



# **UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR**

**FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**MEMORIA TÉCNICA DEL DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE  
PELADO Y CORTADO AUTOMÁTICO DE PAPAS**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN  
MECATRÓNICA**

**ERLING RICARDO GALLARDO VIZUETE**

**DIRECTOR: JUAN CARLOS PARRA MENA, MSc**

**D. M. Quito,  
2019**

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo Erling Ricardo Gallardo Vizuete, declaro ser autor del presente trabajo de titulación de la carrera de Ingeniería Mecatrónica y eximo expresamente a la Universidad Internacional del Ecuador y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

“La responsabilidad del contenido de esta tesis de grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR”

f. ....

Erling Ricardo Gallardo Vizuete

C. I.: 1722532981

## CERTIFICACIÓN

El docente de la Escuela de Ciencias Técnicas Ingeniero Juan Carlos Parra Mena

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación “Diseño de una máquina de pelado y cortado automático de papas”, fue desarrollado por: Erling Ricardo Gallardo Vizúete y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Escuela de Ciencias Técnicas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

---

Ing. Juan Carlos Parra Mena

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

|   |    |
|---|----|
| Peladora y picadora de papas.....                                       | 1  |
| 1. Tema.....  | 1  |
| 2. Objetivos.....   | 1  |
| 2.1 Objetivo General: .....   | 1  |
| 2.2 Objetivos Específicos: .....  | 1  |
| 3. Planteamiento del problema .....                                     | 1  |
| 4. Hipótesis .....  | 1  |
| 5. Estudio de maquina peladoras y cortadoras de papas comerciales ..... | 2  |
| 5.1 Formas para el Pelado de Papa.....                                  | 2  |
| 5.4 Estudio del Producto .....  | 7  |
| 5.4.1 La papa .....   | 7  |
| 5.4.1.1 Tipos de papas.....   | 7  |
| 5.4.1.2 Características de físicas del producto .....                   | 8  |
| 5.4.2 Normativa para el manejo de tubérculos .....                      | 9  |
| 5.4.3 Normativa de higiene de los alimentos y materiales.....           | 11 |
| 5.4.3.1 Normas de Higiene .....   | 11 |
| 5.4.3.2 Normas de Materiales .....                                      | 11 |
| 5.5 Sistemas Transportadores .....                                      | 12 |
| 5.5.2 Materiales para sistemas transportadores de alimentos .....       | 13 |
| 5.6 Normativa para tableros eléctricos.....                             | 14 |
| 6.1 Dimensionamiento Mecánico .....                                     | 15 |
| 6.1.1 Diseño de la tolva 1 .....  | 17 |
| 6.1.2 Cálculo del espesor de la tolva 1 .....                           | 19 |
| 6.1.2.1 Método de Tubería a Presión .....                               | 20 |
| 6.1.2.2 Diseño por límite a la fluencia.....                            | 20 |
| 6.1.3 Disco de la tolva 1.....  | 22 |
| 6.1.3.1 Cálculo del espesor de la placa 1 .....                         | 23 |
| 6.1.3.2 Comprobación del factor de seguridad .....                      | 23 |
| 6.1.4 Dimensionamiento del motor 1 .....                                | 25 |
| 6.1.5 Diseño del eje del motor de la tolva 1 .....                      | 27 |
| 6.1.6 Diseño del sistema transportador .....                            | 30 |
| 6.1.6.1 Dimensionamiento del motor del sistema transportador.....       | 33 |
| 6.1.6.2 Diseño del eje del rodillo transportador .....                  | 33 |
| 6.1.7 Selección de rodamientos.....                                     | 37 |

|  |    |
|--|----|
| 6.1.7.1 Selección de rodamientos sistema transportador ..... | 38 |
| 6.1.7.2 Selección de rodamientos tolva 1 .....               | 39 |
| 6.1.8 Dimensionamiento de la estructura.....                 | 40 |
| 6.1.8.1 Diseño del chasis .....                              | 40 |
| 6.1.8.2 Diseño de la sujeción del actuador lineal.....       | 42 |
| 6.1.9 Impacto de cuchillas .....                             | 43 |
| 6.2 Dimensionamiento Eléctrico.....                          | 44 |
| 6.2.1 Módulo de control central PLC.....                     | 45 |
| 6.2.2 Módulo de 110/220V AC.....                             | 46 |
| 6.2.3 Módulo de 12V DC.....                                  | 46 |
| 6.2.4 Módulo de 5V DC.....                                   | 47 |
| 6.2.5 Fuente de alimentación.....                            | 47 |
| 6.2.6 Fusibles .....   | 48 |
| 6.2.7 Cableado .....   | 49 |
| 6.3 Diseño de la Interfaz .....                              | 50 |
| 6.4 Algoritmo general de programación .....                  | 52 |
| REFERENCIAS.....   | 54 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1. Máquina peladora y cortadora Pasen.....                                     | 7  |
| Figura 2. Cáscara de los tipos de papas a) Leona blanca, b) Chola y c) Diamante.....  | 9  |
| Figura 3. Recolección de información de las características físicas del producto..... | 15 |
| Figura 4. Papa chola.....   | 16 |
| Figura 5. Diseño 3D de la máquina peladora y cortadora de papas.....                  | 17 |
| Figura 6. Esquema de la mitad del disco con carga puntual .....                       | 22 |
| Figura 7. Esquema de la mitad del disco con carga distribuida.....                    | 24 |
| Figura 8. Esquema de la mitad del disco convertido a carga puntual.....               | 24 |
| Figura 9. Esquema del eje del motor .....   | 27 |
| Figura 10. Diagrama de cortantes para eje del motor 1 .....                           | 28 |
| Figura 11. Diagrama de momentos para eje del motor 1 .....                            | 28 |
| Figura 12. Esquema de la banda transportadora .....                                   | 32 |
| Figura 13. Esquema del rodillo transportador .....                                    | 33 |
| Figura 14. Plano XY del tambor .....  | 34 |
| Figura 15. Esquema del plano YZ del tambor .....                                      | 34 |
| Figura 16. Diagrama de cortantes del plano YZ.....                                    | 35 |
| Figura 17. Diagrama de momentos del plano YZ.....                                     | 35 |
| Figura 18. Esquema del plano XZ del tambor .....                                      | 35 |
| Figura 19. Diagrama de cortantes del plano XZ.....                                    | 36 |
| Figura 20. Diagrama de momentos del plano XZ.....                                     | 36 |
| Figura 21. Diagrama de momentos resultante .....                                      | 37 |
| Figura 22. Viga empotrada en los extremos con carga distribuida .....                 | 41 |
| Figura 23. Extracto del catálogo de tubería estructural rectangular de DIPAC.....     | 42 |
| Figura 24. Esquema de una viga en voladizo .....                                      | 42 |
| Figura 25. Diagrama de Bloques de la máquina .....                                    | 45 |
| Figura 26. Módulo 110/220V AC.....  | 46 |
| Figura 27. Módulo de alimentación de energía MW DR-15.....                            | 48 |
| Figura 28. Módulo de alimentación de energía MW EDR-120.....                          | 48 |
| Figura 29. Valores normalizados cables AWG .....                                      | 49 |
| Figura 30. ADV Inicial .....  | 50 |
| Figura 31. Arranque de rutina .....   | 51 |
| Figura 32. ADV Nuevo ingreso. ....  | 51 |
| Figura 33. ADV Administrador .....  | 52 |
| Figura 34. ADV Estado de elementos.....   | 52 |
| Figura 35. Algoritmo general.....   | 53 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1. Tipos de pelado de frutas y verduras .....                     | 2  |
| Tabla 2. Ventajas y desventajas de las formas de pelado.....            | 2  |
| Tabla 3. Clasificación de abrasivos mecánicos .....                     | 3  |
| Tabla 4. Máquinas peladoras industriales.....                           | 4  |
| Tabla 5. Máquinas Picadoras industriales.....                           | 6  |
| Tabla 6. Parámetros técnicos máquina Pasen.....                         | 7  |
| Tabla 7. Tipos de papas para la elaboración de papas fritas .....       | 8  |
| Tabla 8. Clasificación de tubérculos-semilla de papa.....               | 8  |
| Tabla 9. Características de los tipos de papás.....                     | 9  |
| Tabla 10. Medidas del corte de papa frita según su designación .....    | 10 |
| Tabla 11. Designación de la longitud de las papas fritas.....           | 10 |
| Tabla 12. Características de los aceros inoxidables .....               | 12 |
| Tabla 13. Clasificación de sistemas transportadores .....               | 13 |
| Tabla 14. Materiales normados por la FDA.....                           | 13 |
| Tabla 15. Puntos principales de las normas de gabinetes eléctricos..... | 15 |
| Tabla 17. Casos extremos de características físicas del producto .....  | 18 |
| Tabla 18. Altura de la tolva .....                                      | 19 |
| Tabla 19. Límites de deflexión recomendada.....                         | 40 |
| Tabla 20. Carga total y Fuerza total para el diseño del chasis .....    | 40 |
| Tabla 21. Características del PLC Arduino .....                         | 45 |
| Tabla 22. Características de los elementos de salida .....              | 46 |
| Tabla 23. Características elementos 5V.....                             | 47 |
| Tabla 24. Componentes del esquema electrónico .....                     | 47 |
| Tabla 25. Características de las fuentes de alimentación DC .....       | 48 |

