34,80         |
| 1,09              | 26                    | 1,1881               | 676                  | 28,34         |
| 1,00              | 25                    | 1,0000               | 625                  | 25,00         |
| 1,11              | 26                    | 1,2321               | 676                  | 28,86         |
| <b>12,64</b>      | <b>305,00</b>         | <b>13,36</b>         | <b>7773,00</b>       | <b>322,17</b> |

**Fuente: Propia.**

**Elaboración: Propia**

Se realiza el análisis de regresión lineal.

Según Murray Spiegel la ecuación de la recta está dada por:



$$Y = b_y * X + a_y$$

[Ec. 4.2]

donde:

Y : ordenadas.

X : abscisas.

$b_y$  : coeficiente de regresión dependiente.

$a_y$  : coeficiente de regresión independiente.

Según Murray Spiegel, el coeficiente  $b_y$  se determina mediante:

$$b_y = \frac{\Sigma XY - \frac{\Sigma X * \Sigma Y}{N}}{\Sigma X^2 - \frac{(\Sigma X)^2}{N}}$$

[Ec. 4.3]

$$b_y = \frac{322.17 - \frac{12,64 * 305.00}{12}}{13.36 - \frac{(12.64)^2}{12}}$$

$$b_y = \frac{322.17 - 321.27}{13.36 - 13.13}$$

$$b_y = 20.2239$$

Según Murray Spiegel, el coeficiente  $a_y$  se determina mediante:

$$a_y = \bar{Y} - b_y * \bar{X}$$

[Ec. 4.4]

donde:

$a_y$  : coeficiente de regresión independiente.

$\bar{Y}$  : promedio de las ordenadas.

$\bar{X}$  : promedio de las abscisas.

$b_y$  : coeficiente de regresión dependiente.

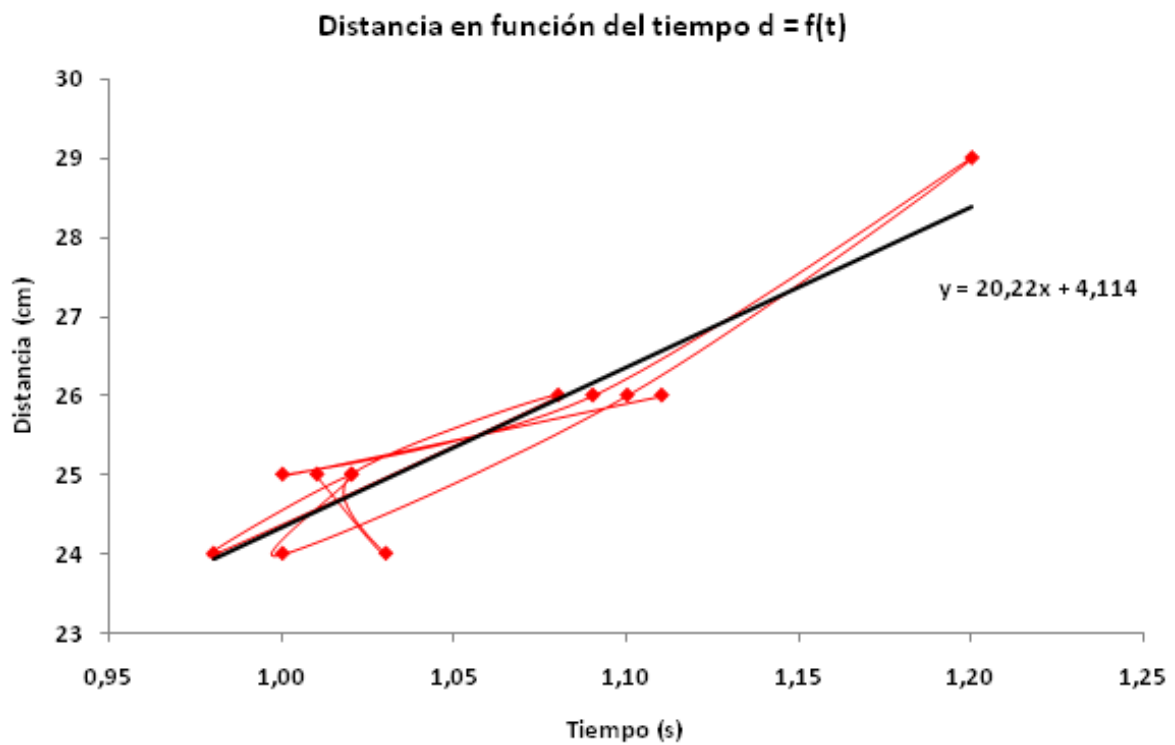
$$a_y = 25.42 - 20.2239 * 1.05$$

$$a_y = 25.42 - 21.3025$$

$$a_y = 4.1142$$

En la figura 4.1 se observa el análisis de regresión lineal; y, la línea de tendencia, para determinar la velocidad de avance con los valores obtenidos en la tabla 4.2 al realizar el tamizado manual.

**Figura 4.1** Análisis de regresión lineal para determinar la velocidad de tamizado.



**Fuente:** Propia.

**Elaboración:** Propia

por lo que, la ecuación de la recta está dada por:

$$Y = 20.2239X + 4.1142$$

Según Murray Spiegel, la ecuación general de la recta es:

$$AX + BY + C = 0$$

Según Murray Spiegel, la pendiente de la recta está dada por:

$$m = -\frac{A}{B} = -\frac{20.2239}{-1} = 20.2239 \approx 20.00$$

[Ec. 4.5]

por lo tanto; se determina que la velocidad de tamizado es de 20 cm/s.

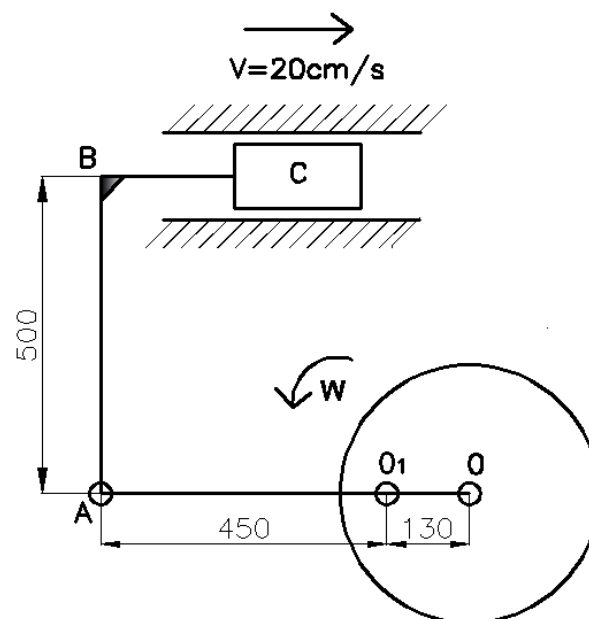
### 4.3. DISEÑO DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA.

#### 4.3.1. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR ( $\omega_4$ ).

$v$  = velocidad de tamizado requerida = 20 cm/s

La figura 4.2 muestra el esquema del mecanismo biela – manivela.

Figura 4.2 Esquema del mecanismo biela – manivela.



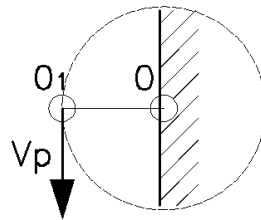
$$OO_1 = 130 \text{ mm}$$

$$O_1A = 450 \text{ mm}$$

$$AB = 500 \text{ mm}$$

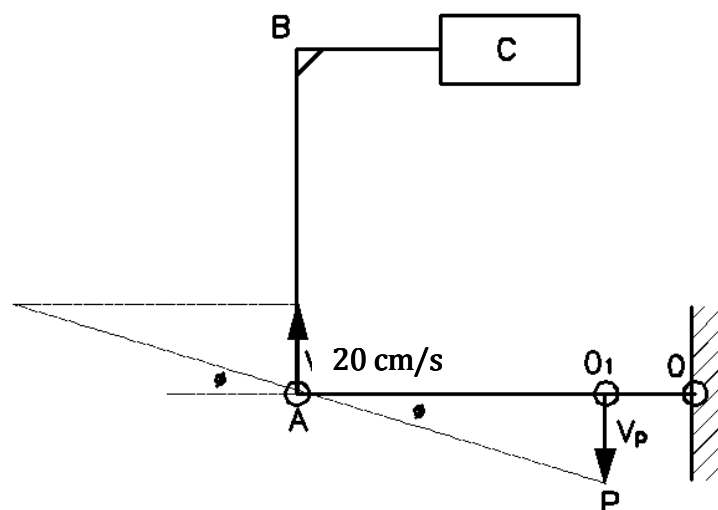
La figura 4.3 muestra el esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto  $O_1$ .

**Figura 4.3 Esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto  $O_1$ .**



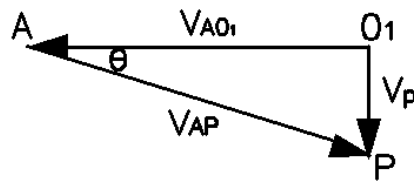
La figura 4.4 muestra el esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto  $O_1$  y en el punto A.

**Figura 4.4 Esquema de la velocidad lineal ( $V_p$ ) en el punto  $O_1$  y en el punto A.**



La figura 4.5 muestra el esquema del triángulo de velocidades ( $AO_1P$ ).

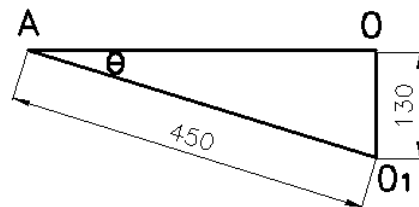
Figura 4.5 Esquema del triángulo de velocidades ( $AO_1P$ ).



Para determinar el ángulo ( $\theta$ ), se construye el triángulo de distancias ( $AOO_1$ ).

La figura 4.6 muestra el esquema del triángulo de distancias ( $AOO_1P$ ).

Figura 4.6 Esquema del triángulo de distancias ( $AOO_1P$ ).



$$\text{sen } \theta = \frac{O_1O}{O_1A}$$

[Ec 4.6]

$$\text{sen } \theta = \frac{130 \text{ mm}}{450 \text{ mm}}$$

$$\theta = 16.79^\circ$$

Para determinar el la velocidad ( $v_{AO_1}$ ), se construye el triángulo de velocidades ( $v_{AO_1}$  v  $v_{AP}$ ).

$$\tan \theta = \frac{v}{v_{AO_1}}$$

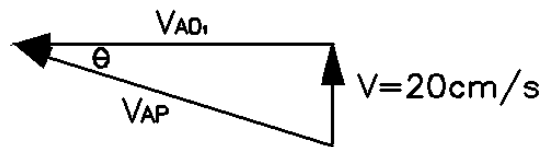
[Ec 4.7]

$$v_{AO_1} = \frac{20 \text{ cm/s}}{\tan(16.79)}$$

$$v_{AO_1} = 66.27 \text{ cm/s}$$

La figura 4.7 muestra el esquema del triángulo de distancias ( $v_{AO_1}$   $v_{AP}$ ).

Figura 4.7 Esquema del triángulo de velocidades ( $v_{AO_1}$   $v_{AP}$ ).



Para determinar el la velocidad ( $v_p$ ), se toma en cuenta el triángulo de velocidades ( $AO_1P$ ).

$$\tan \theta = \frac{v_p}{v_{AO_1}}$$

[Ec 4.8]

$$v_p = v_{AO_1} * \tan \theta$$

$$v_p = 66.27 \text{ cm/s} * \tan(16.79^\circ)$$

$$v_p = 20 \text{ cm/s}$$

Para determinar la velocidad angular ( $\omega_4$ ).

$$v = \omega * r$$

[Ec 4.9]

donde:

$v$  : velocidad lineal.

$\Omega$  : velocidad angular.

$r$  : radio.

$$\omega_4 = \frac{v_p}{r}$$

$$\omega_4 = \frac{20 \text{ cm/s}}{13 \text{ cm}}$$

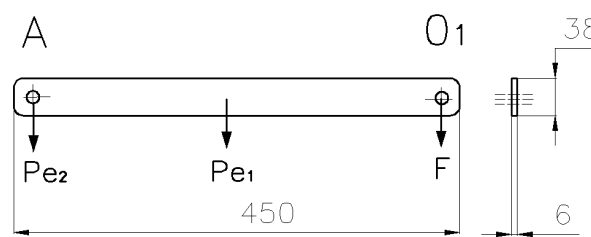
$$\omega_4 = 1.53 \text{ rad/s} = 14.69 \text{ rpm} \approx 15 \text{ rpm}$$

### 4.3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ESLABONES.

#### 4.3.2.1. Dimensionamiento del eslabón $O_1A$ ( $e_1$ ).

La figura 4.8 muestra el esquema del eslabón  $O_1A$  ( $e_1$ ).

Figura 4.8 Esquema del eslabón  $O_1A$  ( $e_1$ ).



$$V = l * a * e$$

[Ec 4.10]

donde:

V : volumen.

l : largo.

a : ancho.

e : espesor.

$$V_{e_1} = 450 \text{ mm} * 38 \text{ mm} * 6 \text{ mm}$$

$$V_{e_1} = 102600 \text{ mm}^3 = 0.103 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

[Ec 4.11]

donde:

$\delta$  : densidad del acero =  $7850 \text{ kg/m}^3 = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

m : masa.

V : volumen.

$$m_{e_1} = \delta * V_{e_1}$$

$$m_{e_1} = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 * 0.103 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$m_{e_1} = 0.81 \text{ kg}$$

$$P = m * g$$

**[Ec 4.12]**

donde:

P : peso.

m : masa.

g : aceleración de la gravedad =  $10 \text{ m/s}^2$

$$P_{e_1} = 0.81 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2$$

$$P_{e_1} = 8.1 \text{ N}$$

Según manual de DIPAC se selecciona platina PLT 38 x 6 mm.

**[Anexo A]**

#### 4.3.2.2. Cálculo de la Fuerza (F).

$$T = F * r$$

**[Ec 4.13]**



donde:

T : torque =  $T_4 = 1.36 \text{ Nm}$

F : fuerza

r : radio.

$$F = \frac{T_4}{r}$$

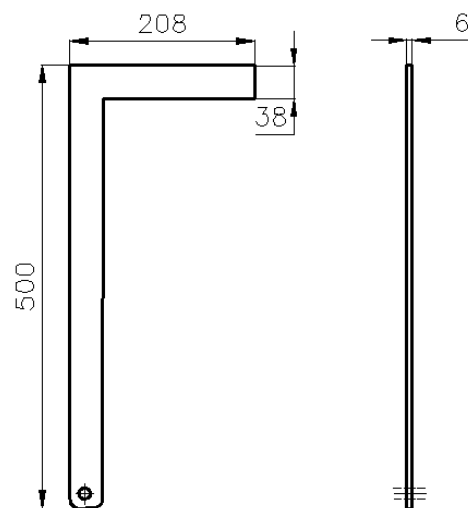
$$F = \frac{1.36 \text{ Nm}}{0.13 \text{ m}}$$

$$F = 10.46 \text{ N}$$

#### 4.3.2.3. Dimensionamiento eslabón ABC ( $e_2$ ).

La figura 4.9 muestra el esquema del eslabón ABC ( $e_2$ ).

Figura 4.9 Esquema del eslabón ABC ( $e_2$ ).



$$V = l * a * e$$

$$V_{e_2} = (500 \text{ mm} + 170 \text{ mm}) * 38 \text{ mm} * 6 \text{ mm}$$

[Ec 4.10]

$$V_{e_2} = 15260 \text{ mm}^3 = 0.153 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

[Ec 4.11]

$$m_{e_2} = \delta * V_{e_2}$$

$$m_{e_2} = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 * 0.153 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$m_{e_2} = 1.20 \text{ kg}$$

$$P = m * g$$

[Ec 4.12]

$$P_{e_2} = 1.20 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2$$

$$P_{e_2} = 12 \text{ N}$$

Según manual de DIPAC se selecciona platina PLT 38 x 6 mm.

[Anexo A]

### 4.3.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS PASADORES.

#### 4.3.3.1. Dimensionamiento del pasador O<sub>1</sub>.

$$F_{e_1} = F + P_{e_1} + P_{e_2}$$

[Ec 4.14]

donde:

$F_{e_1}$  : fuerza total eslabón O<sub>1</sub>A (e<sub>1</sub>).

$F$  : fuerza.

$P_{e_1}$  : peso eslabón O<sub>1</sub>A (e<sub>1</sub>).

$P_{e_2}$  : peso eslabón ABC (e<sub>2</sub>)

$$F_{e_1} = 10.46 \text{ N} + 8.1 \text{ N} + 12 \text{ N}$$

$$F_{e_1} = 30.56 \text{ N}$$

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del pasador  $O_1$  es acero SAE 1018.

### [Anexo B]

$$S_y (\text{mínimo}) = 31 \text{ kg/mm}^2 = 310 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$51 \text{ kg/mm}^2 \leq S_{ut} \leq 71 \text{ kg/mm}^2$$

$$510 \times 10^6 \text{ Pa} \leq S_{ut} \leq 710 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El pasador  $O_1$  está sometido a corte puro; por lo que, según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley se usa la siguiente ecuación:<sup>14</sup>

$$\tau_{XY} = \frac{P}{A} = \frac{4 * F_{e_1}}{\pi * d^2} \leq [\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

### [Ec 4.15]

donde:

$\tau_{XY}$  : esfuerzo al corte.

P : fuerza.

A : área.

$F_{e_1}$  : fuerza total eslabón  $O_1A$  ( $e_1$ ).

D : diámetro.

$[\tau]$  : esfuerzo admisible al corte.

$S_{sy}$  : resistencia a la fluencia al corte =  $0.577 S_y$ .

n : factor de seguridad.

$$1.5 \leq n \leq 3.0$$

$$n = 3.0$$

---

<sup>14</sup> SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tercera Edición.

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * n * F_{e1}}{\pi * S_{sy}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 3.0 * 30.56 \text{ N}}{\pi * 0.577 * 310 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d \geq 8.1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$d \geq 0.8 \text{ mm}$$

Se selecciona  $d = 6.35$  [mm]; debido a que es el eje de menor diámetro disponible en el mercado.

**[Anexo B]**

Verificación del factor de seguridad

$$n_r \leq \frac{S_{sy} * \pi * d^2}{4 * F_{e1}}$$

$$n_r \leq \frac{0.577 * 310 \times 10^6 \text{ Pa} * \pi * (6.35 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4 * 30.56 \text{ N}}$$

$$n_r \leq 185$$

$$n_r = 185$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) es mucho mayor que el factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$n_r \gg n$$

$$185 \gg 3.0$$

El valor  $n_r = 185$  indica que el diámetro seleccionado  $d = 6.35$  mm soporta el esfuerzo al corte  $\tau_{XY}$ .

#### 4.3.3.2. Dimensionamiento del pasador A.

$$F_{e_2} = P_{e_2}$$

[Ec 4.16]

donde:

$F_{e_2}$  : fuerza total eslabón ABC ( $e_2$ ).

$P_{e_2}$  : peso eslabón ABC ( $e_2$ ).

$$F_{e_2} = 12 \text{ N}$$

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del pasador A es acero SAE 1018.

[Anexo B]

$$S_{y(\text{mínimo})} = 31 \text{ kg/mm}^2 = 310 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$51 \text{ kg/mm}^2 \leq S_{ut} \leq 71 \text{ kg/mm}^2$$

$$510 \times 10^6 \text{ Pa} \leq S_{ut} \leq 710 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El pasador A está sometido a corte puro; por lo que, según Shigley.

$$\tau_{XY} = \frac{P}{A} = \frac{4 * F_{e_2}}{\pi * d^2} \leq [\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

[Ec 4.15]

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * n * F_{e_2}}{\pi * S_{sy}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 3.0 * 12 \text{ N}}{\pi * 0.577 * 310 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d \geq 5.1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$d \geq 0.5 \text{ mm}$$

Se selecciona  $d = 6.35$  [mm]; debido a que es el eje de menor diámetro disponible en el mercado.

### [Anexo B]

Verificación del factor de seguridad

$$n_r \leq \frac{S_{sy} * \pi * d^2}{4 * F_{e1}}$$

$$n_r \leq \frac{0.577 * 310 \times 10^6 \text{ Pa} * \pi * (6.35 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4 * 12 \text{ N}}$$

$$n_r \leq 472$$

$$n_r = 472$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) es mucho mayor que el factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$n_r \gg n$$

$$472 \gg 3.0$$

El valor  $n_r = 472$  indica que el diámetro seleccionado  $d = 6.35$  mm soporta el esfuerzo al corte  $\tau_{XY}$ .

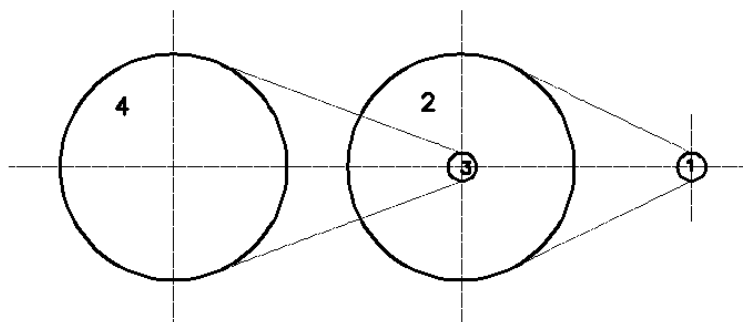
## 4.4. DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA.

### 4.4.1. DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES.

Para diseñar el reductor de velocidades, se considera la velocidad angular ( $\omega_4 = 15 \text{ rpm}$ ); se emplea doble reductor de velocidades debido a que es bastante difícil encontrar en el mercado motores de bajas revoluciones.

La figura 4.10 muestra el esquema del reductor de velocidades.

Figura 4.10 Esquema del reductor de velocidades.



#### 4.4.1.1. Relación de transmisión y diámetros de las poleas.

Para determinar el diámetro de las poleas se utiliza las relaciones de transmisión con las velocidades angulares.

$$v_4 = v_3$$

[Ec 4.17]

$$\omega_4 * \frac{d_4}{2} = \omega_3 * \frac{d_3}{2}$$

$$\omega_3 = \omega_4 * \frac{d_4}{d_3}$$

$$\omega_3 = \omega_2$$

[Ec 4.18]

$$v_2 = v_1$$

**[Ec 4.19]**

$$\omega_2 * \frac{d_2}{2} = \omega_1 * \frac{d_1}{2}$$

$$\omega_1 = \omega_2 * \frac{d_2}{d_1}$$

donde:

$v_n$  : velocidad lineal.

$\omega_n$  : velocidad angular.

$d_n$  : diámetro de la polea.

Se seleccionan los siguientes diámetros:

$$d_4 = d_2 = 406.40 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 = 5.08 \text{ mm}$$

$$\omega_3 = 15 \text{ rpm} * \frac{16 \text{ inch}}{2 \text{ inch}}$$

$$\omega_3 = \omega_2 = 120 \text{ rpm}$$

$$\omega_1 = 120 \text{ rpm} * \frac{16 \text{ inch}}{2 \text{ inch}}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{motor}} = 960 \text{ rpm}$$



La tabla 4.3 dimensiones de las poleas y velocidades angulares.

**Tabla 4.3 Dimensiones de las poleas y velocidades angulares.**

| POLEA | DIÁMETRO<br>[inch] | DIÁMETRO<br>[mm] | VELOCIDAD ANGULAR<br>[rpm] |
|-------|--------------------|------------------|----------------------------|
| 4     | 16                 | 406.40           | 15                         |
| 3     | 2                  | 5.08             | 120                        |
| 2     | 16                 | 406.40           | 120                        |
| 1     | 2                  | 5.08             | 960                        |

#### 4.4.1.2. Cálculo de las masas de las poleas.

Polea 4.

$$d_{\text{ext}} = 406.40 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm}$$

$$e = 41.28 \text{ mm}$$

$$e/2 = 20.64 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * e}{4}$$

[Ec 4.20]

donde:

V = volumen.

$d_{\text{ext}}$  = diámetro exterior.

$d_{\text{int}}$  = diámetro interior.

e = espesor.

$$V_4 = \frac{\pi * ((406.40 \text{ mm})^2 - (12.70 \text{ mm})^2) * 20.64 \text{ mm}}{4}$$

$$V_4 = 2.67 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = 2.67 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

**[Ec 4.11]**

$$m_4 = \delta * V_4$$

$$m_4 = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 2.67 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m_4 = 21 \text{ kg}$$

Polea 3.

$$d_{\text{ext}} = 50.80 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm}$$

$$e = 41.28 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * e}{4}$$

**[Ec 4.20]**

$$V_3 = \frac{\pi * ((50.80 \text{ mm})^2 - (12.70 \text{ mm})^2) * 41.28 \text{ mm}}{4}$$

$$V_3 = 78.43 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = 7.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

**[Ec 4.11]**

$$m_3 = \delta * V_3$$

$$m_3 = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 7.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m_3 = 0.62 \text{ kg}$$

Polea 2.

$$d_{\text{ext}} = 406.40 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int2}} = 381.00 \text{ mm}$$

$$e = 41.28 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int1}} = 12.70 \text{ mm}$$

$$V_{\text{aro}} = \frac{\pi * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int2}}^2) * e}{4}$$

**[Ec 4.20]**

$$V_{\text{aro}} = \frac{\pi * ((406.40 \text{ mm})^2 - (381.00 \text{ mm})^2) * 41.28 \text{ mm}}{4}$$

$$V_{\text{aro}} = 648.35 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{aro}} = 6.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{barras}} = n'(a * e * l)$$

**[Ec 4.21]**

donde:

$V_{\text{barras}}$  : volumen de las barras.

$n'$  : número de barras.

$a$  : ancho.

$e$ : espesor.

$l$  : largo.

$$V_{\text{barras}} = 6(25.4 \text{ mm} * 25.4 \text{ mm} * 190.50 \text{ mm})$$

$$V_{\text{barras}} = 737.42 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{barras}} = 7.37 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{agujero}} = \frac{\pi * d_{\text{int1}}^2 * e}{4}$$

[Ec 4.22]

donde:

$V_{\text{agujero}}$ : volumen del agujero.

$d_{\text{int1}}$  : diámetro interior.

$e$  : espesor.

$$V_{\text{agujero}} = \frac{\pi * (12.70 \text{ mm})^2 * 41.28 \text{ mm}}{4}$$

$$V_{\text{agujero}} = 5.23 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{agujero}} = 5.23 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V_2 = V_{\text{aro}} + V_{\text{barras}} - V_{\text{agujero}}$$

[Ec 4.23]

donde:

$V_2$  : volumen polea 2.

$V_{\text{aro}}$  : volumen del aro.

$V_{\text{barras}}$  : volumen de las barras.

$V_{\text{agujero}}$ : volumen del agujero.

$$V_2 = 6.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 7.37 \times 10^{-4} \text{ m}^3 - 5.23 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V_2 = 1.38 \times 10^{-3}$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

[Ec 4.11]

$$m_2 = \delta * V_2$$

$$m_2 = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 1.38 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m_2 = 10.83 \text{ kg}$$

Polea 1.

$$d_{\text{ext}} = 50.80 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm}$$

$$e = 41.28 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * e}{4}$$

**[Ec 4.20]**

$$V_1 = \frac{\pi * ((50.80 \text{ mm})^2 - (12.70 \text{ mm})^2) * 41.28 \text{ mm}}{4}$$

$$V_1 = 78.43 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$V_1 = 7.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

**[Ec 4.11]**

$$m_1 = \delta * V_1$$

$$m_1 = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 7.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m_1 = 0.62 \text{ kg}$$

#### 4.4.1.3. Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje (2-3).

Eje 2-3.

$$d \geq 12.70 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$l = 900 \text{ mm} = 0.9 \text{ m}$$

$$m \geq \frac{m}{l} * l$$

[Ec 4.24]

donde:

$m / l$  : masa por metro.

$l$  : longitud.

$$m \geq \frac{1.0 \text{ kg}}{1 \text{ m}} * 0.90 \text{ m}$$

[Anexo B]

$$m \geq 0.90 \text{ kg}$$

$$I = \frac{m * d^2}{8}$$

[Ec 4.25]

donde:

$I$  : momento de inercia cilindro macizo.

$m$  : masa.

$d$  : diámetro.

$$I_{e2-3} = \frac{0.9 \text{ kg} * (0.0127 \text{ m})^2}{8}$$

$$I_{e2-3} = 1.82 \times 10^{-5} \text{ kg m}^2$$

Polea 2.

$$m_2 = 10.83 \text{ kg}$$

$$d_{\text{ext}} = 406.40 \text{ mm} = 0.4064 \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$I = \frac{m}{8} * (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{int}}^2)$$

[Ec 4.26]

donde:

$I$  : momento de inercia cilindro hueco.

$m$  : masa.

$d_{\text{ext}}$  : diámetro exterior.

$d_{\text{int}}$  : diámetro interior.

$$I_2 = \frac{10.83 \text{ kg}}{8} * ((0.4064 \text{ m})^2 + (0.0127 \text{ m})^2)$$

$$I_2 = 2.24 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

Polea 3.

$$m_3 = 0.62 \text{ kg}$$

$$d_{\text{ext}} = 50.80 \text{ mm} = 0.0508 \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$I = \frac{m}{8} * (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{int}}^2)$$

**[Ec 4.26]**

$$I_3 = \frac{0.62 \text{ kg}}{8} * ((0.0508 \text{ m})^2 + (0.0127 \text{ m})^2)$$

$$I_3 = 2.13 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$$\Sigma I = I_{e2-3} + I_2 + I_3$$

**[Ec 4.27]**

donde:

$\Sigma I$  : sumatoria momentos de inercia.

$I_{e2-3}$  : momento de inercia del eje 2-3.

$I_2$  : momento de inercia de la polea 2.

$I_3$  : momento de inercia de la polea 3.

$$\Sigma I = 1.82 \times 10^{-5} \text{ kg m}^2 + 2.24 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2 + 2.13 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$$\Sigma I = 2.24 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

#### 4.4.1.4. Cálculo de la aceleración angular para el eje (2-3).

$$\omega_0 = 0 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = 120 \text{ rpm} = 12.57 \text{ rad/s}$$

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

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_0}{t}$$

[Ec 4.28]

donde:

$\alpha$  : aceleración angular.

$\omega_f$  : velocidad angular final.

$\omega_0$  : velocidad angular inicial.

$t$  : tiempo.

$$\alpha_{2-3} = \frac{12.57 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}}$$

$$\alpha_{2-3} = 25.13 \text{ rad/s}^2$$

#### 4.4.1.5. Cálculo del torque para el eje (2-3).

$$\Sigma I = 2.24 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

$$\alpha = 25.13 \text{ rad/s}^2$$

$$T = \Sigma I * \alpha$$

[Ec 4.29]



donde:

T : torque.

$\Sigma I$  : sumatoria de los momentos de inercia.

$\alpha$  : aceleración angular.

$$T_{2-3} = 2.24 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2 * 25.13 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{2-3} = 5.64 \text{ Nm}$$

#### 4.4.1.6. Cálculo de la potencia para el eje (2-3).

$$T_{2-3} = 5.64 \text{ Nm}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega = 120 \text{ rpm}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$$\text{Pot} = \frac{T * \omega}{9550}$$

**[Ec 4.30]**

donde:

Pot : potencia.

T : torque.

$\omega$  : velocidad angular.

$$\text{Pot}_{2-3} = \frac{5.64 \text{ Nm} * 120 \text{ rpm}}{9550}$$

$$\text{Pot}_{2-3} = 0.071 \text{ kW}$$

$$\text{Pot}_{2-3} = 0.10 \text{ HP}$$

#### 4.4.1.7. Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje (4).

Eje 4.

$$d \geq 12.70 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$l = 471 \text{ mm} = 0.471 \text{ m}$$

$$m \geq \frac{m}{l} * l$$

[Ec 4.24]

$$m \geq \frac{1.0 \text{ kg}}{l \text{ m}} * 0.471 \text{ m}$$

[Anexo B]

$$m \geq 0.471 \text{ kg}$$

$$I = \frac{m * d^2}{8}$$

[Ec 4.25]

$$I_{e4} = \frac{0.471 \text{ kg} * (0.0127 \text{ m})^2}{8}$$

$$I_{e4} = 9.50 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Polea 4.

$$m_4 = 21 \text{ kg}$$

$$d_{\text{ext}} = 406.40 \text{ mm} = 0.4064 \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 12.70 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$I = \frac{m}{8} * (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{int}}^2)$$

[Ec 4.26]

$$I_4 = \frac{21 \text{ kg}}{8} * ((0.4064 \text{ m})^2 + (0.0127 \text{ m})^2)$$

$$I_4 = 4.34 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

$$\Sigma I = I_{e4} + I_4$$

[Ec 4.27]

$$\Sigma I = 9.50 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 + 4.34 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

$$\Sigma I = 4.34 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

#### 4.4.1.8. Cálculo de la aceleración angular para el eje (4).

$$\omega_0 = 0 \text{ rad/s}$$

$$\omega_4 = 15 \text{ rpm} = 1.57 \text{ rad/s}$$

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

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_0}{t}$$

[Ec 4.28]

$$\alpha_4 = \frac{1.57 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}}$$

$$\alpha_4 = 3.14 \text{ rad/s}^2$$

#### 4.4.1.9. Cálculo del torque para el eje (4).

$$\Sigma I = 4.34 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

$$\alpha = 3.14 \text{ rad/s}^2$$

$$T = \Sigma I * \alpha$$

[Ec 4.29]

$$T_4 = 4.34 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2 * 3.14 \text{ rad/s}^2$$

$$T_4 = 1.36 \text{ Nm}$$

#### 4.4.1.10. Cálculo de la potencia para el eje (4).

$$T_4 = 1.36 \text{ Nm}$$

$$\omega_4 = \omega = 15 \text{ rpm}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\text{Pot} = \frac{T * \omega}{9550}$$

[Ec 4.30]

$$\text{Pot}_4 = \frac{1.36 \text{ Nm} * 15 \text{ rpm}}{9550}$$

$$\text{Pot}_4 = 2.14 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{Pot}_4 = 2.87 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

#### 4.4.1.11. Potencia requerida para los ejes.

$$P_r = \text{Pot}_{2-3} + \text{Pot}_4$$

[Ec 4.31]

donde:

$P_r$  : potencia requerida.

$\text{Pot}_{2-3}$  : potencia del eje 2-3.

$\text{Pot}_4$  : potencia del eje 4.

$$P_r = 0.10 \text{ HP} + 2.87 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

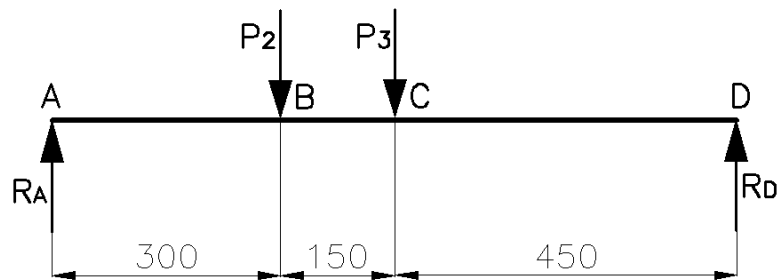
$$P_r = 0.10 \text{ HP}$$

#### 4.4.2. DISEÑO DEL EJE <sub>(2-3)</sub>.

##### 4.4.2.1. Cálculo de reacciones.

La figura 4.11 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje <sub>2-3</sub>.

Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del eje <sub>2-3</sub>.



$$\Sigma F_x = 0$$

[Ec 4.32]

$$\Sigma F_y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_A + R_D - P_2 - P_3 = 0$$

$$R_A + R_D = P_2 + P_3$$

$$R_A + R_D = m_2 * g + m_3 * g$$

$$R_A + R_D = 10 \text{ m/s}^2 * (10.83 \text{ kg} + 0.62 \text{ kg})$$

$$R_A + R_D = 114.50 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

[Ec 4.34]

$$R_D * AD - P_2 * AB - P_3 * AC = 0$$

$$R_D = \frac{P_2 * AB + P_3 * AC}{AD}$$

$$R_D = \frac{108.3 \text{ N} * 0.30 \text{ m} + 6.2 \text{ N} * 0.45 \text{ m}}{0.90 \text{ m}}$$

$$R_D = 39.20 \text{ N}$$

$$R_A = 114.50 \text{ N} - 39.20 \text{ N}$$

$$R_A = 75.30 \text{ N}$$

#### 4.4.2.2. Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje <sup>(2-3)</sup> es acero SAE 1018.

**[Anexo B]**

$$S_{y(\text{mínimo})} = 31 \text{ kg/mm}^2 = 44 \text{ kpsi} = 310 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$51 \text{ kg/mm}^2 \leq S_{ut} \leq 71 \text{ kg/mm}^2$$

$$72.39 \text{ kpsi} \leq S_{ut} \leq 100.78 \text{ kpsi}$$

$$510 \times 10^6 \text{ Pa} \leq S_{ut} \leq 710 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### 4.4.2.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

**[Ec 4.35]**

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

**[Ec 4.36]**

donde:

$S_e$  : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$K_a$  : factor de superficie.