# PELADORA Y PICADORA DE PAPAS

## 1. TEMA

“Diseño de una máquina para pelado y cortado automático de papas”

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo General:

- Diseñar de una máquina para pelado y cortado automático de papas

### 2.2 Objetivos Específicos:

- Investigar y documentar procesos automáticos de pelado y cortado de papas.
- Dimensionar el sistema que permita el pelado de papas y desfogue de residuos con una capacidad de 75 kg por hora.
- Diseñar una HMI para definir la rutina dependiendo del tipo de papa empleada por el cliente.
- Desarrollar los algoritmos de funcionamiento de la máquina.

## 3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

LA ESPIGA es un establecimiento con 6 años de experiencia dedicada a la producción de platos a la carta en la cual se incluye papas fritas. La comercialización diaria de este establecimiento es de 300 kg y el constante aumento de la demanda ha provocado tiempos muertos y cuellos de botella en el pelado y cortado de las papas, todo esto por ser una actividad repetitiva durante toda la semana; estos tiempos provocan pérdidas debido a que los clientes no están dispuestos a esperar demasiado tiempo por cada plato.

## 4. HIPÓTESIS

La capacidad de la máquina para el cortado y pelado de papas es de 75 kg por hora, la máquina posee una tolva con un almacenamiento de máximo 10 kg en cada fase de funcionamiento los cuales son comprobados automáticamente antes de iniciar dicha fase, es posible que debido a la variación de precios de las papas el cliente requiera seleccionar alguna rutina diferente esto implica que existe un cambio de velocidad por el cambio de dureza de la cáscara

## 5. ESTUDIO DE MAQUINA PELADORAS Y CORTADORAS DE PAPAS COMERCIALES

### 5.1 Formas para el Pelado de Papa

Existen varias formas que permiten remover la cáscara de la papa en la Tabla 1 se visualiza un cuadro comparativo entre los diferentes métodos y posterior a ello el enfoque en métodos mecánico mediante abrasivos. [1]

**Tabla 1.** Tipos de pelado de frutas y verduras

| <b>Pelado térmico</b>   | <b>Pelado químico</b>   | <b>Pelado mecánico</b>  |
|---|---|---|
| El pelado térmico es un método que se lo realiza mediante calor húmedo o calor seco es destinado para cortezas duras y gruesas de las frutas y vegetales. | El pelado químico es un método muy utilizado en la industria donde se utiliza NaOH (Hidróxido de Sodio) que es disuelto en agua, esta reacción química se difunde a través de la fruta o vegetal. El pelado químico afecta al producto. | El pelado mecánico es un método que atrae la satisfacción del cliente por sus beneficios algunos de ellos son la reducción de elementos químicos en contacto con el producto, disminución de las pérdidas del producto. |

**Fuente:** IJEIT [1]

En la Tabla 2 se establecen las ventajas y desventajas de las formas de pelado mencionadas anteriormente.

**Tabla 2.** Ventajas y desventajas de las formas de pelado

| <b>Pelado térmico</b>   | <b>Pelado químico</b>  | <b>Pelado mecánico</b>  |
|---|--|---|
| <p><b>Ventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Proceso sencillo de realizar.</li> <li>• Control de la temperatura para minimizar pérdidas.</li> </ul> <p><b>Desventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Volúmenes de agua extensos de utilización.</li> <li>• Costo elevado del proceso.</li> </ul> | <p><b>Ventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo consumo de energía.</li> <li>• Bajos niveles de agua.</li> </ul> <p><b>Desventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto contenido de químico en el producto.</li> <li>• Costos de tratamiento elevados.</li> </ul> | <p><b>Ventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajos costos de energía.</li> <li>• No tienen daños por calor.</li> <li>• Bajos costos de fabricación.</li> </ul> <p><b>Desventajas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Superficies de productos irregulares.</li> <li>• Posibles pérdidas significativas del producto.</li> </ul> |

Se enfatiza en los abrasivos mecánicos que poseen una clasificación que se detalla en la Tabla 3.

**Tabla 3.** Clasificación de abrasivos mecánicos

| <b>Abrasivos Flexibles</b>  | <b>Abrasivos Rígidos o Semirrígidos</b>  | <b>Superabrasivos</b>  |
|---|--|--|
| <p>Son abrasivos que se encuentran como rollos de lija, bandas de lija, discos de lijas, etc. [2]</p> <p><b>Ventaja</b><br/>Buen desempeño en arranque de material en lijado basto, fino y muy fino.</p> <p><b>Desventaja</b><br/>Difícil fabricación</p> | <p>Son aglomerados con gran resistencia al esfuerzo mecánico, temperaturas altas y trabajan a grandes velocidades. [2]</p> <p><b>Ventaja</b><br/>Disponibilidad en el mercado</p> <p><b>Desventaja</b><br/>Peligro de falla a altas velocidades, por mal montaje</p> | <p>Son herramientas diamantadas de extrema dureza comparada con los diferentes abrasivos, están cubiertos con un aglomerante de níquel que se obtienen por medios galvánicos. [2]</p> <p><b>Ventaja</b><br/>Fuerza de corte y abrasión extremadamente alta</p> <p><b>Desventaja</b><br/>Elevados costos de fabricación</p> |

## 5.2 Peladoras de Papas

Las máquinas peladoras de papas son máquinas que permiten remover la cáscara del tubérculo mediante diferentes tipos de métodos en un tiempo corto sin necesidad de remover parte del producto. Existen varios tipos de máquinas que realizan esta tarea y se detallan sus características a continuación en la Tabla 4.