$K_b$  : factor de tamaño.

$K_c$  : factor de confiabilidad.

$K_d$  : factor de temperatura.

$K_e$  : factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$K_f$  : factor de efectos diversos.

$S_e'$  : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$S_{ut}$  : resistencia última a la tracción.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

Determinación del factor de superficie  $k_a$ .

$S_{ut} = 73$  kpsi                      entonces                       $k_a = 0.80$

**[Anexo C]**

Determinación del factor de tamaño  $k_b$ .

$d_{2-3} \geq 12.70$  mm

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} \quad ; \quad 8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$$

**[Ec 4.37]**

donde:

$K_b$  = factor de tamaño.

$d$  = diámetro.

$$k_b = 1.189 * (12.70)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.9295$$

Determinación del factor de confiabilidad  $k_c$ .

$R = 0.90$                       entonces                       $k_c = 0.897$

**[Anexo C]**

Determinación del factor de temperatura  $k_d$ .

$T \ll 450 \text{ }^\circ\text{C}$                       entonces                       $k_d = 1.0$

**[Anexo C]**

Determinación del factor de modificación por concentración de esfuerzos  $k_e$ .

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

**[Ec 4.38]**

$$k_e = \frac{1}{1.0}$$

$$k_e = 1.0$$

Determinación del factor de de efectos diversos  $k_f$ .

$$k_f = 1.0$$

Por lo tanto:

$$S_e = 0.80 * 0.9295 * 0.897 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 0.5 * 510 \text{ MPa}$$

$$S_e = 170.08 \text{ MPa}$$

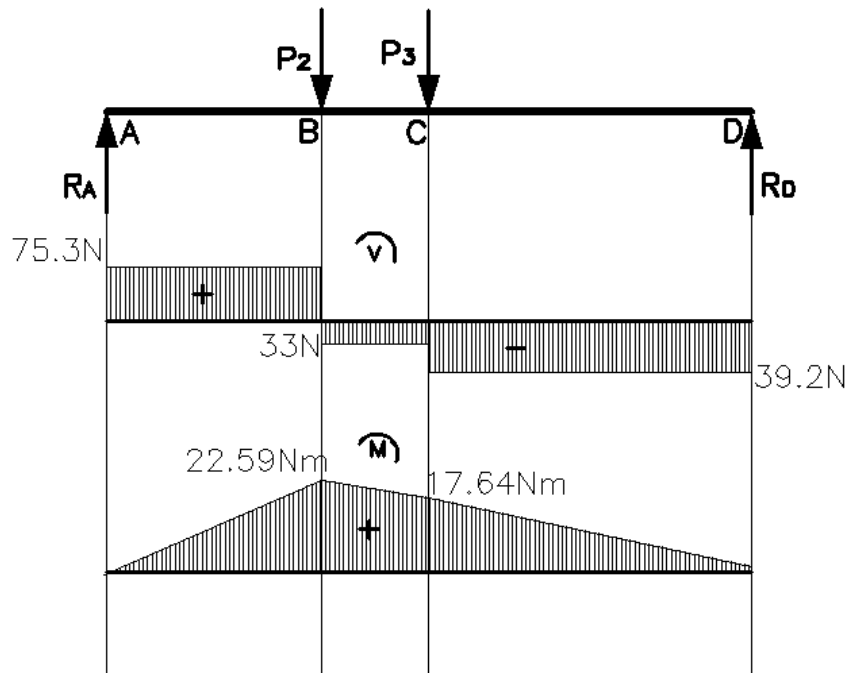
$$S_e = 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### **4.4.2.4. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.**

La figura 4.12 muestra los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.



Figura 4.12 Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.



#### 4.4.2.5. Diseño para cargas estáticas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left[ \frac{32 * n}{\pi * S_y} * (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

[Ec 4.39]

donde:

d : diámetro.

n : factor de seguridad.  $1.5 \leq n \leq 3.0$   $n = 3.0$

S<sub>y</sub> : resistencia a la fluencia.

M : momento máximo.

T : torque.

$$d = \left[ \frac{32 * 3.0}{\pi * 310 \times 10^6 \text{ Pa}} * ((22.59 \text{ Nm})^2 + (5.64 \text{ Nm})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 13.20 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 13.20 \text{ mm}$$

#### 4.4.2.6. Diseño para cargas dinámicas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left( \frac{32 * M * n}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

**[Ec 4.40]**

donde:

d : diámetro.

M : momento máximo.

n : factor de seguridad.  $1.5 \leq n \leq 3.0$   $n = 3.0$

$S_e$ : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$$d = \left( \frac{32 * 22.59 \text{ Nm} * 3.0}{\pi * 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^{1/3}$$

$$d = 16.00 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 16.00 \text{ mm}$$

El diámetro del eje sometido a cargas dinámicas ( $d_{\text{dinámico}}$ ) es mayor que el diámetro del eje sometido a cargas estáticas ( $d_{\text{estático}}$ ).

$$d_{\text{dinámico}} = 16.00 \text{ mm} > d_{\text{estático}} = 13.20 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del eje seleccionado es:

$$d_{2-3} = 16.00 \text{ mm}$$

#### 4.4.3. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA EL EJE (2-3).

##### 4.4.3.1. Cálculo de la capacidad de carga dinámica.

Según el Catálogo de Rodamientos SKF; se usa la siguiente ecuación:<sup>15</sup>

$$L_{10h} = \frac{1 \times 10^6}{60 * \omega} * \left( \frac{C'}{P'} \right)^p$$

[Ec 4.41]

donde:

$L_{10h}$ : duración nominal en horas de servicio.

$\omega$  : velocidad angular.

$C'$  : capacidad de carga dinámica.

$P'$  : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

$p$  : exponente de la fórmula de duración

$$C' = \left( \frac{L_{10h} * 60 * \omega}{1 \times 10^6} \right)^{1/p} * P'$$

$$L_{10h} = 30000 \quad 20000 \leq L_{10h} \leq 30000$$

$$\omega = 120 \text{ rpm}$$

$$P = R_{\max (2-3)} = R_A = 75.30$$

$$p = 3 \text{ (rodamiento de bolas)}$$

$$C_r = \left( \frac{20000 * 60 * 120}{1 \times 10^6} \right)^{1/3} * 75.30 \text{ N}$$

$$C_r = 394.68 \text{ N}$$

---

<sup>15</sup> Catálogo de rodamientos SKF; 1982.

El diámetro interior del rodamiento ( $d_{rod}$ ) es mayor que el diámetro del eje ( $d_{2-3}$ ).

$$d_{rod} = 17.00 \text{ mm} > d_{2-3} = 16.00 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del eje seleccionado es:

$$d_{2-3} = 17.00 \text{ mm}$$

Determinación del peso del eje (2-3).

$$V = \frac{\pi * d^2 * l}{4}$$

**[Ec 4.42]**

donde:

V : volumen.

d : diámetro.

l : largo.

$$V_{2-3} = \frac{\pi * (17 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * 0.471 \text{ m}}{4}$$

$$V_{2-3} = 1.07 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

**[Ec 4.11]**

$$m_{2-3} = \delta * V_{2-3}$$

$$m_{2-3} = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 1.07 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{2-3} = 0.84 \text{ kg}$$

$$P_{2-3} = m_{2-3} * g$$

[Ec 4.12]

$$P_{2-3} = 0.84 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2$$

$$P_{2-3} = 8.4 \text{ N}$$

Verificación del factor de seguridad:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left( \frac{32 * M * n}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

[Ec 4.40]

$$n = \frac{d^3 * \pi * S_e}{32 * M}$$

$$n_r = \frac{(17 \times 10^{-3} \text{ m})^3 * \pi * 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}}{32 * 22.59 \text{ Nm}}$$

$$n_r = 3.6$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) es mayor que el factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$n_r > n$$

$$3.6 > 3.0$$

El valor  $n_r = 3.6$  indica que el diámetro del eje seleccionado  $d_{2-3} = 17.00 \text{ mm}$  no va a fallar cuando se encuentre sometido a fatiga.

La capacidad de carga requerida ( $C_r$ ) es mucho menor que la capacidad de carga del rodamiento ( $C_{rod}$ ).

$$C_r = 394.68 \text{ N} \ll C_{\text{rod}} = 9560 \text{ N}$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado es:

|              |         |                           |
|--------------|---------|---------------------------|
|              |         | $d = 17 \text{ mm}$       |
|              |         | $d_1 = 24.2 \text{ mm}$   |
|              |         | $d_2 = 28.6 \text{ mm}$   |
|              |         | $D = 40 \text{ mm}$       |
| Rodamiento Y | YET 203 | $B_1 = 28.6 \text{ mm}$   |
|              |         | $C = 12 \text{ mm}$       |
|              |         | $s = 6.5 \text{ mm}$      |
|              |         | $r_{12} = 0.3 \text{ mm}$ |

**[Anexo D]**

Selección del soporte correspondiente al rodamiento YET 203.

Soporte de pie con rodamientos Y, fundición SY 503 M

**[Anexo D]**

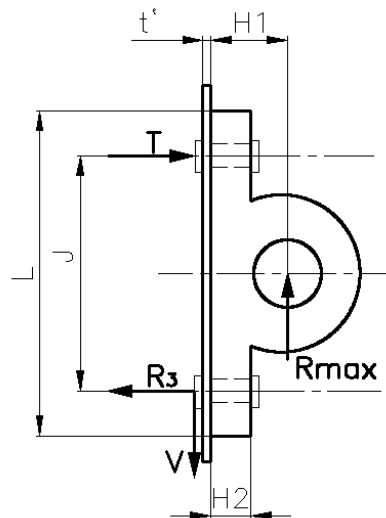
|                 |          |                                   |
|-----------------|----------|-----------------------------------|
|                 |          | $d = 17 \text{ mm}$               |
|                 |          | $A = 32 \text{ mm}$               |
|                 |          | $A_1 = 18 \text{ mm}$             |
|                 |          | $H = 56 \text{ mm}$               |
|                 |          | $H_1 = 30.2 \text{ mm}$           |
|                 |          | $H_2 = 14 \text{ mm}$             |
|                 |          | $J_{\text{min}} = 88 \text{ mm}$  |
| Unidad Completa | SY 17 FM | $J_{\text{max}} = 106 \text{ mm}$ |
|                 |          | $L = 127 \text{ mm}$              |
|                 |          | $N = 20.5 \text{ mm}$             |
|                 |          | $N_1 = 11.5 \text{ mm}$           |
|                 |          | $G = 10 \text{ mm}$               |
|                 |          | $s_1 = 22.1 \text{ mm}$           |
|                 |          | $m = 0.52 \text{ kg}$             |

**[Anexo D]**

#### 4.4.4. SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LA CHUMACERA <sub>(2-3)</sub>.

La figura 4.13 muestra el esquema de la chumacera<sub>(2-3)</sub> para la selección de los pernos.

Figura 4.13 Esquema de la chumacera<sub>(2-3)</sub> para la selección de los pernos.



$$E = 3.0 \text{ mm}$$

$$H_1 = 30.2 \text{ mm}$$

$$J = 97 \text{ mm}$$

$$L = 127 \text{ mm}$$

$$H_2 = 14 \text{ mm}$$

$$R_{\max 2-3} = R_A = 75.30 \text{ N}$$

##### 4.4.4.1. Cálculo de la carga en el perno superior.

$$\Sigma M_3 = 0$$

[Ec 4.34]

$$R_{\max 2-3} * H_1 - T * (15 \text{ mm} + J) = 0$$

$$T = \frac{R_{\max 2-3} * H_1}{15 \text{ mm} + J}$$

$$T = \frac{75.30 \text{ N} * 30.2 \text{ mm}}{15 \text{ mm} + 97 \text{ mm}}$$

$$T = 20.30 \text{ N}$$

#### 4.4.4.2. Cálculo de la carga en el perno inferior.

$$\Sigma F_3 = 0$$

$$\Sigma F_X = 0$$

[Ec 4.32]

$$T - R_3 = 0$$

$$T = R_3 = 20.30 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_{\max 2-3} - V = 0$$

$$R_{\max 2-3} = V = 75.30 \text{ N}$$

#### 4.4.4.3. Selección del grado del perno.

|                                            |          |                               |
|--------------------------------------------|----------|-------------------------------|
| Grado SAE                                  | 1        |                               |
| Grado ASTM                                 | A 307    |                               |
| Grado métrico                              | 4.6      |                               |
| Diámetro nominal pulg                      | ¼ a 1 ½  |                               |
| Resistencia a la prueba ( $S_p$ ) kpsi     | 33       | = 232.50 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Resistencia a la tensión ( $S_{ut}$ ) kpsi | 60       | = 413.40 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Resistencia a la prueba ( $S_y$ ) kpsi     | 36       | = 248.04 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Dureza Rockwell del núcleo min/max         | B70/B100 |                               |
| Marca de Grado                             | Ninguno  |                               |

[Anexo E]



#### 4.4.4.4. Diseño dinámico del perno inferior.

El perno inferior está sometido a corte puro, compresión y flexión; por lo que se utiliza las técnicas individuales para esfuerzos puros.

Corte puro.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\tau_{XY} = \frac{P}{A} = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \leq [\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

**[Ec 4.15]**

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * n * F}{\pi * S_{sy}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 3.0 * 75.30 \text{ N}}{\pi * 0.577 * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d \geq 1.42 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 1.4 \text{ mm}$$

Compresión.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{t * d} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

**[Ec 4.43]**

donde:

$\sigma_x$ : esfuerzo a la compresión.

F : fuerza.

A : área.

t' : espesor de la placa.

D : diámetro.

[σ] : esfuerzo admisible a la compresión.

S<sub>y</sub> : resistencia a la fluencia.

n : factor de seguridad.  $1.5 \leq n \leq 3.0$  n = 3.0

$$d \geq \frac{F * n}{t'^2 * S_y}$$

$$d \geq \frac{75.30 \text{ N} * 3.0}{3 \times 10^{-3} \text{ m} * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$d \geq 3.04 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$d \geq 0.3 \text{ mm}$$

Flexión.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} = \frac{F * t'^2}{\frac{I}{c}} = \frac{32 * F * t'^2}{\pi * d^3} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

**[Ec 4.44]**

donde:

σ<sub>x</sub> : esfuerzo a la flexión.

F : fuerza.

t' : espesor de la placa.

d : diámetro.

[σ] : esfuerzo admisible a la flexión.

S<sub>y</sub> : resistencia a la fluencia.

n : factor de seguridad.  $1.5 \leq n \leq 3.0$  n = 3.0

$$d \geq \left( \frac{32 * n * F * t}{\pi * S_y} \right)^{1/3}$$

$$d \geq \left( \frac{32 * 3.0 * 75.30 \text{ N} * 3 \times 10^{-3} \text{ m}}{\pi * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^{1/3}$$

$$d \geq 3.03 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 3.0 \text{ mm}$$

El diámetro del eje sometido a flexión ( $d_{\text{flexión}}$ ) es mayor que el diámetro del eje sometido a corte puro ( $d_{\text{corte}}$ ) y que el diámetro de eje sometido a compresión ( $d_{\text{compresión}}$ ).

$$d_{\text{flexión}} \geq 3.0 \text{ mm} > d_{\text{corte}} \geq 1.4 \text{ mm} > d_{\text{compresión}} \geq 0.3 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del perno seleccionado es:

$$d \geq 3.0 \text{ mm}$$

Debido a que el agujero para la sujeción de la chumacera es ( $G = 10 \text{ mm}$ ); entonces:

El diámetro del perno seleccionado es:

$$d = \frac{3}{8} \text{ inch} = 9.525 \text{ mm}$$

$$d = 10 \text{ mm} \equiv \text{M10}$$

$$A_t = 0.0775 \text{ inch}^2 = 50 \text{ mm}^2$$

**[Anexo E]**

#### 4.4.4.5. Diseño estático del perno superior.

El perno superior está sometido a tensión simple; por lo tanto se diseña con el procedimiento de la teoría de falla en tensión simple.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_i = A_t * S_y - C'' * n * P''$$

**[Ec 4.45]**

donde:

$F_i$  : precarga del perno debido al apriete y la cual existe antes que se aplique P.

$A_t$  : área de esfuerzo de tensión.

$S_y$  : resistencia a la fluencia.

$C''$  : relación de rigidez.

$n$  : factor de seguridad.

$P''$  : carga externa total sobre la unión de perno.

Determinación de la relación de rigidez  $C''$ .

Rigidez del perno.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$l' = e + H_2$$

**[Ec 4.46]**

donde:

$l'$  : agarre.

$e$  : espesor de la placa.

$H_2$ : espesor de la chumacera.

$$l' = 3 \text{ mm} + 14 \text{ mm}$$

$$l_2 = 17 \text{ mm}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$K_b' = \frac{A * E}{l_2} = \frac{\pi * d^2 * E}{4 * l_2}$$

**[Ec 4.47]**

donde:

$K_b'$  : constante de rigidez del perno.

A : área.

E : módulo de elasticidad.

$l'$  : agarre.

d : diámetro.

$$K_b' = \frac{\pi * (9.525 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * 211.36 \times 10^9 \text{ Pa}}{4 * 17 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$K_b' = 885.92 \times 10^6 \text{ N/m}$$

Rigidez de los elementos.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$K_m = \frac{\pi * E * d}{2 \ln \left[ 5 * \frac{l_2 + 0.5 * d}{l_2 + 2.5 * d} \right]}$$

**[Ec 4.48]**

donde:

$K_m$  : constante de rigidez de los elementos.

E : módulo de elasticidad.

d : diámetro.

$l'$  : agarre.

$$K_m = \frac{\pi * 211.36 * 10^9 \text{ Pa} * 9.525 * 10^{-3} \text{ m}}{2 \ln \left[ 5 * \frac{17 * 10^{-3} \text{ m} + 0.5 * 9.525 * 10^{-3} \text{ m}}{17 * 10^{-3} \text{ m} + 2.5 * 9.525 * 10^{-3} \text{ m}} \right]}$$

$$K_m = 3224.77 * 10^6 \text{ N/m}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$C'' = \frac{K_b'}{K_m + K_b'}$$

**[Ec 4.49]**

donde:

$C''$  : relación de rigidez.

$K_b'$  : constante de rigidez del perno.

$K_m$  : constante de rigidez de los elementos.

$$C'' = \frac{885.92 * 10^6 \text{ N/m}}{3224.77 * 10^6 \text{ N/m} + 885.92 * 10^6 \text{ N/m}}$$

$$C'' = 0.22$$

Selección de la precarga.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$0.6 * F_p \leq F_i \leq 0.9 * F_p$$

**[Ec 4.50]**

donde:

$F_p$  : carga de prueba.

$F_i$  : precarga del perno debido al apriete y la cual existe antes que se aplique P.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_p = A_t * S_p$$

[Ec 4.51]

donde:

$F_p$  : carga de prueba.

$A_t$  : área de esfuerzo de tensión.

$S_p$  : resistencia a la prueba.

$$F_p = 50 \times 10^{-6} \text{ m}^2 * 232.50 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$F_p = 11.625 \times 10^3 \text{ N}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_{i(\text{min})} = 0.6 * F_p = 0.6 * 11.625 \times 10^3 \text{ N} = 6.975 \times 10^3 \text{ N}$$

[Ec 4.50]

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_{i(\text{max})} = 0.9 * F_p = 0.9 * 11.625 \times 10^3 \text{ N} = 10.463 \times 10^3 \text{ N}$$

[Ec 4.50]

$$6.975 \times 10^3 \text{ N} \leq F_i \leq 10.463 \times 10^3 \text{ N}$$

Precarga elegida =  $10.463 \times 10^3 \text{ N}$

Verificación del factor de seguridad:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$n = \frac{A_t * S_y - F_i}{C * P}$$

[Ec 4.45]

$$n_r = \frac{50 \times 10^{-6} \text{ m}^2 * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa} - 10.463 \times 10^3 \text{ N}}{0.22 * 20.30 \text{ N}}$$

$$n_r = 434$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) es mucho mayor que el factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$n_r \gg n$$

$$434 \gg 3.0$$

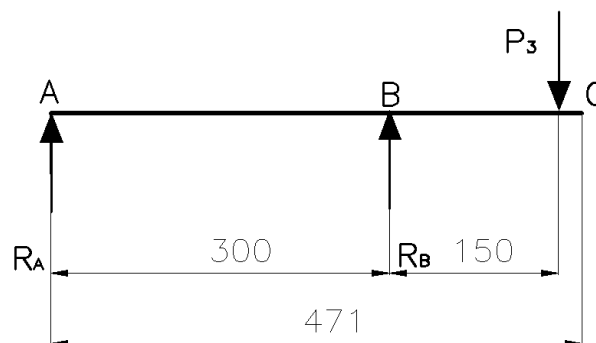
El valor  $n_r = 434$  indica que el del perno seleccionado M10 no va a fallar cuando se encuentre sometido a cargas dinámicas y estáticas.

#### 4.4.5. DISEÑO DEL EJE <sub>(4)</sub>.

##### 4.4.5.1. Cálculo de reacciones.

La figura 4.14 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje <sub>4</sub>.

Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del eje<sub>4</sub>.



$$\Sigma F_x = 0$$

[Ec 4.32]

$$\Sigma F_y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_A + R_B - P_4 = 0$$

$$R_A + R_B = P_4$$



$$R_A + R_B = m_4 * g$$

$$R_A + R_B = 21 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2$$

$$R_A + R_D = 210 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

**[Ec 4.34]**

$$R_B * AB - P_4 * AC = 0$$

$$R_B = \frac{P_4 * AC}{AB}$$

$$R_B = \frac{210 \text{ N} * 0.45 \text{ m}}{0.30 \text{ m}}$$

$$R_B = 315 \text{ N}$$

$$R_A = 210 \text{ N} - 315 \text{ N}$$

$$R_A = -105 \text{ N}$$

Por lo tanto:

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

#### **4.4.5.2. Selección del material.**

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje <sup>(4)</sup> es acero SAE 1018.

**[Anexo B]**

$$S_{y(\text{mínimo})} = 31 \text{ kg/mm}^2 = 310 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$510 \times 10^6 \text{ Pa} \leq S_{ut} \leq 710 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### 4.4.5.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

[Ec 4.35]

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

[Ec 4.36]

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

Determinación del factor de superficie  $k_a$ .

$$S_{ut} = 73 \text{ kpsi} \quad \text{entonces} \quad k_a = 0.80$$

[Anexo C]

Determinación del factor de tamaño  $k_b$ .

$$d_4 \geq 12.70 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} \quad ; \quad 8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$$

[Ec 4.37]

$$k_b = 1.189 * (12.70)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.9295$$

Determinación del factor de confiabilidad  $k_c$ .

$$R = 0.90 \quad \text{entonces} \quad k_c = 0.897$$

[Anexo C]

Determinación del factor de temperatura  $k_d$ .

$T \ll 450 \text{ }^\circ\text{C}$                       entonces                       $k_d = 1.0$

**[Anexo C]**

Determinación del factor de modificación por concentración de esfuerzos  $k_e$ .

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

**[Ec 4.38]**

$$k_e = \frac{1}{1.0}$$

$$k_e = 1.0$$

Determinación del factor de de efectos diversos  $k_f$ .

$$k_f = 1.0$$

Por lo tanto:

$$S_e = 0.80 * 0.9295 * 0.897 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 0.5 * 510 \text{ MPa}$$

**[Ec 4.36]**

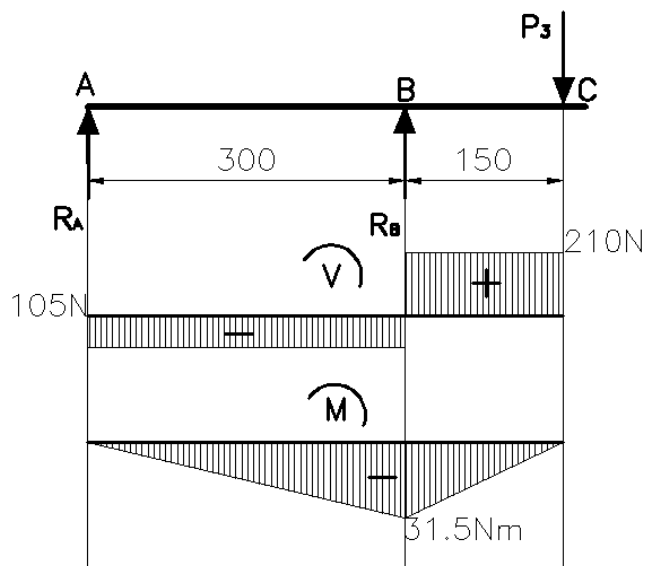
$$S_e = 170.08 \text{ MPa}$$

$$S_e = 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### **4.4.5.4. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.**

La figura 4.15 muestra los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

Figura 4.15 Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.



#### 4.4.5.5. Diseño para cargas estáticas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left[ \frac{32 * n}{\pi * S_y} * (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

[Ec 4.39]

$$d = \left[ \frac{32 * 3.0}{\pi * 310 * 10^6 \text{ Pa}} * ((31.50 \text{ Nm})^2 + (1.36 \text{ Nm})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 14.60 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 14.60 \text{ mm}$$

#### 4.4.5.6. Diseño para cargas dinámicas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left( \frac{32 * M * n}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

[Ec 4.40]

$$d = \left( \frac{32 * 31.50 \text{ Nm} * 3.0}{\pi * 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^{1/3}$$

$$d = 17.80 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 17.80 \text{ mm}$$

El diámetro del eje sometido a cargas dinámicas ( $d_{\text{dinámico}}$ ) es mayor que el diámetro del eje sometido a cargas estáticas ( $d_{\text{estático}}$ ).

$$d_{\text{dinámico}} = 17.80 \text{ mm} > d_{\text{estático}} = 14.60 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del eje seleccionado es:

$$d_4 = 17.80 \text{ mm}$$

#### 4.4.6. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA EL EJE (4).

##### 4.4.6.1. Cálculo de la capacidad de carga dinámica.

Según el Catálogo de Rodamientos SKF; se usa la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{1 \times 10^6}{60 * \omega} * \left( \frac{C'}{P} \right)^p$$

[Ec 4.41]

$$C' = \left( \frac{L_{10h} * 60 * \omega}{1 \times 10^6} \right)^{1/p} * P$$

$$C_r = \left( \frac{20000 * 60 * 15}{1 \times 10^6} \right)^{1/3} * 315 \text{ N}$$

$$C_r = 825.53 \text{ N}$$

El diámetro del eje ( $d_4$ ) es mayor que el diámetro interior del rodamiento ( $d_{rod}$ ).

$$d_4 = 17.80 \text{ mm} > d_{rod} = 17.00 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del eje seleccionado es:

$$d_4 = 17.00 \text{ mm}$$

Determinación del peso del eje <sup>(4)</sup>.

$$V = \frac{\pi * d^2 * l}{4}$$

**[Ec 4.42]**

$$V_4 = \frac{\pi * (17 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * 0.9 \text{ m}}{4}$$

$$V_4 = 2.04 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

**[Ec 4.11]**

$$m_4 = \delta * V_4$$

$$m_4 = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 * 1.07 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_4 = 1.60 \text{ kg}$$

$$P_4 = m_4 * g$$

**[Ec 4.12]**

$$P_4 = 1.60 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2$$

$$P_4 = 16 \text{ N}$$

Verificación del factor de seguridad:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$d = \left( \frac{32 * M * n}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

**[Ec 4.40]**

$$n = \frac{d^3 * \pi * S_e}{32 * M}$$

$$n_r = \frac{(17 \times 10^{-3} \text{ m})^3 * \pi * 170.08 \times 10^6 \text{ Pa}}{32 * 31.50 \text{ Nm}}$$

$$n_r = 2.6$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) se encuentra dentro del rango del factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$1.5 \leq n_r \leq 3.0$$

$$1.5 < 2.6 < 3.0$$

El valor  $n_r = 2.6$  indica que el diámetro del eje seleccionado  $d_4 = 17.00 \text{ mm}$  no va a fallar cuando se encuentre sometido a fatiga.

La capacidad de carga requerida ( $C_r$ ) es mucho menor que la capacidad de carga del rodamiento ( $C_{rod}$ ).

$$C_r = 394.68 \text{ N} \ll C_{rod} = 9560 \text{ N}$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado es:

|              |         |                           |
|--------------|---------|---------------------------|
|              |         | $d = 17 \text{ mm}$       |
|              |         | $d_1 = 24.2 \text{ mm}$   |
|              |         | $d_2 = 28.6 \text{ mm}$   |
|              |         | $D = 40 \text{ mm}$       |
| Rodamiento Y | YET 203 |                           |
|              |         | $B_1 = 28.6 \text{ mm}$   |
|              |         | $C = 12 \text{ mm}$       |
|              |         | $s = 6.5 \text{ mm}$      |
|              |         | $r_{12} = 0.3 \text{ mm}$ |

**[Anexo D]**

Selección del soporte correspondiente al rodamiento YET 203.

Soporte de pie con rodamientos Y, fundición SY 503 M

**[Anexo D]**

|                 |          |                             |
|-----------------|----------|-----------------------------|
|                 |          | $d = 17 \text{ mm}$         |
|                 |          | $A = 32 \text{ mm}$         |
|                 |          | $A_1 = 18 \text{ mm}$       |
|                 |          | $H = 56 \text{ mm}$         |
|                 |          | $H_1 = 30.2 \text{ mm}$     |
|                 |          | $H_2 = 14 \text{ mm}$       |
|                 |          | $J_{\min} = 88 \text{ mm}$  |
| Unidad Completa | SY 17 FM | $J_{\max} = 106 \text{ mm}$ |
|                 |          | $L = 127 \text{ mm}$        |
|                 |          | $N = 20.5 \text{ mm}$       |
|                 |          | $N_1 = 11.5 \text{ mm}$     |
|                 |          | $G = 10 \text{ mm}$         |
|                 |          | $s_1 = 22.1 \text{ mm}$     |
|                 |          | $m = 0.52 \text{ kg}$       |

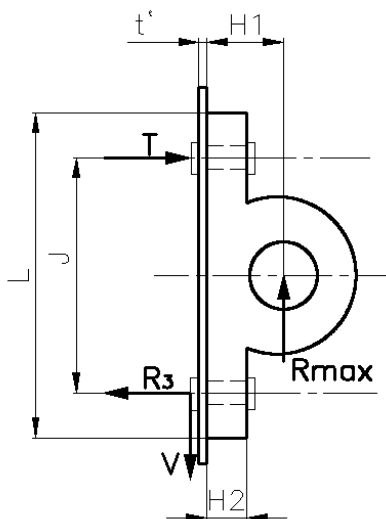
**[Anexo D]**



#### 4.4.7. SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LA CHUMACERA <sup>(4)</sup>.

La figura 4.16 muestra el esquema de la chumacera <sup>(4)</sup> para la selección de los pernos.

Figura 4.16 Esquema de la chumacera<sup>(4)</sup> para la selección de los pernos.



$$e = 3.0 \text{ mm}$$

$$H_1 = 30.2 \text{ mm}$$

$$J = 97 \text{ mm}$$

$$L = 127 \text{ mm}$$

$$H_2 = 14 \text{ mm}$$

$$R_{\max 4} = R_B = 315 \text{ N}$$

##### 4.4.7.1. Cálculo de la carga en el perno superior.

$$\Sigma M_3 = 0$$

[Ec 4.34]

$$R_{\max 4} * H_1 - T * (15 \text{ mm} + J) = 0$$

$$T = \frac{R_{\max 4} * H_1}{15 \text{ mm} + J}$$

$$T = \frac{315 \text{ N} * 30.2 \text{ mm}}{15 \text{ mm} + 97 \text{ mm}}$$

$$T = 84.94 \text{ N}$$

#### 4.4.7.2. Cálculo de la carga en el perno inferior.

$$\Sigma F_3 = 0$$

$$\Sigma F_X = 0$$

[Ec 4.32]

$$T - R_3 = 0$$

$$T = R_3 = 84.94 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_{\max 4} - V = 0$$

$$R_{\max 4} = V = 315 \text{ N}$$

#### 4.4.7.3. Selección del grado del perno.

|                                            |          |                               |
|--------------------------------------------|----------|-------------------------------|
| Grado SAE                                  | 1        |                               |
| Grado ASTM                                 | A 307    |                               |
| Grado métrico                              | 4.6      |                               |
| Diámetro nominal pulg                      | ¼ a 1 ½  |                               |
| Resistencia a la prueba ( $S_p$ ) kpsi     | 33       | = 232.50 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Resistencia a la tensión ( $S_{ut}$ ) kpsi | 60       | = 413.40 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Resistencia a la prueba ( $S_y$ ) kpsi     | 36       | = 248.04 x 10 <sup>6</sup> Pa |
| Dureza Rockwell del núcleo min/max         | B70/B100 |                               |
| Marca de Grado                             | Ninguno  |                               |

[Anexo E]

#### 4.4.7.4. Diseño dinámico del perno inferior.

El perno inferior está sometido a corte puro, compresión y flexión; por lo que se utiliza las técnicas individuales para esfuerzos puros.

Corte puro.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\tau_{XY} = \frac{P}{A} = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \leq [\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

**[Ec 4.15]**

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * n * F}{\pi * S_{sy}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 3.0 * 315 \text{ N}}{\pi * 0.577 * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d \geq 2.90 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 3.0 \text{ mm}$$

Compresión.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{t * d} \leq [\tau] = \frac{S_y}{n}$$

**[Ec 4.43]**

$$d \geq \frac{F * n}{t * S_y}$$

$$d \geq \frac{315 \text{ N} * 3.0}{3 \times 10^{-3} \text{ m} * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$d \geq 1.27 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 1.3 \text{ mm}$$

Flexión.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} = \frac{F * t}{\frac{I}{c}} = \frac{32 * F * t}{\pi * d^3} \leq [\tau] = \frac{S_y}{n}$$

**[Ec 4.44]**

$$d \geq \left( \frac{32 * n * F * t}{\pi * S_y} \right)^{1/3}$$

$$d \geq \left( \frac{32 * 3.0 * 315 \text{ N} * 3 \times 10^{-3} \text{ m}}{\pi * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^{1/3}$$

$$d \geq 4.90 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 5.0 \text{ mm}$$

El diámetro del eje sometido a flexión ( $d_{\text{flexión}}$ ) es mayor que el diámetro del eje sometido a corte puro ( $d_{\text{corte}}$ ) y que el diámetro de eje sometido a compresión ( $d_{\text{compresión}}$ ).

$$d_{\text{flexión}} \geq 5.0 \text{ mm} > d_{\text{corte}} \geq 3.0 \text{ mm} > d_{\text{compresión}} \geq 1.3 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro del perno seleccionado es:

$$d \geq 5.0 \text{ mm}$$

Debido a que el agujero para la sujeción de la chumacera es ( $G = 10 \text{ mm}$ ); entonces:

El diámetro del perno seleccionado es:

M10

$$A_t = 50 \text{ mm}^2$$

#### 4.4.7.5. Diseño estático del perno superior.

El perno superior está sometido a tensión simple; por lo tanto se diseña con el procedimiento de la teoría de falla en tensión simple.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_t = A_t * S_y - C_{\text{t}} * n * P_{\text{t}}$$

[Ec 4.45]

Determinación de la relación de rigidez C.