## 5.3 Picadoras de Papas

Las picadoras de papas son máquinas que permiten cortar una papa en formas predefinidas como la forma de papas fritas, ostias, entre otras formas existen varias tipos de picadoras entre ellas la de tipo manual, neumático y eléctrico en diferentes capacidades que se detallan en la Tabla 5.

**Tabla 4.** Máquinas peladoras industriales

| Tipo de máquina                                  | Principio de funcionamiento  | Capacidad           | Peso            | Potencia          | Dimensiones            | Fotografía   |
|--|--|---------------------|-----------------|-------------------|------------------------|--|
| <p><b>Peladora mecánica por abrasión [3]</b></p> | <p>Es una centrífuga y mediante el rozamiento por las paredes de la máquina desgasta el tubérculo.</p>                                 | <p>90-150 kg/h</p>  | <p>37-60 kg</p> | <p>0.5-1.5 HP</p> | <p>710x400x770 mm</p>  |   |
| <p><b>Peladora mecánica de cuchillas [3]</b></p> | <p>Es una centrífuga que contiene cuchillas con navajas de dos filos en las paredes que corta ligeramente la cáscara del tubérculo</p> | <p>350-400 kg/h</p> | <p>50-80 kg</p> | <p>1-2 HP</p>     | <p>735x750x1195 mm</p> |  |

|   |   |                       |                     |                 |                          |   |
|---|---|-----------------------|---------------------|-----------------|--------------------------|---|
| <p><b>Peladora de rodillos de carburo [3]</b></p>   | <p>Es un transportador que mediante un tornillo sin fin desplaza el producto rozando con el abrasivo carburo</p>                                  | <p>3000-6000 kg/h</p> | <p>1550-1620 kg</p> | <p>10-15 HP</p> | <p>3700x1200x1890 mm</p> |    |
| <p><b>Peladora de cuchillas en continuo [3]</b></p> | <p>Es un transportador que se compone de un bastidor, un tambor de pelado y el tornillo sin fin, posee cuchillas para el pelado del producto.</p> | <p>1000-1500 kg/h</p> | <p>750-1000 kg</p>  | <p>1-4 HP</p>   | <p>3100x1200x2500 mm</p> |    |
| <p><b>Peladora de revólver [3]</b></p>              | <p>Es una peladora con tambor alargado de rodillos de pelado.</p>   | <p>600-4500 kg/h</p>  | <p>1000-2000 kg</p> | <p>7-10 HP</p>  | <p>4020x1315x2500 mm</p> |  |

**Tabla 5.** Máquinas Picadoras industriales

| Nombre de la máquina                                    | Capacidad       | Velocidad | Peso  | Potencia | Dimensiones           | Fotografía   |
|---|-----------------|-----------|-------|----------|-----------------------|--|
| <b>Fengxiang<br/>Ginger<br/>slicer<br/>[4]</b>          | 500-800<br>kg/h | 900 rpm   | 75 kg | 1 HP     | 650x490x850<br>mm     |   |
| <b>Picador<br/>de papas<br/>y<br/>legumbres<br/>[5]</b> | 25 kg/h         | -         | 4 kg  | -        | 300x260x140<br>mm     |   |
| <b>Dosze<br/>equipment<br/>[6]</b>                      | 75-150<br>kg/h  | -         | 15 kg | 10-15 HP | 3700x1200x18<br>90 mm |  |

Una de las máquinas más importantes y que se asemeja a la presente investigación es una máquina peladora y picadora en uno solo, posee varias características similares que se presentan a continuación:

- La máquina es utilizada para el lavado, pelado y cortado de papas u otros frutos o vegetales.
- Está fabricada de acero inoxidable con poca capacidad.
- La máquina cortadora puede ser ajustable entre 1 – 10 mm de lado.

A continuación en la Tabla 6 se presentan los parámetros técnicos de la máquina peladora y cortadora de papas, además en la Figura 1 se observa la máquina implementada por la marca Pasen.

**Tabla 6.** Parámetros técnicos máquina Pasen

|                    |                    |
|--------------------|--------------------|
| <b>Modelo</b>      | PSXQ-300           |
| <b>Capacidad</b>   | 300 kg/h           |
| <b>Tensión</b>     | 220V, 50Hz         |
| <b>Potencia</b>    | 1 HP               |
| <b>Dimensiones</b> | 600 x 350 x 600 mm |
| <b>Peso</b>        | 60 kg              |

Fuente: Alibaba [7]

**Figura 1.** Máquina peladora y cortadora Pasen

Fuente: Alibaba [7]

## 5.4 Estudio del Producto

### 5.4.1 La papa

Es una planta herbácea que alcanza una altura de un metro y produce un tubérculo comestible nativo de las regiones montañosas de los Andes en América del Sur, este con tan abundante contenido de almidón ocupa el cuarto lugar mundial en importancia como alimento. [8]

#### 5.4.1.1 Tipos de papas

Debido al extenso cultivo de la planta existen alrededor de 5000 variedades de papa en el mundo, mostrando diferencias de color, tamaño y sabor, además en el Ecuador, en cada zona del país produce distintas variedades de papa, que pueden ser clasificadas en dos grupos: nativas y mejoradas. A continuación en la Tabla 7 se muestra los tipos de papas que son elegidos por el cliente para la elaboración de papas fritas.

**Tabla 7.** Tipos de papas para la elaboración de papas fritas

| TIPO DE PAPA   | FOTOGRAFÍA   |
|--|--|
| <p><b>Chola</b></p> <p>Zona de Cultivo: Norte y centro del Ecuador provincias de Pichincha, Cotopaxi y Carchi.</p>                   |  |
| <p><b>Diamante</b></p> <p>Zona de Cultivo: Norte y centro del Ecuador provincias de Chimborazo y Carchi</p>                          |  |
| <p><b>Leona Blanca</b></p> <p>Zona de Cultivo: Norte y centro del Ecuador provincias de Imbabura, Tungurahua, Cotopaxi y Carchi.</p> |  |

Fuente: Repositorio UCE [9]

#### 5.4.1.2 Características de físicas del producto

En la Tabla 8 se muestra la clasificación de la papa según [10], esta clasificación denomina cualitativamente y con ello se han determinado el peso y la longitud del diámetro mayor de cada papa.

**Tabla 8.** Clasificación de tubérculos-semilla de papa

| Denominación   | Peso (g)  | Longitud del diámetro mayor (mm) |
|----------------|-----------|----------------------------------|
| <b>Gruesa</b>  | 101 a 120 | 70 a 80                          |
| <b>Grande</b>  | 81 a 100  | 60 a 69                          |
| <b>Mediana</b> | 61 a 80   | 50 a 59                          |
| <b>Pequeña</b> | 40 a 60   | 40 a 49                          |

Fuente: Repositorio ESPOCH [10]

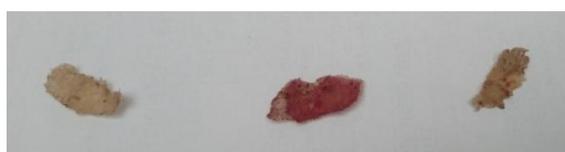
Además del peso y la longitud del diámetro mayor es necesario conocer el grosor y el tipo de dureza que poseen los diferentes tipos de papas que utiliza el cliente, es por ello que según [11] la dureza de las papas, se determina pinchando los tubérculos con un tenedor y calificando cualitativamente la facilidad con que éstos se desintegran en el procedimiento. Se deben distinguir los grados: firme, bastante firme, bastante blanda y blanda, en la Tabla 9 se compara el grosor y

la dureza que posee la cáscara de los tipos de papa mencionados en la Tabla 8 y observados en la Figura 2.