Rigidez del tornillo.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\text{Agarre} = l_{\text{t}} = e + H_2$$

[Ec 4.46]

$$l_{\text{t}} = 3 \text{ mm} + 14 \text{ mm}$$

$$l_{\text{t}} = 17 \text{ mm}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$K_b = \frac{A * E}{l} = \frac{\pi * d^2 * E}{4 * l}$$

[Ec 4.47]

$$K_b = \frac{\pi * (9.525 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * 211.36 \times 10^9 \text{ Pa}}{4 * 17 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$K_b = 885.92 \times 10^6 \text{ N/m}$$

Rigidez de los elementos.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$K_m = \frac{\pi * E * d}{2 \ln \left[ 5 * \frac{l + 0.5 * d}{l + 2.5 * d} \right]}$$

[Ec 4.48]

$$K_m = \frac{\pi * 211.36 \times 10^9 \text{ Pa} * 9.525 \times 10^{-3} \text{ m}}{2 \ln \left[ 5 * \frac{17 \times 10^{-3} \text{ m} + 0.5 * 9.525 \times 10^{-3} \text{ m}}{17 \times 10^{-3} \text{ m} + 2.5 * 9.525 \times 10^{-3} \text{ m}} \right]}$$

$$K_m = 3224.77 \times 10^6 \text{ N/m}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b}$$

[Ec 4.49]

$$C = \frac{885.92 \times 10^6 \text{ N/m}}{3224.77 \times 10^6 \text{ N/m} + 885.92 \times 10^6 \text{ N/m}}$$

$$C = 0.22$$

Selección de la precarga.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$0.6 * F_p \leq F_i \leq 0.9 * F_p$$

**[Ec 4.50]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_p = A_t * S_p$$

**[Ec 4.51]**

$$F_p = 50 \times 10^{-6} \text{ m}^2 * 232.50 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$F_p = 11.625 \times 10^3 \text{ N}$$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_{i(\text{min})} = 0.6 * F_p = 0.6 * 11.625 \times 10^3 \text{ N} = 6.975 \times 10^3 \text{ N}$$

**[Ec 4.50]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$F_{i(\text{max})} = 0.9 * F_p = 0.9 * 11.625 \times 10^3 \text{ N} = 10.463 \times 10^3 \text{ N}$$

**[Ec 4.50]**

$$6.975 \times 10^3 \text{ N} \leq F_i \leq 10.463 \times 10^3 \text{ N}$$

Precarga elegida =  $10.463 \times 10^3 \text{ N}$

Verificación del factor de seguridad:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$n = \frac{A_t * S_y - F_i}{C * P}$$

[Ec 4.45]

$$n_r = \frac{50 \times 10^{-6} \text{ m}^2 * 248.04 \times 10^6 \text{ Pa} - 10.463 \times 10^3 \text{ N}}{0.22 * 89.94 \text{ N}}$$

$$n_r = 104$$

El factor de seguridad requerido ( $n_r$ ) es mucho mayor que el factor de seguridad de diseño ( $n$ ).

$$n_r \gg n$$

$$104 \gg 3.0$$

El valor  $n_r = 104$  indica que el perno seleccionado M10 no va a fallar cuando se encuentre sometido a cargas dinámicas y estáticas.

#### 4.4.8. SELECCIÓN DEL MOTOR.

El motor a seleccionar debe cumplir la potencia requerida ( $P_r$ ) para accionar los elementos móviles de la maquina, 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 servicio de 1.5.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$P_m = P_r * F_s$$

[Ec 4.52]



donde:

$P_m$  : Potencia del motor.

$P_r$  : potencia requerida.

$F_s$  : Factor de servicio.

$$P_{\text{motor}} = 0.10 \text{ Hp} * 1.5$$

$$P_{\text{motor}} = 0.15 \text{ Hp}$$

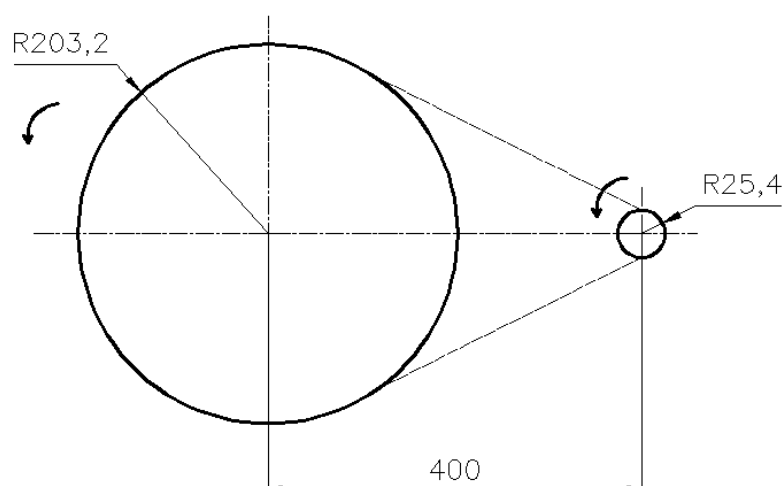
Por lo tanto se selecciona un motor tipo AMD 80Z BA 6 monofásico de corriente alterna, 110 V, 0.5 Hp, 940 rpm; por facilidad de adquisición en el mercado nacional; y por asemejarse a la velocidad requerida 960 rpm.

**[Anexo F]**

#### 4.4.9. SELECCIÓN DE BANDAS (POLEAS<sub>1-2</sub>).

La figura 4.17 muestra el esquema de las poleas<sub>(1-2)</sub> y bandas.

**Figura 4.17 Esquema de las poleas<sub>(1-2)</sub> y bandas.**



Los cálculos para la selección de bandas se realizan en unidades del sistema inglés, debido a que las ecuaciones se encuentran en dicho sistema.

$$D = 406.4 \text{ mm}$$

$$d = 50.8 \text{ mm}$$

$$P_{\text{ot mot}} = \frac{1}{2} \text{ Hp}$$

#### 4.4.9.1. Determinación de la potencia de diseño.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$P_d = f * P_m$$

[Ec 4.53]

donde:

$P_d$  : potencia de diseño.

$f$  : factor de servicio de sobrecarga 1.

$P_m$  : potencia del motor.

$$P_d = 1.0 * \frac{1}{2} \text{ Hp}$$

$$P_d = \frac{1}{2} \text{ Hp}$$

#### 4.4.9.2. Determinación del ángulo de contacto de la banda $\theta_s$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\theta_s = 2 \cos^{-1} \left( \frac{D - d}{2c} \right)$$

[Ec 4.54]

donde:

$\theta_s$  : ángulo de contacto de la banda.

$D$  : diámetro de la polea mayor.

$d$  : diámetro de la polea menor.

$c$  : distancia entre los centros de las poleas.

$$\theta_s = 2\cos^{-1}\left(\frac{16 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg}}{2(15.75 \text{ pulg})}\right)$$

$$\theta_s = 127.22^\circ = 2.22 \text{ rad}$$

#### 4.4.9.3. Determinación de la longitud de la banda.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

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

**[Ec 4.55]**

donde:

$L_p$  : longitud de paso (o efectiva) de la banda.

$D$  : diámetro de la polea mayor.

$d$  : diámetro de la polea menor.

$c$  : distancia entre los centros de las poleas.

$$L_p = 2(15.57 \text{ pulg}) + 1.57(16 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg}) + \frac{(16 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg})^2}{4(15.57 \text{ pulg})}$$

$$L_p = 62.87 \text{ pulg} = 1596.89 \text{ mm} \approx 1600 \text{ mm}$$

Para determinar el perímetro interior de la banda; se calcula utilizando la siguiente ecuación, con factor de aumento de longitud 1.3 según tabla.

**[Anexo G]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_{\text{int}} = L_p - 1.3$$

**[Ec 4.56]**

donde:

$L'$  : perímetro interior de la banda.

$L_p$  : longitud de paso (o efectiva) de la banda.

$$L' = 62.87 \text{ pulg} - 1.3$$

$$L' = 61.57 \text{ pulg} = 1563.87 \text{ mm}$$

Por lo tanto se selecciona una banda en V tipo A.

**[Anexo G]**

#### 4.4.9.4. Determinación del número de bandas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$H_r = \left[ C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left( 1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

**[Ec 4.57]**

donde:

$H_r$  : potencia nominal.

$C_1$  : 0.8542.

**[Anexo G]**

$C_2$  : 1.342.

**[Anexo G]**

$C_3$  :  $2.436 \times 10^{-4}$

**[Anexo G]**

$C_4$  : 0.1703.

**[Anexo G]**

$r$  : numero de revoluciones/1000 = (960/1000).

d : diámetro menor = 5.08 mm

KA : 1.1106.

**[Anexo G]**

$$H_r = \left[ 0.85 - \frac{1.34}{2} - 2.43 \times 10^{-4} * (0.96 * 2)^2 - 0.17 \log(0.96 * 2) \right] (0.96 * 2) + 1.28 \left( 1 - \frac{1}{1.1} \right)$$

$$H_r = 0.272$$

Esta capacidad se basa en un arco de contacto de 127.22° y una longitud media de banda. Por eso debe corregirse utilizando la ecuación, con  $\Theta = 127^\circ$  se determina el valor de K1, y el valor de K2 es el factor de corrección de la banda V seleccionada (tipo A).

**[Anexo G]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$H'_r = K_1 * K_2 * H_r$$

**[Ec 4.58]**

donde:

H' r : potencia corregida

K<sub>1</sub> : 0.85

K<sub>2</sub> : 0.97

H<sub>r</sub> : 0.272

$$H'_r = 0.85 * 0.97 * 0.272$$

$$H'_r = 0.224 \text{ Hp/bandas}$$

Determinación del número de bandas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$N_{\text{bandas}}^{\circ} = \frac{P_d}{H'_r}$$

[Ec 4.59]

$$N_{\text{bandas}}^{\circ} = \frac{0.5 \text{ Hp}}{0.224 \text{ Hp/banda}}$$

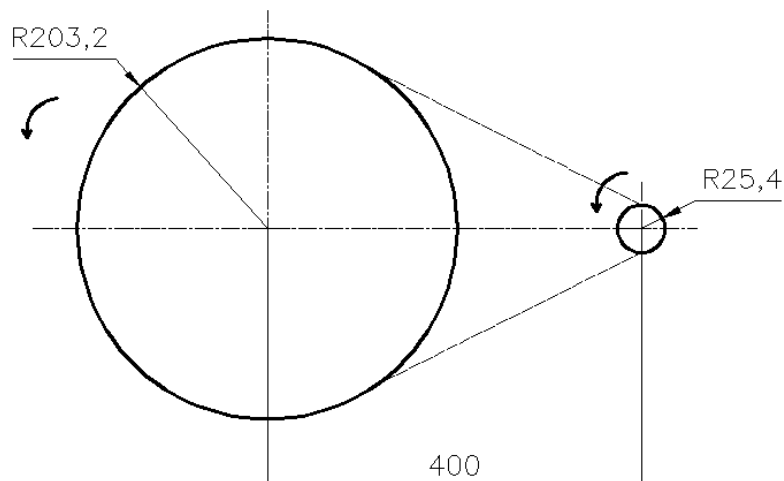
$$N_{\text{bandas}}^{\circ} = 2.23 \approx 2 \text{ bandas}$$

Para el reductor de velocidades entre las poleas 1 y 2 se necesitan dos bandas con una longitud aproximada de 1600mm para lo cual las poleas tienen que ser de doble canal.

#### 4.4.10. SELECCIÓN DE BANDAS (POLEAS<sub>3-4</sub>).

La figura 4.18 muestra el esquema de las poleas<sub>(3-4)</sub> y bandas.

Figura 4.18 Esquema de las poleas<sub>(3-4)</sub> y bandas.



$$D = 406.4 \text{ mm}$$

$$d = 50.8 \text{ mm}$$

$$P_3 = 0.10 \text{ Hp (potencia de la polea}_3 \text{ eje}_3)$$

#### 4.4.10.1. Determinación de la potencia de diseño.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$P_d = f * P_m$$

[Ec 4.51]

$$P_d = 1.2 * 0.10 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0.12 \text{ Hp}$$

#### 4.4.10.2. Determinación del ángulo de contacto de la banda $\theta_s$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\theta_s = 2\cos^{-1}\left(\frac{D-d}{2c}\right)$$

[Ec 4.54]

$$\theta_s = 2\cos^{-1}\left(\frac{16 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg}}{2(15.75 \text{ pulg})}\right)$$

$$\theta_s = 127.22^\circ = 2.22 \text{ rad}$$

#### 4.4.10.3. Determinación de la longitud de la banda.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

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

[Ec 4.55]

$$L_p = 2(15.57 \text{ pulg}) + 1.57(16 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg}) + \frac{(16 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg})^2}{4(15.57 \text{ pulg})}$$

$$L_p = 62.87 \text{ pulg} = 1596.89 \text{ mm} \approx 1600 \text{ mm}$$

Para determinar el perímetro interior de la banda; se calcula utilizando la siguiente ecuación, con factor de aumento de longitud 1.3 según tabla.

**[Anexo G]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_i = L_p - 1.3$$

**[Ec 4.56]**

$$L_i = 62.87 \text{ pulg} - 1.3$$

$$L_i = 61.57 \text{ pulg} = 1563.87 \text{ mm}$$

Por lo tanto se selecciona una banda en V tipo A.

**[Anexo G]**

#### 4.4.10.4. Determinación del número de bandas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$H_r = \left[ C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left( 1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

**[Ec 4.57]**

$$H_r = \left[ 0.85 - \frac{1.34}{2} - 2.43 \times 10^{-4} * (0.12 * 2)^2 - 0.17 \log(0.12 * 2) \right] (0.96 * 2) + 0.16 \left( 1 - \frac{1}{1.1} \right)$$

$$H_r = 0.107$$



Esta capacidad se basa en un arco de contacto de  $127.22^\circ$  y una longitud media de banda. Por eso debe corregirse utilizando la ecuación, con  $\Theta = 127^\circ$  se determina el valor de  $K_1$ , y el valor de  $K_2$  es el factor de corrección de la banda V seleccionada (tipo A).

**[Anexo G]**

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$H'_r = K_1 * K_2 * H_r$$

**[Ec 4.58]**

$$H'_r = 0.85 * 0.97 * 0.107$$

$$H'_r = 0.082 \text{ Hp/bandas}$$

Determinación del número de bandas.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$N^{\circ}_{\text{bandas}} = \frac{P_d}{H'_r}$$

**[Ec 4.59]**

$$N^{\circ}_{\text{bandas}} = \frac{0.12 \text{ Hp}}{0.08 \text{ Hp/banda}}$$

$$N^{\circ}_{\text{bandas}} = 1,5 \approx 2 \text{ bandas}$$

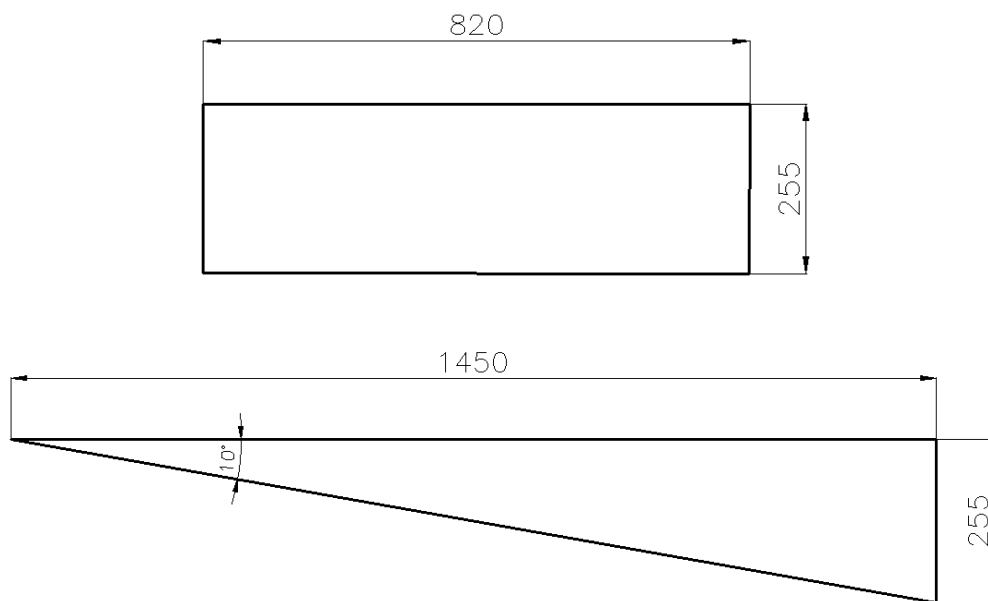
Para el reductor de velocidades entre las poleas 3 y 4 se necesitan dos bandas con una longitud aproximada de 1600mm para lo cual las poleas tienen que ser de doble canal.

## 4.5. DISEÑO DEL RECOLECTOR DE GRANO.

Para la recolección de grano defectuoso se realiza una tolva con las siguientes dimensiones:

La figura 4.19 muestra el esquema de las dimensiones de la tolva.

**Figura 4.19 Esquema de las dimensiones de la tolva.**



### 4.5.1. CÁLCULO DE LA INCLINACIÓN DE LA TOLVA.

Para el ángulo de inclinación de la tolva se toma un valor de 10°, debido a que el grano que se obtiene es un grano defectuoso, y no se requiere que se deslice con rapidez.

$$\tan \theta = \frac{h}{l}$$

**[Ec 4.60]**

donde:

$\theta$  : ángulo de inclinación.

h : altura de la tolva.

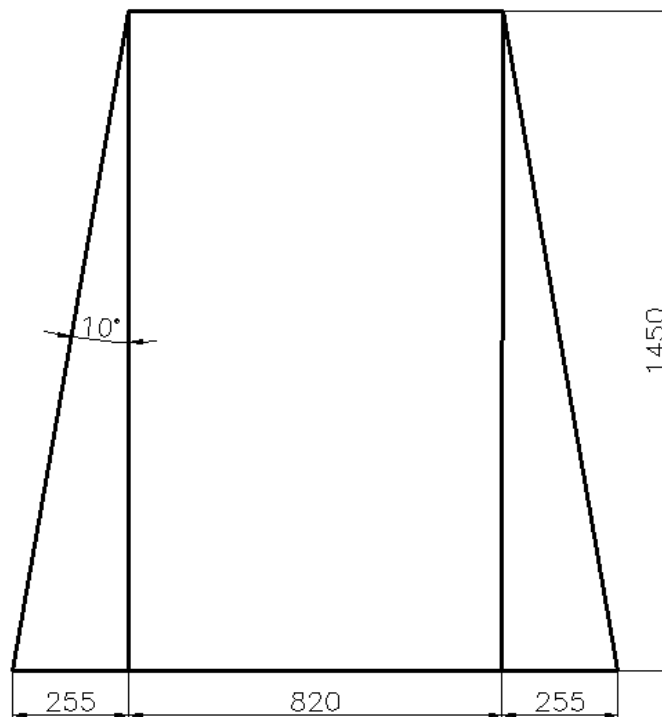
l : largo de la tolva.

$$h = 1450 \text{ mm} * \tan 10^\circ = 250 \text{ mm}$$

#### 4.5.2. CÁLCULO DEL ÁREA DE LA TOLVA.

La figura 4.20 muestra el esquema de las dimensiones de la tolva.

Figura 4.20 Esquema de las dimensiones de la tolva.



$$A_T = A_2 + 2A_1$$

[Ec 4.61]

donde:

$A_T$ : área total de la tolva.

$A_1$ : área lateral de la tolva.