**Tabla 9.** Características de los tipos de papás

| Tipo de papa        | Dureza         | Grosor (mm) |
|---------------------|----------------|-------------|
| <b>Leona Blanca</b> | Firme          | 0.65        |
| <b>Chola</b>        | Bastante firme | 0.44        |
| <b>Diamante</b>     | Blanda         | 0.3         |

Fuente: El autor



a)

b)

c)

**Figura 2.** Cáscara de los tipos de papas a) Leona blanca, b) Chola y c) Diamante

Fuente: El autor

#### 5.4.2 Normativa para el manejo de tubérculos

Se ha recopilado información sobre la norma [12] que se aplican a la papa o tubérculo fresco que no han sufrido ningún proceso de transformación, a continuación se presentan varias características al implementar la presente máquina.

- Papa limpia: el tubérculo libre de tierra u otras impurezas adheridas al tubérculo o sueltas contienen hasta un 2% de impurezas.
- Papa dañada o defectuosa: Son tubérculos con lesiones o alteraciones de magnitud variable que presentan y que afectan notoriamente la presentación y al eliminarse causan un desperdicio mayor de 5% en peso, o los tejidos son afectados en una profundidad mayor de 0,5 cm.
- Papa con daño mecánico: son tubérculos con lesiones causadas por agentes físicos y roedores (cortes, magulladuras, peladuras y otros).

La papa destinada a la alimentación debe ser de tal variedad con características externas iguales: madura, bien formada, limpia, no contaminada con productos químicos; sin daños: mecánicos, fisiológicos, patógenos, ni causada por insectos, y debe estar de acuerdo a las tolerancias. Las tolerancias serán consideradas en base a porcentajes de peso. Las tolerancias máximas para el

tamaño. Para todos los cuatro tipos, se admitirá un 5% en peso de papa del tipo inmediato inferior y un 10% en peso del tipo inmediato superior. En la normativa [13] existe una normativa para papas prefritas congeladas que determina los tamaños que deben tener las papas para el corte. Las formas de presentación del producto están determinadas por la naturaleza de la superficie y la naturaleza del corte transversal y la longitud. Según la naturaleza de la superficie el producto se presenta en una de las siguientes formas:

- a) corte Liso: tiras de papa con lados prácticamente paralelos y superficies lisas.
- b) corte ondulado: tiras de papa (patata) cuyos lados son prácticamente paralelos y dos o más de ellos tienen la superficie con curvas.

Las dimensiones del corte transversal de la papa pre congelada por sus cuatro lados no deben ser inferiores a 5 mm, es por ello que la norma designa según la Tabla 10.

**Tabla 10.** Medidas del corte de papa frita según su designación

| Designación         | Dimensión de la superficie más ancha |
|---------------------|--------------------------------------|
| <b>Pequeña</b>      | 5-8 mm                               |
| <b>Media</b>        | 8-12 mm                              |
| <b>Corte grueso</b> | 12-16 mm                             |
| <b>Extra grueso</b> | Más de 16 mm                         |

Fuente: Normativa Colombiana Agropecuaria [13]

La longitud también se encuentra normado y su clasificación se muestra en la Tabla 11.

**Tabla 11.** Designación de la longitud de las papas fritas

| Designación        | Longitud | %, en unidades |
|--------------------|----------|----------------|
| <b>Extra larga</b> | > 5 cm   | 80             |
|                    | > 7 cm   | 30             |
| <b>Larga</b>       | > 5 cm   | 70             |
|                    | > 7cm    | 15             |
| <b>Mediana</b>     | > 5 cm   | 50             |
| <b>Corta</b>       | > 5 cm   | 50             |

Fuente: Normativa Colombiana Agropecuaria [13]

### 5.4.3 Normativa de higiene de los alimentos y materiales

#### 5.4.3.1 Normas de Higiene

De acuerdo a la normativa del Consejo de las Comunidades Europeas 94/43/CEE define el conjunto de buenas prácticas denominado “Requisitos del equipo”, esto establece que todos los artículos, instalaciones y equipos que entren en contacto con los productos alimenticios deben estar limpios y:

- Su construcción, composición y estado de conservación y mantenimiento deberán reducir al mínimo el riesgo de contaminación de los productos alimenticios.
- Su construcción, composición y estado de conservación y mantenimiento deben permitir que se limpien perfectamente y, cuando sea necesario, que se desinfecte en la medida necesaria para los fines perseguidos.

Además de la normativa 89/392/CEE relativa a las máquinas, promueve numerosas exigencias en función de riesgos mecánicos, eléctricos, etc. Y la modificación parcial la mencionada anteriormente por la 2006/42/CEE que establece reglas relacionados a las máquinas destinadas a los productos alimenticios, cosméticos o farmacéuticos. A continuación se presentan los requisitos establecidos en la normativa que se detallan a continuación:

- La máquina se debe diseñar y fabricar de tal modo que los materiales en contacto con los productos alimenticios puedan limpiarse antes de cada utilización.
- Las superficies son lisas y no tendrán ni rugosidades ni cavidades que puedan albergar materias orgánicas. Se aplicará el mismo principio a las uniones entre dos superficies;

#### 5.4.3.2 Normas de Materiales

En la recopilación de la normativa 89/109/CEE establece que todos los materiales en contacto con los alimentos deben ser no tóxicos, mecánicamente estables, no absorbentes, además, las superficies en contacto con los alimentos serán lisas, duras, continuas y carentes de fisuras y grietas.

Las superficies que habitualmente no entran en contacto con los alimentos también deben ser lisas, fácilmente lavables y no experimentar corrosión. Así, el

pintado y demás tratamiento superficial de la maquinaria debe limitarse a las superficies que no contactan con los alimentos. A continuación se especifican algunos materiales habilitados por la Norma 89/109/CEE para la construcción de máquinas que tienen contacto con los alimentos, los cuales se detallan en la Tabla 12.

**Tabla 12.** Características de los materiales Norma 89/109/CEE

|                  | Tipo de Material  | Características  |
|------------------|---|--|
| Acero Inoxidable | AISI 304  | Es resistente a la corrosión originada por la mayoría de alimentos. UPM [14]<br>No da coloraciones y es fácil de limpiar.  |
|                  | AISI 316  | Se utilizan en alimentos muy ácidos con alto contenido de níquel.<br>Alta resistencia a la corrosión a elementos como el flúor, cloro, bromo y yodo. [14]  |
|                  | AISI 304L<br>AISI 316L  | Se utilizan para aplicaciones que se requiere soldar.<br>En ningún caso deben pulirse los cordones de soldadura con abrasivos que contengan hierro. [14]   |
| Aluminio         | Aleaciones 1100-0 y 1100-H18  | Son aleaciones para forja, no tratables térmicamente, con un contenido de aluminio superior al 99% y utilizables tanto en el procesamiento de alimentos como en la fabricación de bebidas. [15]                        |
|                  | Aleación 443-F  | Aleación para moldeo, con 5,2% de Si, utilizable para fabricación de equipos destinados al manejo de alimentos. [15]   |
| Polímeros        | Poliolefinas polietileno, polipropileno, acrílicos, vinílicos, policarbonato, nylon y los elastómeros o cauchos | Los polímeros son importantes debido eficacia de costo y relativa resistencia a la corrosión. Los polímeros termoplásticos utilizados en alimentación son resistentes a los ácidos, álcalis y agentes de limpieza [16] |

### 5.5 Sistemas Transportadores

Las cintas transportadoras son elementos móviles con una superficie continua diseñada para el traslado de una carga sobre sí misma en un recorrido prefijado y con suficiente resistencia a la tracción para soportar dicho esfuerzo. [17]

### 5.5.1 Clasificación de las sistemas transportadores

El objetivo principal de una banda transportadora es trasladar algún objeto de un lugar a otro, estas pueden comprender en el mismo nivel así como ascendentes y descendentes todo depende de los objetos que se desean transportar dadas las condiciones muy diversas a las que pueden adaptarse las bandas, existen muchos tipos, en la Tabla 13 se detallan algunas clasificaciones según. [18]

**Tabla 13.** Clasificación de sistemas transportadores

| Clasificación                    | Sub clasificación  |                   |
|----------------------------------|--|-------------------|
| <b>Por su trazado</b>            | Horizontales   |                   |
|                                  | Inclinadas (ascendentes o descendentes)                            |                   |
|                                  | De trazado mixto (horizontal e inclinado)                          |                   |
| <b>Por su sistema de tensado</b> | De tensor de husillo (para longitudes de hasta 50-75 m)            |                   |
|                                  | De tensor de carro   |                   |
|                                  | De tensor de contrapeso (ambas para longitudes mayores de 50-75 m) |                   |
| <b>Por el tipo de rodillos</b>   | En el ramal superior   | Planas            |
|                                  |  | En V (bina)       |
|                                  |  | En artesa (terna) |
|                                  | En el ramal inferior   | Planas            |
|                                  |  | En V              |

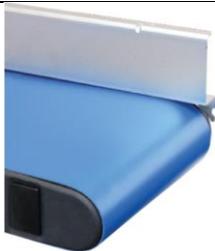
Fuente: Repositorio ESPOL [18]

### 5.5.2 Materiales para sistemas transportadores de alimentos

Uno de los materiales críticos que poseen los sistemas transportadores de alimentos es el material que posee la banda debido a que es aquella que se encuentra en contacto directamente con el producto y es por ello que se ha determinado en la Tabla 14 los materiales aprobados con la normativa FDA (Food Drug Administration).

**Tabla 14.** Materiales normados por la FDA

| Material  | Características  | Fotografía  |
|-----------|--|---|
| Cinta PVC | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Anti estático</li> <li>• Rango de temperatura de contacto: 5 ° – 210 ° F</li> </ul> |  |

|  |   |  |
|--|---|--|
|  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Aprobado por la FDA / USDA para contacto directo con productos alimenticios no envueltos</li> <li>• Color blanco</li> </ul>  |  |
| Cinta de Poliuretano                                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Anti estático</li> <li>• Rango de temperatura de contacto: -22 ° –175 ° F</li> <li>• Aprobado por la FDA / USDA para contacto directo con productos alimenticios no envueltos</li> <li>• Color azul, blanco y verde</li> </ul> |   |
| Cinta de PVC puntiagudo                              | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Anti estático</li> <li>• Rango de temperatura de contacto: 5 ° – 230 ° F</li> <li>• Aprobado por la FDA / USDA para contacto directo con productos alimenticios no envueltos.</li> </ul>                                       |   |
| Cinta de Fibra de vidrio abierta de alta temperatura | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Está recubierto con teflón</li> <li>• Resistente y duradero a altas temperaturas</li> <li>• Aprobado por la FDA / USDA para contacto directo con productos alimenticios no envueltos</li> </ul>                                |  |

Fuente: EMI [19]

## 5.6 Normativa para tableros eléctricos

Se califica a los gabinetes eléctricos por tipo (NEMA y UL) y/o calificación IP (IEC) de acuerdo al grado de protección proporcionado. Las calificaciones de Tipo e IP cubren:

- El grado de protección humana contra componentes peligrosos adentro del gabinete.
- El grado de protección para el equipo adentro del gabinete contra el ingreso de cuerpos extraños sólidos incluido el polvo.
- El grado de protección para el equipo adentro del gabinete contra el ingreso de agua.

En la Tabla 15 se definen los puntos principales a los cuales se enfocan cada una de las normas para gabinetes eléctricos.

**Tabla 15.** Puntos principales de las normas de gabinetes eléctricos

| Norma      | Principales acciones de las normas  |
|------------|---|
| IEC 60529  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Nivel de protección contra el ingreso</li> </ul>   |
| NEMA 250   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Nivel de protección contra el ingreso</li> <li>• Requisitos mínimos para el diseño de gabinetes</li> </ul> |
| UL 50, 50E | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Nivel de protección contra el ingreso</li> <li>• Requisitos mínimos para el diseño de gabinetes</li> </ul> |

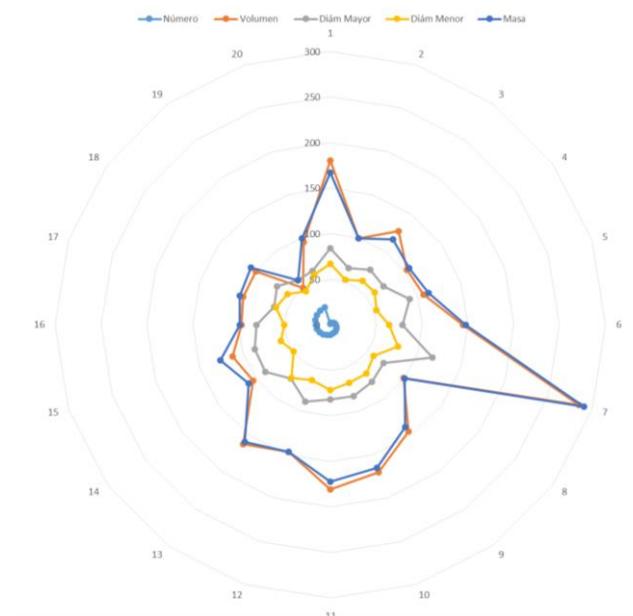
Fuente: Hoffman [20]

## 6. DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA PELADORA Y CORTADORA

En esta sección se procede a diseñar todos los elementos mecánicos, electrónicos y de programación utilizados en la máquina.