$A_2$ : área lateral de la tolva.

$$A_T = (820 * 1450) \text{ mm}^2 + (255 * 1450) \text{ mm}^2$$

$$A_T = 1558 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

### 4.5.3. SELECCIÓN DE LA PLANCHA PARA LA TOLVA.

Para seleccionar la plancha de la tolva se considera; que su función es la recolección de grano defectuoso; por lo que no se emplea acero inoxidable.

Según el manual de Dipac se selecciona una plancha PL 1200 x 2440 x 2 mm, la misma que tiene un peso de 46.74 Kg.

[Anexo A]

### 4.5.4. CÁLCULO DEL PESO DE LA TOLVA.

Para el cálculo del peso de la tolva se considera el área requerida y el peso de la plancha seleccionada.

$$P_T = \frac{P_t * A_r}{A_t}$$

[Ec 4.62]

donde:

$P_T$ : peso de la tolva.

$P_t$  : peso teórico.

$A_r$  : área de la tolva.

$A_t$  : área teórica.

$$P_T = \frac{46.74 \text{ kg} * 0.558 \times 10^6 \text{ mm}^2}{2.976 \times 10^6 \text{ mm}^2}$$

$$P_T = 24.47 \text{ kg} = 244.7 \text{ N}$$

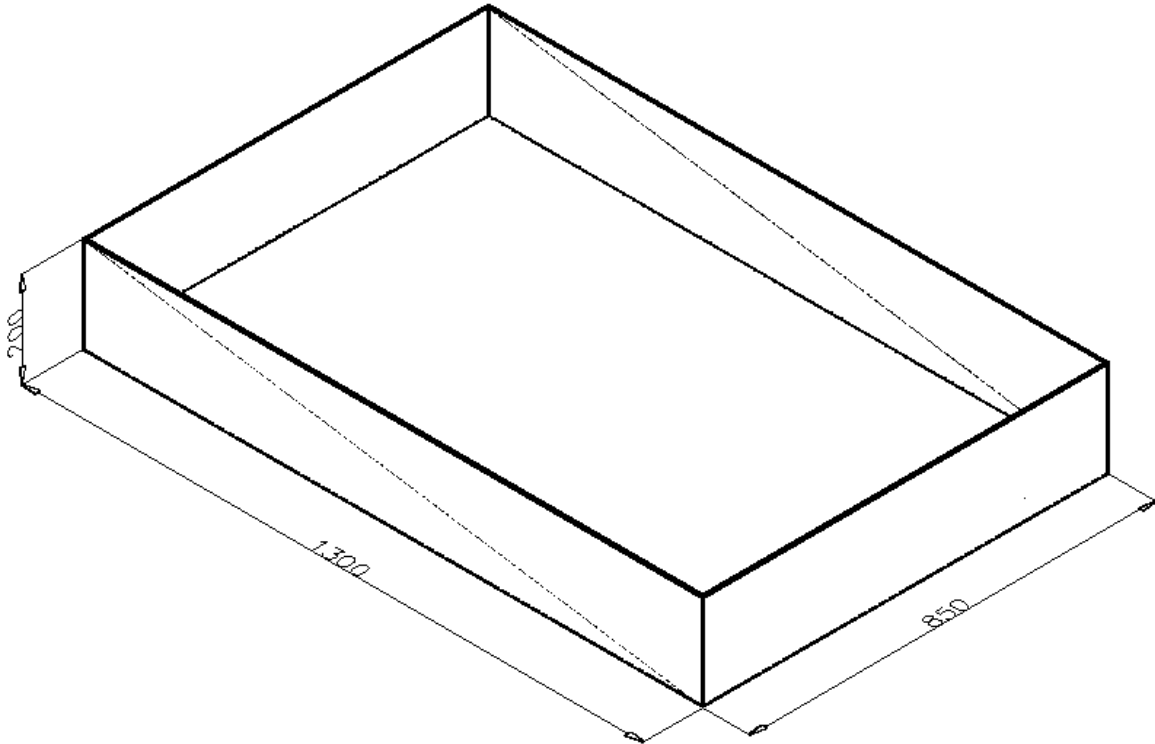
## 4.6. DISEÑO DE LA MESA DESLIZANTE.

### 4.6.1. DETERMINACIÓN DE LA CARGA TOTAL DE LA MESA.

Para determinar la carga total que soporta la mesa se debe considerar las dimensiones y los materiales que se utiliza.

La figura 4.21 muestra el esquema de las dimensiones de la mesa.

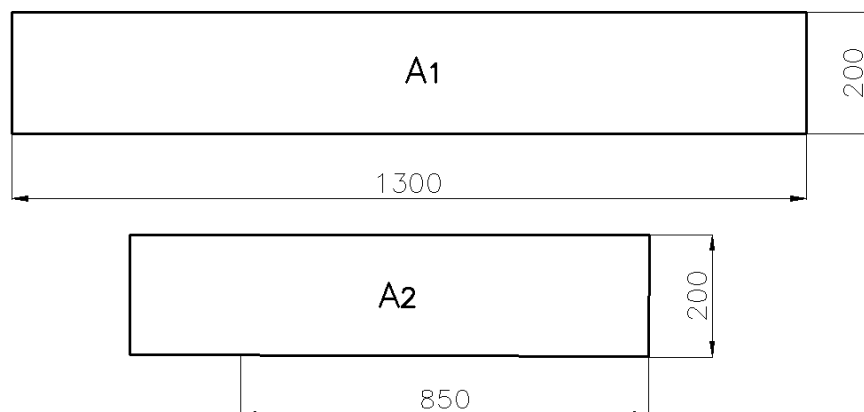
**Figura 4.21** Esquema de las dimensiones de la mesa.



#### 4.6.1.1. Selección de las planchas laterales de la mesa.

La figura 4.22 muestra el esquema de las dimensiones de las paredes de la mesa.

**Figura 4.22** Esquema de las dimensiones de las paredes de la mesa.



Debido a que el proceso de clasificado no se encuentra sometido a cargas elevadas, no es necesario dimensionar el espesor de las paredes de la mesa deslizante, ya que la función de las mismas es evitar el desperdicio del café verde en grano ; por lo que se selecciona una plancha con 2mm de espesor, las dimensiones se determinan a continuación:

$$A_1 = b_1 * h$$

**[Ec 4.63]**

donde:

$A_1$  : área.

$b_1$  : base.

$h$  : altura.

$$A_1 = 1300 \text{ mm} * 200 \text{ mm}$$

$$A_1 = 260 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = b_2 * h$$

**[Ec 4.63]**

$$A_2 = 850 \text{ mm} * 200 \text{ mm}$$

$$A_2 = 170 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Cálculo del área lateral de la mesa.

$$A_T = 2A_1 + 2A_2$$

**[Ec 4.64]**

$$A_T = 2(260 \times 10^3 \text{ mm}^2) + 2(170 \times 10^3 \text{ mm}^2)$$

$$A_T = 860 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Según el manual de Dipac se selecciona una plancha PL 1220 x 2440 x 2mm, la cual tiene un peso de 46.74 Kg.

**[Anexo A]**

Con el valor del peso de la plancha seleccionada, se determina el peso que proporciona la plancha a la mesa deslizante:

$$P_{Pch} = \frac{P_t * A_r}{A_t}$$

**[Ec 4.62]**

$$P_T = \frac{46.74 \text{ kg} * 860 \times 10^3 \text{ mm}^2}{2.976 \times 10^6 \text{ mm}^2}$$

$$P_T = 13.5 \text{ kg} = 135 \text{ N}$$

#### **4.6.1.2. Selección de los perfiles rigidizantes de la mesa.**

Para rigidizar las paredes de la mesa se emplean perfiles L, con lo cual se eliminan las aristas vivas y además sirven de apoyo para la soldadura, debido a que estos perfiles no van a soportar ninguna carga solo se considera el perímetro que va ocupar.

$$P^* = 2L + 2a + 4h$$

**[Ec 4.65]**

donde:

P\* : perímetro.

L : longitud.

a : ancho.

h : altura.

$$P^* = 2(1300 \text{ mm}) + 2(850 \text{ mm}) + 4(200 \text{ mm})$$

$$P^* = 5100 \text{ mm} = 5.1 \text{ m}$$

Según el manual de Dipac se selecciona un perfil L 25 x 25 x 3mm el cual tiene un peso de 6.36 Kg/6m.

**[Anexo A]**

Con el valor del peso del perfil seleccionado, se determina el peso que proporciona el perfil a la mesa deslizante:

$$P_{pe1} = \frac{P_t * L_r}{L_t}$$

**[Ec 4.66]**

donde:

$P_{pe1}$  : peso del perfil 1.

$P_t$  : peso teórico.

$L_r$  : longitud requerida.

$L_t$  : longitud teórica.

$$P_{pe1} = \frac{6.36 \text{ kg} * 5.1 \text{ m}}{6 \text{ m}}$$

$$P_{pe1} = 5.4 \text{ kg} = 54 \text{ N}$$

Debido a las dimensiones de la mesa (largo), y para realizar la compuerta de descarga, se necesita un elemento rigidizante adicional; para lo cual se requiere una platina con un espesor de 25mm.

Según el manual de Dipac se selecciona una platina PLT 25 x 4mm, que tiene un peso 4.71 Kg/6m, con lo cual se determina el peso de la platina.

**[Anexo A]**

La longitud requerida es de 3350 mm entonces:



$$P_{pl} = \frac{P_t * L_r}{L_t}$$

[Ec 4.66]

$$P_{pl} = \frac{4.71 \text{ kg} * 3.35 \text{ m}}{6 \text{ m}}$$

$$P_{pl} = 2.63 \text{ kg} = 26.3 \text{ N}$$

#### 4.6.1.3. Cálculo de la base de la estructura de la mesa deslizante.

El peso que soporta la base de la mesa deslizante se determina mediante:

$$P_T = P_w + P_{pch} + P_{pe1} + P_{pl}$$

[Ec 4.67]

donde:

$P_T$  : peso total.

$P_w$  : peso de trabajo = 45 kg.

$P_{pch}$  : peso de la plancha (PL 1220 x 2440 x 2 mm).

$P_{pe1}$  : peso del perfil (L 25 x 25 x 3 mm).

$P_{pl}$  : peso de la platina (PLT 25 x 4 mm).

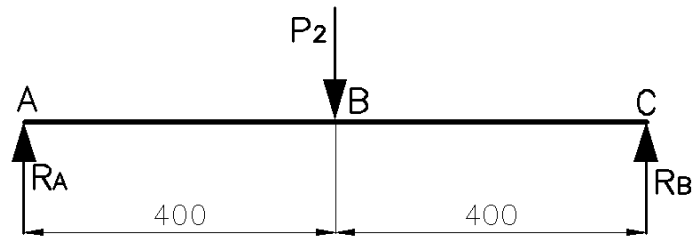
$$P_T = 45.45 \text{ kg} + 13.5 \text{ kg} + 5.4 \text{ kg} + 2.63 \text{ kg}$$

$$P_T = 67 \text{ kg} = 670 \text{ N}$$

Cálculo de reacciones y momentos:

La figura 4.23 muestra el diagrama de cuerpo libre de la mesa deslizante.

Figura 4.23 Diagrama de cuerpo libre de la mesa deslizante.



$$\Sigma F_x = 0$$

[Ec 4.32]

$$\Sigma F_y = 0$$

[Ec 4.33]

$$P_2 = R_A + R_B$$

$$\Sigma M_c = 0$$

[Ec 4.34]

$$-R_A(0.4 \text{ m}) + R_B(0.4 \text{ m}) = 0$$

$$R_A = R_B$$

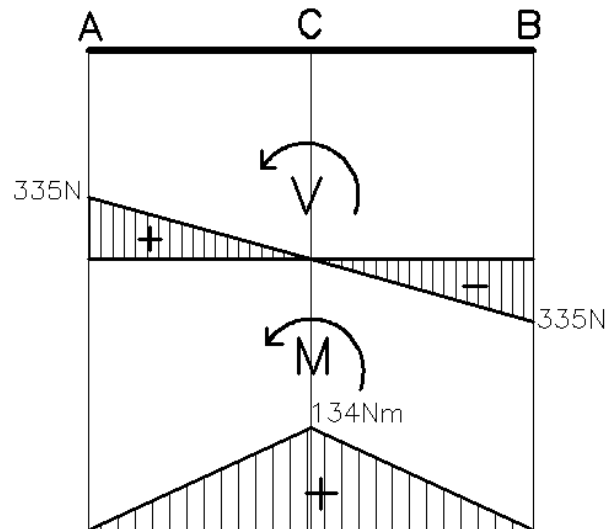
$$P = 2R_A$$

$$R_A = \frac{P}{2} = \frac{670 \text{ N}}{2} = 335 \text{ N}$$

Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector:

La figura 4.24 muestra el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.

Figura 4.24. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.



El momento flector máximo es 134Nm.

Caculo de la sección transversal.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \leq [\sigma]_{\text{EULER}}$$

[Ec 4.68]

donde:

$\sigma$  : esfuerzo.

$M_{\max}$  : momento máximo.

$S_{xx}$  : sección transversal.

Referencia de diseño:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$[\sigma]_{\text{MATERIAL}} = \frac{S_y}{n}$$

[Ec 4.69]

donde:

$S_y$  : resistencia a la fluencia =  $248.04 \times 10^6$  Pa

$n$  : Factor de seguridad  $1.5 \leq n \leq 3.0$

$$[\sigma]_{\text{MATERIAL}} = \frac{248.04 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.5}$$

$$[\sigma]_{\text{MATERIAL}} = 165.36 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_{xx} \geq \frac{M_{\text{max}}}{[\sigma]_{\text{MATERIAL}}}$$

$$S_{xx} \geq \frac{134 \text{ Nm}}{165.36 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$S_{xx} \geq 8.10 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$S_{xx} \geq 0.81 \text{ cm}^3$$

Según el catalogo de Dipac se selecciona una sección transversal  $S_{xx} = 0.88 \text{ cm}^3$  con lo cual se obtiene un perfil L 30 x 30 x 4mm cuyo peso es de 10.08 kg/6m.

**[Anexo A]**

Con el valor del peso del perfil seleccionado, se determina el peso que proporciona el perfil 2 a la mesa deslizante:

$$P_{pe2} = \frac{P_t * L_r}{L_t}$$

**[Ec 4.66]**

$$P_{pe2} = \frac{10.08 \text{ kg} * 4.3 \text{ m}}{6 \text{ m}}$$

$$P_{pe2} = 7.22 \text{ kg}$$

#### 4.6.2. SELECCIÓN DE LAS BISAGRAS PARA LA COMPUERTA DE DESCARGA

La compuerta de descarga se utiliza para facilitar la recolección del café verde ya clasificado, además no se encuentra sometido a ninguna carga, por lo cual la selección se realiza en base a la función y facilidad para encontrar en el mercado nacional.

Según el manual de Dipac se selecciona bisagras BINE G380202 (dos partes) 3/8" x 2" cuyo material es de eje de transmisión negro.

[Anexo A]

#### 4.6.3. SELECCIÓN DEL PERFIL DE DESLIZAMIENTO.

Las roldanas que tiene la mesa de deslizamiento se van a deslizar sobre un perfil L, el cual se encuentra sometido a compresión y va a soportar el peso de la mesa deslizante (742N).

Según el Manual de la AISC; se emplea la siguiente ecuación:<sup>16</sup>

$$C = \frac{KL}{r_{\min}} \leq 200$$

[Ec 4.70]

donde:

C : factor para el diseño

K : constante de esbeltez

L : longitud del miembro

$r_{\min}$  : radio de giro mínimo.

[Anexo H]

$$r_{\min} \geq \frac{KL}{200}$$

---

<sup>16</sup> Manual de la AISC; Segunda Edición; 1994.

$$r_{\min} \geq \frac{1.0 (17.7 \text{ mm})}{200}$$

$$r_{\min} \geq 0.088 \text{ mm}$$

$$r_{\min} \geq 8.83 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

Según el manual de Dipac para un  $r_{\min} = 0.44 \text{ cm}$  se obtiene  $A = 1.35 \text{ cm}^2$ .

**[Anexo A]**

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$C = \frac{1.0 \times 1.77 \text{ cm}}{0.44 \text{ cm}}$$

$$C = 4.022$$

Según la tabla de esfuerzos para miembros sometidos a compresión:

**[Anexo H]**

Para  $C = 4.022$  se obtiene  $F_a = 21.39 \text{ ksi} = 147.37 \times 10^6 \text{ kpa}$

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

**[Ec 4.71]**

donde:

$\sigma$  : esfuerzo.

$F$  : fuerza.

$A$  : área.

$$\sigma = \frac{742\text{N}}{1.35 \times 10^{-4}\text{m}^2}$$

$$\sigma = 5.49 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a = 5.49 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a \ll F_a$$

$$5.49 \times 10^6 \text{ Pa} \ll 147.37 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según el manual de Dipac se selecciona un perfil L 25 x 25 x 3mm.

[Anexo A]

#### 4.6.4. SELECCIÓN DE LAS RUEDAS CON DOBLE PESTAÑA.

Para poder determinar la capacidad de carga necesaria se debe disponer de los siguientes datos: el peso propio del aparato de transporte, la carga máxima así como el número de las ruedas que soportan la carga. Las ruedas fijas no giran y proporcionan estabilidad direccional a máquinas.

##### 4.6.4.1. Cálculo del peso propio de la mesa.

$$E' = P_{pch} + P_{pe1} + P_{pl} + P_{pe2}$$

[Ec 4.72]

donde:

$E'$  : peso propio del aparato de transporte.

$P_{pch}$  : peso de la plancha (PL 1220 x 2440 x 2 mm).

$P_{pe}$  : peso del perfil (L 25 x 25 x 3 mm).

$P_{pl}$  : peso de la platina (PLT 25 x 4 mm).

$P_{pe2}$  : peso del perfil (L 30 x 30 x 4 mm).

$$E' = 13.5 \text{ kg} + 5.4 \text{ kg} + 2.63 \text{ kg} + 7.22 \text{ kg}$$

$$E' = 28.75 \text{ kg}$$

Según el Catálogo de ruedas Blickle se emplea la siguiente ecuación:<sup>17</sup>

$$T = \frac{E' + Z}{R} * n$$

**[Ec 4.73]**

donde:

T : capacidad de carga de la rueda.

E' : peso propio del aparato de transporte.

Z : carga máxima.

R : número de ruedas.

n : factor de seguridad.

$$T = \frac{28.75 + 45.45 \text{ kg}}{4} * 2$$

$$T = 37.1 \text{ kg} = 371 \text{ N}$$

Según el catálogo Blickle de ruedas y horquillas, se seleccionan ruedas con pestaña doble DSPK 50K, cuyo diámetro de la rueda es 50 mm, ancho es de 40 mm y el ancho de la ranura es de 20 mm.