### 6.1 Dimensionamiento Mecánico

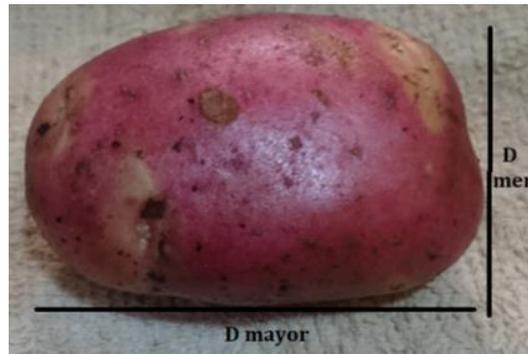
El dimensionamiento mecánico se basa de acuerdo a las dimensiones del producto con el que se va a trabajar, es por ello que se ha realizado un muestreo de 20 datos de volumen, diámetro mayor, diámetro menor y peso de una papa chola, todos estos datos se mencionan en la Figura 3.



**Figura 3.** Recolección de información de las características físicas del producto

Fuente: El autor

En la Figura 4 se visualiza las consideraciones del diámetro mayor y diámetro menor del producto.



**Figura 4.** Papa chola

Para los cálculos mecánicos se ha tomado en cuenta la densidad promedio que se calcula con (1).

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (1)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad, en g/mL;

$m$ : Masa, en g;

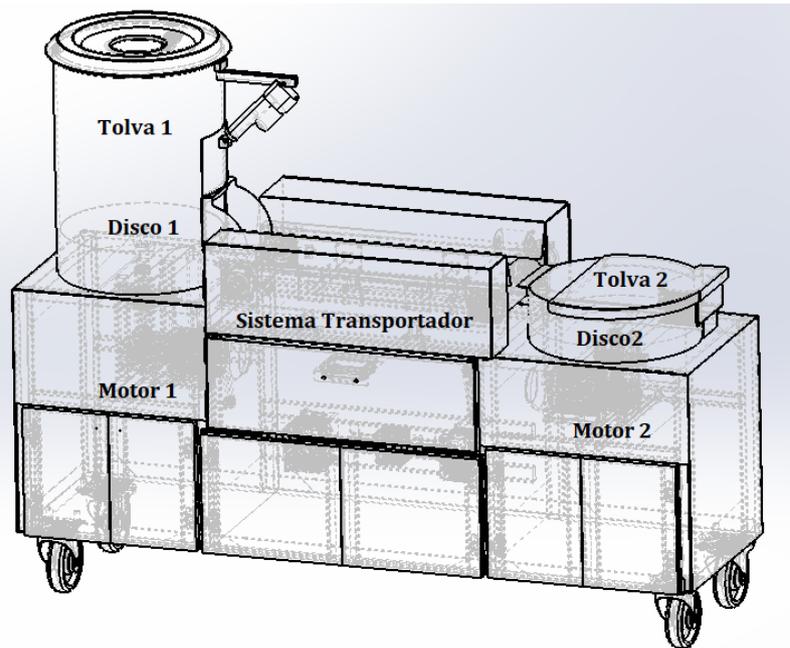
$v$ : Volumen, en mL.

$$\rho = \frac{131.39 \text{ g}}{130.45 \text{ mL}} = 1.0072 \frac{\text{g}}{\text{mL}}$$

Se ha realizado la conversión de (1) en  $\text{kg}/\text{m}^3$  para facilidad de cálculo y se obtiene el siguiente resultado

$$\rho = 1007.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

En la Figura 5 se visualiza el diseño 3D realizado en Solidworks 2018 con las partes principales de los componentes los cuales se dimensionan a continuación.



**Figura 5.** Diseño 3D de la máquina peladora y cortadora de papas

### 6.1.1 Diseño de la tolva 1

Según la norma NTC-174 tiene un 40% por espacios vacíos para material como piedras al cual se le añade un factor de 7 por la comparación entre el peso de una piedra y una papa para lo cual se procede a calcular el volumen total despejando (1) que requiere el contenedor de acuerdo a la masa total máxima que puede aceptar la máquina de 10 kg y la densidad promedio del producto.

$$v = \frac{m}{\rho} \quad (1)$$

$$v = \frac{10 \text{ kg}}{1007.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.009928 \text{ m}^3$$

Una vez obtenido el volumen que requieren los 10 kg de papas se determina el un volumen adicional de seguridad recomendado por la norma NTC-14 y [21] obteniéndose con (2) el volumen total de la tolva.

$$V_{total} = v + 7 \times (40\%v) \quad (2)$$

Donde

$V_{total}$ : Volumen total de la tolva, en  $\text{m}^3$ ;

$v$ : Volumen de 10kg, en  $\text{m}^3$ .

$$V_{total} = 0.009928 \text{ m}^3 + 7 \times (40\% (0.009928 \text{ m}^3)) = 0.099 \text{ m}^3$$

Según la Tabla 16 mencionada anteriormente se escogen dos casos críticos para el diseño mencionado en la Tabla 16, la cual especifica el diámetro mayor, el diámetro menor y el peso en kilogramos y su conversión en Newtons.

**Tabla 16.** Casos extremos de características físicas del producto

|             | Diámetro mayor (m) | Diámetro menor (m) | Peso (kg) | Peso (N) |
|-------------|--------------------|--------------------|-----------|----------|
| Caso mínimo | 0.05               | 0.025              | 0.061     | 0.598    |
| Caso máximo | 0.1173             | 0.0774             | 0.291     | 2.85     |

Fuente: El autor

Con los datos se procede a calcular el área mediante (3) por el caso mínimo y el caso máximo, del producto aproximando al área de un cuadrado en el peor de los casos

$$A = DM \times Dm \quad (3)$$

Donde

$A$ : Área de la papa, en  $\text{m}^2$ ;

$DM$ : Diámetro mayor, en m;

$Dm$ : Diámetro menor, en m.

#### Caso mínimo

$$A = 0.05 \text{ m} \times 0.025 \text{ m} = 0.00125 \text{ m}^2$$

#### Caso máximo

$$A = 0.1173 \text{ m} \times 0.0774 \text{ m} = 0.00908 \text{ m}^2$$

El peso de una papa se refleja la fuerza aplicada a las paredes de la tolva y con el área encontrada con (3) se procede a calcular la presión con (4).

$$P = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Donde

$P$ : Presión de una papa, en  $\text{N}/\text{m}^2$ ;

$F$ : Peso de una papa, en N;

$A$ : Área de una papa, en  $\text{m}^2$ .

Caso mínimo

$$P = \frac{0.598 \text{ N}}{0.00125 \text{ m}^2} = 478.4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 0.00488 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Caso máximo

$$P = \frac{2.85 \text{ N}}{0.00908 \text{ m}^2} = 313.628 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \rightarrow 0.003202 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Con los datos mostrados anteriormente se concluye que el caso mínimo es con el cual se procede a realizar el cálculo de la tolva encontrando un diámetro y altura con (5) utilizando la fórmula de un cilindro.

$$h = \frac{V_{total}}{\pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2} \quad (5)$$

Donde

$h$ : Altura de la tolva, en m;

$V_{total}$ : Volumen total del producto, en m<sup>3</sup>;

$D$ : Diámetro de la tolva, en m.

Se han definido tres diámetros referenciales para realizar el cálculo que se muestra en la Tabla 17.

**Tabla 17.** Altura de la tolva

|          |          |        |        |         |
|----------|----------|--------|--------|---------|
| Opción 1 | Diámetro | 0,45 m | Altura | 0,624 m |
| Opción 2 | Diámetro | 0,4 m  | Altura | 0,790 m |
| Opción 3 | Diámetro | 0,5 m  | Altura | 0,506 m |

Fuente: El autor

Una vez comparado con las características de las máquinas comerciales la mejor forma y con la cual define el diámetro y la altura es con la Opción 1.

### 6.1.2 Cálculo del espesor de la tolva 1

Para determinar el espesor de los tanques o tolvas se los puede realizar de dos métodos: mediante Tubería a Presión y Diseño a Fluencia que se especifican a continuación.

### 6.1.2.1 Método de Tubería a Presión

Con el método de tubería a presión se procede a calcular el espesor que debe poseer la tolva mediante (6).

$$e = \frac{P \times d}{2} \times \frac{1}{\sigma_{adm} \times m} + c \quad (6)$$

Donde

- $e$ : Espesor de la tolva, en cm;  
 $P$ : Presión ejercida en el interior del tanque, en kg/cm<sup>2</sup>;  
 $d$ : Diámetro interior, en cm;  
 $\sigma_{adm}$ : Esfuerzo a la cedencia del acero AISI 304, en kg/cm<sup>2</sup>;  
 $m$ : Módulo de la junta, Anexo A.1;  
 $c$ : Tolerancia del material, Anexo A.1.

Reemplazando los datos en (6) se obtiene el siguiente resultado

$$e = \frac{0.00488 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 45 \text{ cm}}{2} \times \frac{1}{2300 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0.85} + 0.1 = 0.1 \text{ cm} \rightarrow 1 \text{ mm}$$

El espesor del tanque anteriormente encontrado es para los 10 kg de producto neto se adiciona un factor de seguridad de 2 en la presión generada por el producto para verificar el espesor del tanque.

$$e = \frac{0.00488 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 45 \text{ cm} \times 2}{2} \times \frac{1}{2300 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0.85} + 0.1 = 0.1001 \text{ cm} \rightarrow 1.001 \text{ mm}$$

Debido a la disponibilidad en el mercado de planchas de acero AISI 304 se estandariza el espesor a 1.2mm.

### 6.1.2.2 Diseño por límite a la fluencia

Primero se procede a calcular la presión con (7) del tanque con las características de diámetro y altura.

$$P = \rho \times g \times h \quad (7)$$

Donde

- $P$ : Presión ejercida en el interior del tanque, en Pa;

$\rho$ : Densidad promedio del producto, en  $\text{kg/m}^3$ ;

$g$ : Gravedad, en  $\text{m/s}^2$ ;

$h$ : Altura del tanque, en m.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$P = 1007.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.624 \text{ m} = 6168.13 \text{ Pa}$$

Se procede a realizar el cálculo del esfuerzo generado en el tanque mediante (9). Y habiendo encontrado el espesor del tanque en 6.1.2 además se calcula el diámetro medio del tanque con (8)

$$Dm = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2} \quad (8)$$

$$\sigma = \frac{P \times Dm}{4 \times e} \quad (9)$$

Donde

$\sigma$ : Esfuerzo del tanque, en Pa

$P$ : Presión ejercida en el interior del tanque, en Pa

$e$ : Espesor del tanque, en m

$Dm$ : Diámetro medio, en m

$D_{ext}$ : Diámetro exterior, en m

$D_{int}$ : Diámetro interior, en m

Reemplazando los datos de obtiene:

$$Dm = \frac{0.4512 + 0.45}{2} = 0.4506 \text{ m}$$

$$\sigma = \frac{6168.13 \text{ Pa} \times 0.4506 \text{ m}}{4 \times 0.0012 \text{ m}} = 0.579 \text{ MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo del producto se debe comprobar mediante un factor de seguridad de 2 con el límite a la fluencia del acero inoxidable AISI 304 y mediante (10) se determina el esfuerzo máximo permisible.

$$\sigma_{adm} = \frac{Sy}{n} \quad (9)$$

Donde

$\sigma$ : Esfuerzo máximo permisible, en kg/cm<sup>2</sup>;

$S_y$ : Límite a la fluencia, en kg/cm<sup>2</sup>;

$n$ : Factor de seguridad en el tanque.

Reemplazando los datos de obtiene:

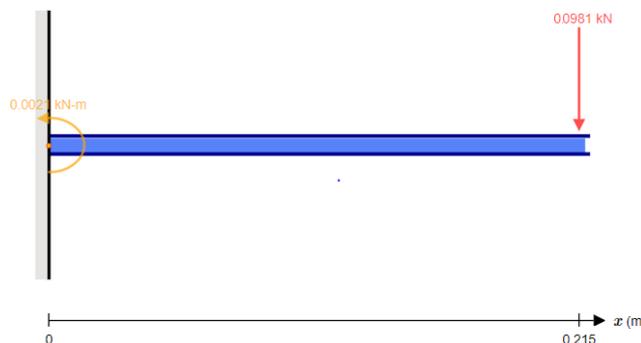
$$\sigma_{adm} = \frac{2300 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2} = 1150 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow 113 \text{ MPa}$$

El  $\sigma < \sigma_{adm}$  por lo tanto no se deforma y soporta el material.

Se debe seguir el mismo procedimiento para el cálculo de la tolva 2 que pertenece a la tolva de cortado obteniéndose las siguientes características: Diámetro interior = 450 mm, Altura del tanque = 156 mm, espesor de la tolva = 1.2 mm

### 6.1.3 Disco de la tolva 1

Como primer caso se ha realizado el diseño como una carga puntual a los 10 kg de producto en el extremo del disco, visualizado en la Figura 6.



**Figura 6.** Esquema de la mitad del disco con carga puntual

Para realizar el diseño del disco se utilizan los siguientes datos longitud de la barra que es la mitad del diámetro del disco de 215 mm, el factor de seguridad de 2 y el esfuerzo a la fluencia de 226 MPa del material. Una vez determinado el DCL se procede analizar las condiciones de equilibrio con (10).

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M = 0 \quad (10)$$

Reemplazando los datos de obtiene:

$$Ray - 98.1 \text{ N} = 0$$

$$Ray = 98.1 \text{ N}$$

$$M = 98.1 \text{ N} * 0.215 \text{ m} = 21.0915 \text{ Nm}$$

### 6.1.3.1 Cálculo del espesor de la placa 1

Una vez obtenidos los valores en (10) se procede a calcular el espesor de la placa mediante (11).

$$e = \sqrt{\frac{6 \times fs \times M}{\frac{D}{2} \times Sy}} \quad (11)$$

Donde

$e$ : Espesor del disco, en mm;

$Sy$ : Límite a la fluencia, en Pa;

$D$ : Diámetro del disco, en m;

$M$ : Momento flector de la barra, en Nm;

$fs$ : Factor de seguridad para el disco.

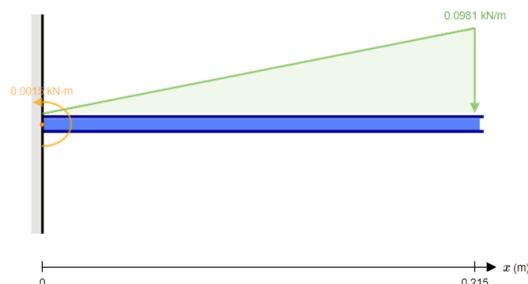
Reemplazando los datos de obtiene:

$$e = \sqrt{\frac{6 \times 2 \times 21.0915 \text{ Nm}}{\frac{0.43 \text{ m}}{2} \times 226 \text{ MPa}}} = 0.00229 \text{ m} \rightarrow 2.29 \text{ mm}$$

Debido a que no existen planchas con espesor de 2.29mm se ha estandarizado a 2.5 mm.