**[Anexo I]**

#### **4.6.5. SELECCIÓN DE LA HORQUILLA PARA LAS RUEDAS CON DOBLE PESTAÑA.**

Para la selección de la horquilla se debe considerar que las ruedas seleccionadas son fijas no giran y proporcionan estabilidad direccional a la máquina; la fijación por platina, en general, es el mejor elemento de fijación por lo que la horquilla a seleccionar es una horquilla fija.

---

<sup>17</sup> Catálogo de ruedas BLICKLE; 2008



Según el catálogo Blickle y para las ruedas seleccionadas, se selecciona una horquilla BS DSPK 50K, con una altura máxima de 80 mm.

[Anexo I]

#### 4.7. ZARANDA CAMBIABLE.

Según requerimientos y especificaciones de la norma INEN 285:2006.

[Anexo J]

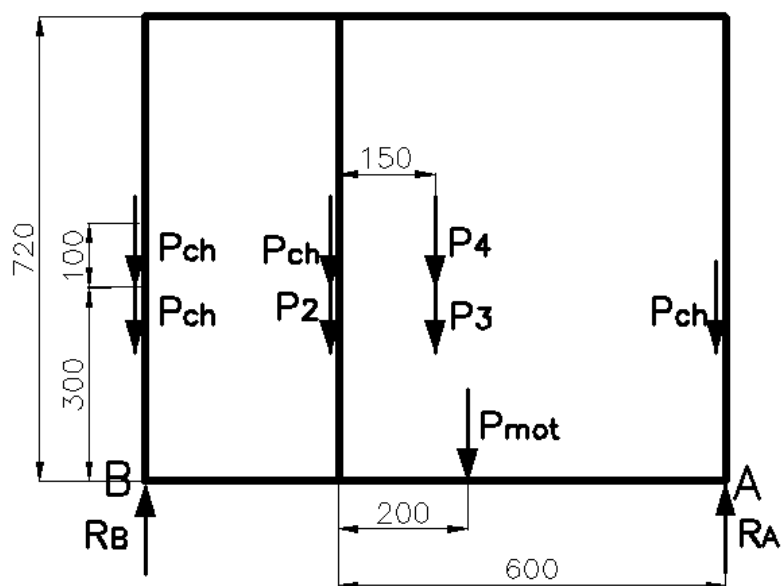
#### 4.8. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

Para el diseño de la estructura se realiza el cálculo de las reacciones en la vista lateral y posteriormente en la vista frontal.

##### 4.8.1. CÁLCULO DE REACCIONES Y MOMENTOS EN LA VISTA LATERAL.

La figura 4.25 muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista lateral.

Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista lateral.



$$\Sigma F_x = 0$$

[Ec 4.32]

$$\Sigma F_y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_B + R_A - 4P_{ch} - P_4 - P_2 - P_3 - P_{mot} = 0$$

donde:

$R_B$  : Reacción en el nodo B.

$R_A$  : Reacción en el nodo A.

$P_{ch}$  : Peso de la chumacera seleccionada = 5.2N.

$P_4$  : Peso de la polea 4 = 210N.

$P_2$  : Peso de la polea 2 = 108N.

$P_3$  : Peso de la polea 3 = 6.2N.

$P_{mot}$  : Peso del motor = 100N.

$$R_B + R_A = 445 \text{ N}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

[Ec 4.34]

$$-P_{ch}(0.3 \text{ m}) - P_4(0.45 \text{ m}) - P_2(0.3 \text{ m}) - P_3(0.45 \text{ m}) - P_{mot}(0.5 \text{ m})$$

$$-P_{ch}(0.9 \text{ m}) + R_A(0.9 \text{ m}) = 0$$

Por lo tanto las reacciones son:

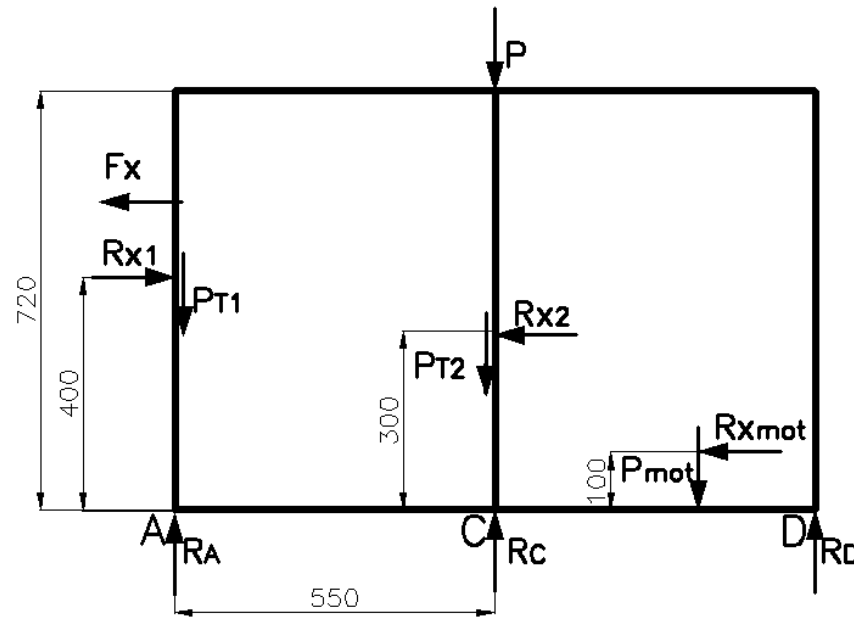
$$R_A = 206.6 \text{ N}$$

$$R_B = 238.41 \text{ N}$$

#### 4.8.2. CÁLCULO DE REACCIONES Y MOMENTOS EN LA VISTA FRONTAL.

La figura 4.26 muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista frontal.

Figura 4.26. Diagrama de cuerpo libre de la estructura en la vista frontal.



$$P_{T1} = P_4 + 2P_{ch} + P_{eje4}$$

[Ec 4.74]

donde:

$P_{T1}$  : peso total 1.

$P_{ch}$  : peso de la chumacera seleccionada (5.2 N).

$P_4$  : peso de la polea 4 (210 N).

$P_{eje4}$  : peso del eje 4 (8.4 N).

$$P_{T1} = 210 \text{ N} + 2(5.2 \text{ N}) + 8.4 \text{ N}$$

$$P_{T1} = 228.8 \text{ N}$$

$$P_{T2} = P_3 + 2P_{ch} + P_{eje2-3} + P_2$$

[Ec 4.75]

donde:

$P_{T2}$  : peso total 2.

$P_{ch}$  : peso de la chumacera seleccionada = 5.2 N.

$P_2$  : peso de la polea 2 = 108 N.

$P_3$  : peso de la polea 3 = 6.2 N.

$P_{eje2-3}$  : peso del eje 2- 3 = 16 N.

$$P_{T2} = 6.2 \text{ N} + 2(5.2 \text{ N}) + 16 \text{ N} + 108 \text{ N}$$

$$P_{T2} = 228.8 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

[Ec 4.32]

$$R_{x1} - R_{x2} - R_{xmot} - F_x = 0$$

donde:

$R_{x1}$  : reacción horizontal en la chumacera del eje 4 (106.9 N).

$R_{x2}$  : reacción horizontal en la chumacera del eje 2-3 (40.6 N).

$R_{xmot}$  : reacción horizontal ejercida por el motor.

$F_x$  : fuerza producida por el mecanismo biela – manivela (10.46N).

$$169 \text{ N} - 40.6 \text{ N} - R_{xmot} - 10.46 \text{ N} = 0$$

$$R_{xmot} = 118.84 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

[Ec 4.33]

$$R_A + R_D + R_C - P_{T1} - P - P_{T2} - P_{mot} = 0$$

donde:

$R_B$  : reacción en el nodo B.

$R_A$  : reacción en el nodo A.

$R_C$  : reacción en el nodo C.

$P_{T1}$  : peso total 1 = 228.8 N.

$P$  : peso de la mesa deslizante = 986.7 N.

$P_{T2}$  : peso total 2 = 140.6N.

$P_{mot}$  : peso del motor = 100N.

$$206.6 \text{ N} + R_D + R_C - 228.8 \text{ N} - 986.7 \text{ N} - 140.6 \text{ N} - 100 \text{ N} = 0$$

$$R_D + R_C = 1249.5 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

**[Ec 4.34]**

$$F_x(0.53 \text{ m}) - R_{x1}(0.4 \text{ m}) - P(0.55 \text{ m}) - P_2(0.55 \text{ m}) + R_{x2}(0.3 \text{ m}) + R_C(0.55 \text{ m}) \\ - P_{mot}(0.9 \text{ m}) + R_{xmot}(0.1 \text{ m}) + R_D(1.1 \text{ m}) = 0$$

$$0.55R_C + 1.1R_D = 748.36 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$R_D = 111.16 \text{ N}$$

$$R_C = 1138.34 \text{ N}$$

$$R_A = 206.6 \text{ N}$$

$$R_B = 238.41 \text{ N}$$

### 4.8.3. SELECCIÓN DE LOS PERFILES.

Para la selección de los perfiles se considera que los miembros se encuentran sometidos a compresión.

Nodo A:

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}} \leq 200$$

**[Ec 4.70]**

$$r_{\min} \geq \frac{KL}{200}$$

$$r_{\min} \geq \frac{1.0 (72 \text{ cm})}{200}$$

$$r_{\min} \geq 0.36 \text{ cm}$$

Según el manual de Dipac para un  $r_{\min} = 1.04 \text{ cm}$  se obtiene  $A = 3.61 \text{ cm}^2$ .

**[Anexo A]**

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$C = \frac{1.0 * 72 \text{ cm}}{1.04 \text{ cm}}$$

$$C = 69.23$$

Según la tabla de esfuerzos para miembros sometidos a compresión:

**[Anexo H]**

Para  $C = 69.23$  se obtiene  $F_a = 16.53 \text{ ksi} = 113890 \times 10^6 \text{ kpa}$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

**[Ec 4.71]**

$$\sigma = \frac{206.6\text{N}}{3.16 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0.57 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a = 0.57 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a \ll F_a$$

$$0.57 \times 10^6 \text{ Pa} \ll 1113.89 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según el manual de Dipac se selecciona un perfil G 60 x 30 x 10 x 3mm.

**[Anexo A]**

Nodo B:

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}} \leq 200$$

**[Ec 4.70]**

$$r_{\min} \geq \frac{KL}{200}$$

$$r_{\min} \geq \frac{1.0 (72 \text{ cm})}{200}$$

$$r_{\min} \geq 0.36 \text{ cm}$$

Según el manual de Dipac para un  $r_{\min} = 1.04 \text{ cm}$  se obtiene  $A = 3.61 \text{ cm}^2$ .

**[Anexo A]**

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$C = \frac{1.0 \times 72 \text{ cm}}{1.04 \text{ cm}}$$

$$C = 69.23$$

Según la tabla de esfuerzos para miembros sometidos a compresión:

**[Anexo H]**

Para  $C = 69.23$  se obtiene  $F_a = 16.53 \text{ ksi} = 113890 \times 10^6 \text{ kpa}$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

**[Ec 4.71]**

$$\sigma = \frac{238.41 \text{ N}}{3.16 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0.66 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a = 0.66 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a \ll F_a$$

$$0.66 \times 10^6 \text{ Pa} \ll 1113.89 \times 10^6 \text{ Pa}$$



Según el manual de Dipac se selecciona un perfil G 60 x 30 x 10 x 3mm.

**[Anexo A]**

Nodo C:

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$r_{\min} \geq \frac{KL}{200}$$

$$r_{\min} \geq \frac{1.0 (72 \text{ cm})}{200}$$

$$r_{\min} \geq 0.36 \text{ cm}$$

Según el manual de Dipac para un  $r_{\min} = 1.04 \text{ cm}$  se obtiene  $A = 3.61 \text{ cm}^2$ .

**[Anexo A]**

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$C = \frac{1.0 * 72 \text{ cm}}{1.04 \text{ cm}}$$

$$C = 69.23$$

Según la tabla de esfuerzos para miembros sometidos a compresión:

**[Anexo H]**

Para  $C = 69.23$  se obtiene  $F_a = 16.53 \text{ ksi} = 113890 \times 10^6 \text{ kpa}$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

**[Ec 4.71]**

$$\sigma = \frac{1138.34 \text{ N}}{3.61 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 3.15 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a = 3.15 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a \ll F_a$$

$$3.15 \times 10^6 \text{ Pa} \ll 1113.89 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según el manual de Dipac se selecciona un perfil G 60 x 30 x 10 x 3mm.

**[Anexo A]**

Nodo D:

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$r_{\min} \geq \frac{KL}{200}$$

$$r_{\min} \geq \frac{1.0 (72 \text{ cm})}{200}$$

$$r_{\min} \geq 0.36 \text{ cm}$$

Según el manual de Dipac para un  $r_{\min} = 1.04 \text{ cm}$  se obtiene  $A = 3.61 \text{ cm}^2$ .

**[Anexo A]**

Según el Manual de la AISC:

$$C = \frac{KL}{r_{\min}}$$

**[Ec 4.70]**

$$C = \frac{1.0 * 72 \text{ cm}}{1.04 \text{ cm}}$$

$$C = 69.23$$

Según la tabla de esfuerzos para miembros sometidos a compresión:

**[Anexo H]**

Para  $C = 69.23$  se obtiene  $F_a = 16.53 \text{ ksi} = 113890 \times 10^6 \text{ kpa}$ .

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

**[Ec 4.71]**

$$\sigma = \frac{111.16 \text{ N}}{3.16 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0.31 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a = 0.31 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_a \ll F_a$$

$$0.31 \times 10^6 \text{ Pa} \ll 1113.89 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según el manual de Dipac se selecciona un perfil G 60 x 30 x 10 x 3mm.

**[Anexo A]**

#### 4.8.4. CÁLCULO DEL CORDÓN DE SOLDADURA.

Para el cálculo de la longitud del cordón de soldadura se considera que las soldaduras que se van a realizar son soldaduras de filete.

Cuando sea práctico usar soldadura de filete es conveniente arreglar las conexiones, de modo que estén sujetas únicamente a esfuerzos de corte y no a la combinación de esfuerzos.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\tau = \frac{P}{L_s * t_s * \text{sen } 45^\circ} \leq [\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

**[Ec 4.76]**

donde:

$\tau$  :esfuerzo al corte.

P : carga.

$L_s$  : longitud de soldadura.

$t_s$  : ancho del cordón de soldadura.

$S_{sy}$  : resistencia a la fluencia al corte =  $0.577 S_y$ .  $S_y = 0.7 S_{ut}$ .

N : factor de seguridad.  $1.5 \leq n \leq 3$

Debido a que el material base es acero A-36, entonces el electrodo requerido es E6011.

**[Anexo K]**

$$S_{ut} = 60 \text{ ksi}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 0.7 * S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 0.7 * 60 \text{ ksi}$$

$$S_{sy} = 25.2 \text{ ksi}$$

$$[\tau] = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$[\tau] = \frac{25.2 \text{ ksi}}{1.5}$$

$$[\tau] = 16.8 \text{ ksi} = 116.00 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Nodo A:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_s \geq \frac{P}{[\tau] * t_s * \text{sen } 45^\circ}$$

**[Ec 4.76]**

$$L_s \geq \frac{206.6\text{N}}{116.00 \times 10^6 \text{ N/m}^2 * 3 \times 10^{-3} \text{ m} * \sin 45^\circ}$$

$$L_s \geq 8.39 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$L_s \geq 0.84 \text{ mm}$$

Nodo B:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_s \geq \frac{P}{[\tau] * t_s * \text{sen } 45^\circ}$$

**[Ec 4.76]**

$$L_s \geq \frac{238,41\text{N}}{116.00 \times 10^6 \text{ N/m}^2 * 3 \times 10^{-3} \text{ m} * \sin 45^\circ}$$

$$L_s \geq 0.97 \text{ mm}$$

Nodo C:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_s \geq \frac{P}{[\tau] * t_s * \sin 45^\circ}$$

**[Ec 4.76]**

$$L_s \geq \frac{1138.34N}{116.00 \times 10^6 N/m^2 * 3 \times 10^{-3} m * \sin 45^\circ}$$

$$L_s \geq 4.63 \text{ mm}$$

Nodo D:

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_s \geq \frac{P}{[\tau] * t_s * \sin 45^\circ}$$

**[Ec 4.76]**

$$L_s \geq \frac{111.16N}{144.67 \times 10^6 N/m^2 * 3 \times 10^{-3} m * \sin 45^\circ}$$

$$L_s \geq 0.45 \text{ mm}$$

Por lo tanto  $L_s \geq 4.63 \text{ mm}$ , si el perfil seleccionado tiene un ancho de 60mm, entonces el cordón de soldadura se realiza de una longitud de 60mm.

Una vez finalizado el diseño se realizan los correspondientes planos de taller y de montaje. Estos planos se muestran en el Anexo N.

Los planos para la construcción se presentan de forma clara y cumpliendo con las normas de dibujo, con todas las indicaciones necesarias para la construcción de la máquina clasificadora de café.

## **CAPÍTULO 5**

### **CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO**

#### **5.1. GENERALIDADES.**

La construcción de la máquina clasificadora de café se debe realizar en un taller mecánico industrial, en donde existan todos los equipos necesarios para la construcción de cada uno de los elementos que conforman la máquina.

Los elementos que conforman la máquina clasificadora de café se los construye de acuerdo con los planos de taller.

Un factor importante que se debe tomar en cuenta es el de obtener en el mercado local la materia prima y los elementos que conforman la clasificadora de café.

#### **5.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.**

Para la construcción de la máquina se requiere determinar:

- Requerimientos para la construcción.
- Máquinas y equipos.
- Herramientas.
- Instrumentos de medición y verificación.
- Materia prima.
- Elementos normalizados.
- Elementos seleccionados.
- Elementos a construir.
- Hojas de procesos.

Los procesos de construcción son tales que la construcción de la máquina puede realizarse en cualquier taller que tenga los equipos básicos, ya que no es necesario contar con equipos de alta tecnología o mano de obra calificada; la construcción para esta máquina básicamente incluye procesos de torneado, corte, soldadura y doblado.

### **5.2.1. REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.**

Para realizar la construcción de cada uno de los elementos que conforman la máquina clasificadora de café se requiere: máquinas, equipos, herramientas, materiales, instrumentos, etc. Los que se detallan a continuación:

#### **5.2.1.1. Máquinas y equipos.**

- Dobladora.
- Cizalla.
- Fresadora.
- Esmeril.
- Torno.
- Soldadora eléctrica.
- Amoladora.
- Equipo de pintura.

#### **5.2.1.2. Herramientas.**

- Brocas.
- Útiles para tornear.
- Escuadras.
- Limas.
- Martillo.
- Llaves.
- Rayador.
- Sierra de Arco.



### **5.2.1.3. Instrumentos de medición y verificación.**

- Calibrador pie de rey.
- Compás.
- Nivel.
- Flexómetro.
- Escuadra.

### **5.2.1.4. Resumen de materia prima.**

- Eje de acero SAE 1018  $d = 6.35$  mm.
- Eje de acero SAE 1018  $d = 19$  mm.
- Perfil de acero ASTM A 36 G  $60 \times 30 \times 10 \times 3$  mm.
- Perfil de acero ASTM A 36 L  $30 \times 30 \times 4$  mm.
- Perfil de acero ASTM A 36 L  $25 \times 25 \times 3$  mm.
- Platina de acero ASTM A 36 PLT  $38 \times 6$  mm.
- Platina de acero ASTM A 36 PLT  $25 \times 4$  mm.
- Plancha de acero ASTM A 36 PL  $1120 \times 2440 \times 2$  mm.
- Polea de maciza de hierro fundido  $d = 406.40$  mm.
- Polea de hierro fundido  $d = 406.40$  mm.
- Poleas de hierro fundido  $d = 50.80$  mm.

### **5.2.1.5. Listado de elementos a construir.**

- Estructura de la máquina: Plano 101.
- Mesa deslizante: Plano 102.
- Eslabón e1: Plano 103.
- Eje 2-3: Plano 104.
- Eje 4: Plano 105.
- Eslabón e2: Plano 106.
- Bocín: Plano 107.
- Arandela: Plano 108.
- Soporte de la mesa: Plano 109.

- Soporte lateral de la mesa: Plano 110.
- Tolva de descarga: Plano 111.

Las fotografías 5.1 y 5.2 se muestran los procesos constructivos del prototipo.

**Fotografía 5.1 Torneado interior del bocín.**



**Fotografía 5.2 Corte de los perfiles.**



### **5.3. HOJAS DE PROCESOS.**

Para la construcción de la clasificadora de café, es necesario disponer de los procedimientos de fabricación de los diferentes elementos a construirse.

En el Anexo M se presentan las hojas de procesos para la construcción de los elementos que conforman el prototipo.

## **5.4. MONTAJE DEL PROTOTIPO.**

Para realizar el montaje del prototipo se considera la construcción previa de la estructura, tolva de descarga y de la mesa deslizante; teniendo en cuenta las especificaciones establecidas en los planos de construcción.

### **5.4.1. MONTAJE DE LA TOLVA DE DESCARGA.**

- Colocar la tolva de descarga en la estructura mediante la utilización de pernos de sujeción.

### **5.4.2. MONTAJE DEL MECANISMO POLEA – BANDA.**

- Acoplar las poleas en los ejes mediante el uso de prisioneros.
- Montar las chumaceras en los ejes.
- Colocar las bandas.
- Realizar la sujeción de las chumaceras a la estructura utilizando pernos de sujeción.
- Verificar alineación de las poleas.
- Templar las bandas.

### **5.4.3. MONTAJE DEL SISTEMA MOTRIZ.**

- Acoplar la polea en el eje del motor mediante el uso de un prisionero.
- Verificar la alineación de las poleas para ubicar el motor en la estructura.
- Anclar el motor utilizando pernos de sujeción.
- Templar las bandas.

### **5.4.4. MONTAJE DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA.**

- Acoplar el eslabón a la polea maciza utilizando un pasador y tuercas de almendra.
- Montar la mesa deslizante sobre la estructura.

- Acoplar el eslabón de la mesa deslizante al eslabón de la polea maciza mediante el uso de un pasador y tuercas de almendra.

## 5.5. PRUEBAS DE CAMPO.

Las pruebas de campo se realizan en la ciudad de Olmedo, provincia de Loja.

Para estas pruebas se sigue el formato del Protocolo de pruebas definido en el numeral 3.6.

En las fotografías 5.3 y 5.4 se muestran las pruebas de campo.

**Fotografía 5.3 Pruebas de campo. Olmedo – Loja.**



Fotografía 5.4 Pruebas de campo. Olmedo – Loja.



## CAPÍTULO 6

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 6.1. INTRODUCCIÓN.

El análisis de costos, tiene por objetivo determinar el monto de los recursos económicos necesarios para la realización del proyecto. El análisis de costos se lo realiza tomando en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

Para determinar el costo total directo se considera los costos parciales de:

- Materiales directos.
- Elementos normalizados.
- Costos de maquinado.
- Costos de montaje.

De manera similar para determinar el costo total indirecto se considera los costos parciales de:

- Materiales indirectos.
- Costos de ingeniería.
- Gastos imprevistos.

Para determinar el costo total de la máquina clasificadora de café se suma el total de los costos directos con los costos indirectos.

## 6.2. ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.

### 6.2.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.

Se denominan materiales directos a la materia prima que se utiliza para construir los elementos que conforman la maquina.

Los costos de materiales directos se presentan en la tabla 6.1.

**Tabla 6.1 Costos de materiales directos.**

| Material                                          | Cantidad | Valor unitario<br>[usd] | Valor total<br>[usd] |
|---------------------------------------------------|----------|-------------------------|----------------------|
| Eje de acero SAE 1018 d = 6.35 mm; l = 250 mm.    | 1        | 12,25                   | 12,25                |
| Eje de acero SAE 1018 d = 19 mm; l = 1500 mm.     | 1        | 15,60                   | 15,60                |
| Perfil de acero ASTM A 36 G 60 x 30 x 10 x 3 mm.  | 1        | 35,40                   | 35,40                |
| Perfil de acero ASTM A 36 L 30 x 30 x 4 mm.       | 1        | 16,73                   | 16,73                |
| Perfil de acero ASTM A 36 L 25 x 25 x 3 mm.       | 2        | 10,53                   | 21,06                |
| Platina de acero ASTM A 36 PLT 38 x 6 mm.         | 1        | 17,04                   | 17,04                |
| Platina de acero ASTM A 36 PLT 25 x 4 mm.         | 1        | 7,50                    | 7,50                 |
| Plancha de acero ASTM A 36 PL 1120 x 2440 x 2 mm. | 1        | 59,07                   | 59,07                |
| Polea de maciza de hierro fundido d = 406.40 mm.  | 1        | 180,00                  | 180,00               |
| Polea de hierro fundido d = 406.40 mm.            | 1        | 69,25                   | 69,25                |
| Polea de hierro fundido d = 50.80 mm.             | 2        | 12,20                   | 24,40                |
| <b>Subtotal</b>                                   |          |                         | <b>458,30</b>        |

**Fuente: ACERO COMERCIAL ECUATORIANO.**

**Elaboración: Propia.**

### 6.2.2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.

Son aquellos elementos que son de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser alterados para su uso.

Los costos de los elementos normalizados se muestran en la tabla 6.2.

Tabla 6.2 Costos de elementos normalizados.

| Material                                   | Cantidad | Valor unitario [usd] | Valor total [usd] |
|--------------------------------------------|----------|----------------------|-------------------|
| Rodamientos SKF SY 17FM.                   | 4        | 17,00                | 68,00             |
| Bisagras 3/8 x 2 pulgadas.                 | 2        | 0,55                 | 1,10              |
| Ruedas con ranura en V ASTM A-36 d = 50mm. | 4        | 15,66                | 62,64             |
| Motor LAFERT.                              | 1        | 155,00               | 155,00            |
| Banda V tipo A; l = 1600mm.                | 4        | 13,78                | 55,12             |
| <b>Subtotal</b>                            |          |                      | <b>341,86</b>     |

Fuente: UNIFER.

Elaboración: Propia.

### 6.2.3. COSTOS DE MAQUINADO.

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas y equipamiento eléctrico.

Los costos de maquinado se presentan en la tabla 6.3.

Tabla 6.3 Costos de maquinado.

| Máquina         | Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h] | Tiempo total [h] | Costo total por máquina [usd] |
|-----------------|-------------------------------------------------|------------------|-------------------------------|
| Torno.          | 10,00                                           | 1                | 10,00                         |
| Soldadura.      | 7,00                                            | 4                | 28,00                         |
| Taladradora.    | 5,50                                            | 1                | 5,50                          |
| Cizalla.        | 6,00                                            | 2                | 12,00                         |
| Dobladora.      | 4,00                                            | 1                | 4,00                          |
| <b>Subtotal</b> |                                                 |                  | <b>59,50</b>                  |

Fuente: METALMECÁNICA LÓPEZ.

Elaboración: Propia.

### 6.2.4. COSTOS DE MONTAJE.

Estos costos están relacionados con la mano de obra necesaria para el armado y ensamblado de cada una de las partes y la máquina. Para el montaje, se



considera el trabajo de 2 personas durante 2 días a un costo de \$25 diarios/trabajador, resultando un costo total de \$100.

### 6.2.5. COSTO DIRECTO TOTAL.

En la tabla 6.4 se indica la cantidad total del costo directo.

**Tabla 6.4 Costo directo total.**

| <b>Componente del costo</b> | <b>Valor [usd]</b> |
|-----------------------------|--------------------|
| Materiales directos.        | 458,30             |
| Elementos normalizados.     | 341,86             |
| Costos de maquinado.        | 59,50              |
| Costos de montaje.          | 100,00             |
| <b>Subtotal</b>             | <b>959,66</b>      |

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

## 6.3. ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.

### 6.3.1. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la tabla 6.5

**Tabla 6.5 Costos de materiales indirectos.**

| <b>Material</b>           | <b>Cantidad</b> | <b>Valor unitario [usd]</b> | <b>Valor total [usd]</b> |
|---------------------------|-----------------|-----------------------------|--------------------------|
| Electrodos 6011-1/8"(lb). | 7               | 1,50                        | 10,50                    |
| Lija para hierro.         | 4               | 0,50                        | 2,00                     |
| Pintura anticorrosiva (l) | 2               | 3,00                        | 6,00                     |
| Thiñer (l).               | 1               | 1,50                        | 1,50                     |
| Guaype.                   | 10              | 0,20                        | 2,00                     |
| Varios.                   |                 | 5,00                        | 5,00                     |
| <b>Subtotal</b>           |                 |                             | <b>27,00</b>             |

Fuente: UNIFER.

Elaboración: Propia.

### 6.3.2. COSTOS DE INGENIERÍA.

Corresponde al costo debido al tiempo que los ingenieros han dedicado para el diseño de la máquina. Aproximadamente se emplean 60 horas.

Este costo constituye el valor económico debido al valor conocimiento del ingeniero para diseñar y seleccionar los elementos de la máquina.

Un ingeniero con experiencia en diseño de Maquinaria Alimenticia debe percibir un mínimo de 25 dólares por hora. El tiempo necesario para el diseño es de aproximadamente 60 horas, por lo tanto el costo por diseño es: 1500 dólares.

### 6.3.3. GASTOS IMPREVISTOS.

Se relacionan principalmente con los costos de movilización de las personas y transporte de materiales. Se estima estos costos aproximadamente en 40 USD.

### 6.3.4. COSTO TOTAL INDIRECTO.

En la tabla 6.6 se indica la cantidad total del costo indirecto.

**Tabla 6.6 Costo total indirecto.**

| <b>Componente del costo</b> | <b>Valor [usd]</b> |
|-----------------------------|--------------------|
| Materiales Indirectos       | 27,00              |
| Costo de ingeniería         | 1500,00            |
| Gastos Indirectos           | 40,00              |
| <b>Subtotal</b>             | <b>1567,00</b>     |

**Fuente: Propia**

**Elaboración: Propia.**

#### 6.4. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

Resulta de la suma de los costos directos con los costos indirectos, estos valores se indican en la tabla 6.7

**Tabla 6.7 Costo total de la máquina.**

| <b>COMPONENTE DEL COSTO</b> | <b>VALOR[USD]</b> |
|-----------------------------|-------------------|
| Costos directos             | <b>959,66</b>     |
| Costos indirectos           | <b>1567,00</b>    |
| <b>Total</b>                | <b>2526,66</b>    |

**Fuente: Propia**

**Elaboración: Propia.**

Como se puede ver en la Tabla 6.7; el costo total obtenido para la clasificadora de Café, resulta accesible para los pequeños y medianos caficultores que la requieran.

En comparación con las máquinas importadas y las que se producen a nivel nacional, el costo de la máquina diseñada disminuye en un 60% lo que se hace atractivo para los caficultores.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. CONCLUSIONES.

Al finalizar el diseño y construcción de la máquina clasificadora de café, se presentan los juicios valorativos que se detallan de la siguiente manera:

- El objetivo principal se ha cumplido al diseñar y construir una máquina clasificadora de café verde, que satisface con los parámetros funcionales y requerimientos operacionales planteados al inicio de este trabajo.
- La investigación de campo es de gran aporte para la realización del presente proyecto.
- En el país, específicamente en el área agroindustrial, no existe la preocupación ni el interés para diseñar y construir maquinaria para el clasificado de productos agrícolas.
- De acuerdo a la información obtenida de los caficultores; un 90% de éstos vende el café sin clasificar y un 10% clasifica en forma manual.
- El funcionamiento puede ser controlado por cualquier persona, no se requiere personal calificado.
- El diseño de la máquina clasificadora de café permite que pueda ser desmontada si se requiere transportarla a otro lugar.

## **7.2. RECOMENDACIONES.**

- Con el fin de que el caficultor ecuatoriano mejore sus condiciones de comercialización, es necesario realizar el clasificado del café según la Norma Técnica Ecuatoriana INEN 285:2006.
- Poner énfasis en la precisión de las dimensiones, en la construcción de los elementos de acople, de tal forma que no existan problemas al ensamblar la máquina.
- Las bandas deben estar tensadas lo suficiente para evitar pérdidas de transmisión de potencia.
- Como se manipula alimentos, utilizar pintura exterior, fondo anticorrosivo, con acabado sintético.
- Realizar un mantenimiento general de la máquina de forma periódica para evitar que los elementos sufran desgastes prematuros.
- Se deben seguir las recomendaciones de seguridad industrial al realizar los distintos trabajos en las máquinas herramientas utilizadas cuando se construye la clasificadora.
- Se sugiere continuar con este tipo de proyectos orientados a mejorar la agroindustria, facilitando el trabajo y mejorando la producción agraria.

## BIBLIOGRAFÍA

1. INEN; Café Verde en Grano. Clasificación y Requisitos; Quito, 2006.
2. INEN; Café en Grano. Determinación del Tamaño; Quito, 1978.
3. INEN; Café Terminología; Quito, 1978.
4. INEN; Tamices de Ensayo. Dimensiones Nominales de las Aberturas; Quito, 1987.
5. SHIGLEY-MISCHKE; Manual de Diseño Mecánico; 5ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México ,1989.
6. SHIGLEY-MISCHKE; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México ,1989.
7. MURRAY R. SPIEGEL; Estadística, Colección Schaum, Editorial Mc Graw Hill, Segunda Edición.
8. MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico; Editorial McGraw-Hill; México.
9. AISC, Manual of Steel Construction, Eighth edition, 1980.
10. S.K.F; Catalogo General; Editorial S.K.F; Italia 1982.
11. VARGAS, J; Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N., Facultad de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2008.
12. INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.

13. VARGAS, J; Producción por Virutaje; E.P.N., Facultad de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2008.
  
14. VARGAS J, LUCAS J; Diseño y Construcción de una Despulpadora de Café; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador.

## CONSULTAS WEB

[www.cenicafe.org/modules.php?name=Sistemas\\_Produccion&file=prosem](http://www.cenicafe.org/modules.php?name=Sistemas_Produccion&file=prosem)

[www.innatia.com/s/c-consumo-cafe/a-la-planta-de-cafe.html](http://www.innatia.com/s/c-consumo-cafe/a-la-planta-de-cafe.html)

[www.cofenac.org/documentos](http://www.cofenac.org/documentos)

[www.hcpl.gov.ec/modules.php?name=Content&pa=showpage&pid=29](http://www.hcpl.gov.ec/modules.php?name=Content&pa=showpage&pid=29)

[www.wymaengineering.co.nz](http://www.wymaengineering.co.nz)

[www.cafedecolombia.com/caficultura/almacigo.html](http://www.cafedecolombia.com/caficultura/almacigo.html)

[www.guiadelcafe.com/article.php?sid=315](http://www.guiadelcafe.com/article.php?sid=315)

[www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf](http://www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf)

[www.maquinas-de-cafe.com/variedad-de-cafe.htm](http://www.maquinas-de-cafe.com/variedad-de-cafe.htm)

[www.the-coffee.com/proceso-elaboracion-cafe.aspx](http://www.the-coffee.com/proceso-elaboracion-cafe.aspx)

[www.coffee.com.pe/](http://www.coffee.com.pe/)

[www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf](http://www.cofenac.org/documentos/Climacafe.pdf)



## **A N E X O A**

### **SELECCIÓN DE PERFILES CATÁLOGO DIPAC**

## **A N E X O B**

### **SELECCIÓN DE EJES CATÁLOGO IVAN BOHMAN C.A.**

## **A N E X O C**

### **FACTORES PARA CALCULAR LOS ELEMENTOS SOMETIDOS A FATIGA**

## **A N E X O D**

# **SELECCIÓN DE RODAMIENTOS CATÁLOGO SKF**

## **A N E X O E**

### **SELECCIÓN DE PERNOS MARKS HANDBOOK**

## **A N E X O F**

### **SELECCIÓN DEL MOTOR CATÁLOGO LAFERT MOTORS**

## **A N E X O G**

### **SELECCIÓN DE BANDAS MARKS HANDBOOK**

## **A N E X O H**

# **ELEMENTOS SOMETIDOS A COMPRESIÓN MANUAL AISC**



# **A N E X O I**

## **SELECCIÓN DE RUEDAS CATÁLOGO BLICKLE**

# **A N E X O J**

**NORMA INEN 285:2006**

## **A N E X O K**

# **SELECCIÓN DE ELECTRODOS PARA SOLDADURA**

# **A N E X O L**

## **PROTOCOLO DE PRUEBAS**

# **A N E X O M**

## **HOJAS DE PROCESOS**

# **A N E X O N**

## **PLANOS**