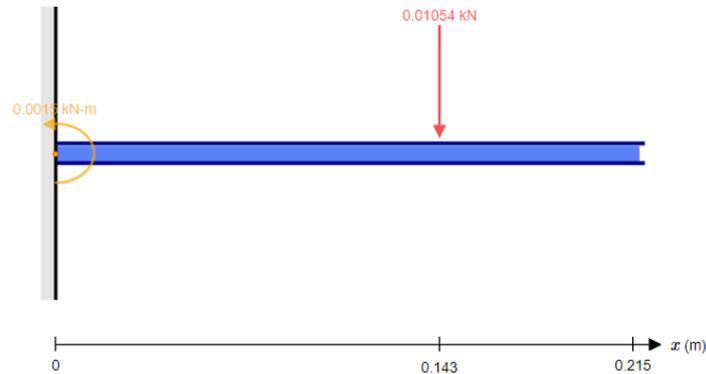
### 6.1.3.2 Comprobación del factor de seguridad

Una vez encontrado el espesor del disco de la tolva se procede a la comprobación de del factor de seguridad analizando la Figura 7 la cual muestra una carga distribuida del producto sobre el disco.



**Figura 7.** Esquema de la mitad del disco con carga distribuida

Para el análisis de un diagrama de cuerpo libre se debe convertir una carga distribuida en una carga puntual lo cual se determina que la carga se debe encontrar a  $2/3$  del extremo del lado derecha obteniéndose el esquema de la Figura 8 y se analiza con (10).



**Figura 8.** Esquema de la mitad del disco convertido a carga puntual

Reemplazando los datos de obtiene:

$$Ray - \left( \frac{0.215 \times 98.1}{2} \right) = 0$$

$$Ray = 10.5458 \text{ N}$$

$$M = 10.5458 \text{ N} \cdot 0.215 \text{ m} = 1.508 \text{ Nm}$$

De (11) se procede a despejar el factor de seguridad y analizar en los dos casos de carga distribuida y la carga puntual.

$$\eta = \frac{\frac{D}{2} \times S_y \times e^2}{6 \times M}$$

### Carga Puntual

Reemplazando los datos de obtiene:

$$\eta = \frac{\frac{0.43 \text{ m}}{2} \times 226 \text{ MPa} \times 0.0025^2 \text{ m}^2}{6 \times 21.0915 \text{ Nm}} = 2.38$$

### Carga Distribuida

Reemplazando los datos de obtiene:

$$\eta = \frac{\frac{0.43 \text{ m}}{2} \times 226 \text{ MPa} \times 0.0025^2 \text{ m}^2}{6 \times 1.508 \text{ Nm}} = 33.31$$

Se debe seguir el mismo procedimiento para el cálculo del disco 2 que pertenece a la tolva de cortado obteniéndose las siguientes características: Diámetro = 450 mm, espesor del disco = 0.8 mm

#### 6.1.4 Dimensionamiento del motor 1

En esta sección se procede a calcular la potencia del motor, donde primero se ha determinado la inercia que posee una papa calculada por (12) utilizando el mayor peso de la Tabla 16.

$$I = \frac{8}{15} \times \rho \times \pi \times r^5 \quad (12)$$

Donde

- $I$ : Inercia de una esfera, en  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ;  
 $\rho$ : Densidad del producto, en  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  
 $r$ : Radio de la esfera, en m.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$I = \frac{8}{15} \times 1007.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times 0.07743^5 \text{ m}^5 = 0.533 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Una vez obtenida la inercia aproximada de una papa se realiza una proyección para los 10 kg netos.

$$I_{10 \text{ kg}} = 0.1614 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \rightarrow 1.5833 \text{ Pa}$$

En la investigación previa se ha determinado que el rango de velocidades comerciales de las máquinas se encuentra entre 250 y 750 rpm, es por ello que se ha calculado en la peor condición de la velocidad más alta encontrando primero la aceleración angular con (13).

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (13)$$

Donde

- $\alpha$ : Aceleración angular, en  $\text{rad}/\text{s}^2$ ;  
 $\omega$ : Velocidad angular, en  $\text{rad}/\text{s}$ ;  
 $t$ : Tiempo de estabilización, en s.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$\alpha = \frac{78.54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{1.5 \text{ s}} = 52.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Con la aceleración se puede utilizar (14) la cual permite calcular el torque requerido del motor.

$$\tau = I_t \times \alpha \quad (14)$$

Donde

- $\tau$ : Torque del motor, en Nm;  
 $\alpha$ : Aceleración angular, en rad/s<sup>2</sup>;  
 $I_t$ : Inercia total del sistema, en kg.m<sup>2</sup>.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$\tau = 0.1614 \text{ kg.m}^2 \times 52.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 8.45 \text{ Nm}$$

Finalmente se procede a calcular la potencia requerida del motor con (15).

$$P = \tau \times \omega \quad (15)$$

Donde

- $P$ : Potencia del motor, en Hp;  
 $\tau$ : Torque del motor, en Nm;  
 $\omega$ : Velocidad angular, en rad/s.

Reemplazando los datos de obtiene:

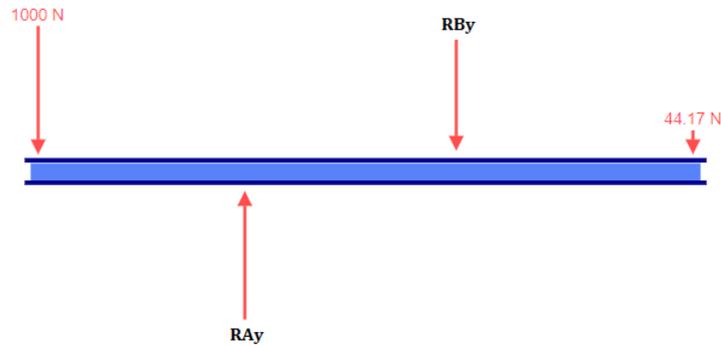
$$P = \frac{8.45 \text{ Nm} \times 78.54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{746 \text{ W}} = 0.89 \text{ Hp}$$

Debido a que los motores comerciales no poseen 0.89 Hp se estandariza a 1 Hp de potencia y con un torque de 10 Nm con una relación de transmisión 1:4.

Para el cálculo del segundo motor se han tomado las mismas condiciones obteniéndose un motor de ¼ Hp de potencia, Torque de 1 Nm y con una relación de trasmisión 1:4.

### 6.1.5 Diseño del eje del motor de la tolva 1

Una vez definidas las características del motor encontradas en 6.1.4 se procede a calcular el eje que está acoplado con el disco de la tolva, primero se desarrolla el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 9.



**Figura 9.** Esquema del eje del motor

Se conoce que el eje por espacio se ha determinado con una longitud de 225mm, además el torque del Motor es de 10Nm por lo tanto con un radio de 0.01m se halla la fuerza del motor de 1000N, se determina que el torque del motor es constante en todo el eje, para encontrar la fuerza de la carga se suman los 10kg del producto más el peso que incurren todos los materiales sobre el eje, para lo cual se utiliza (16) para determinar la fuerza total de la carga.

$$F_D = w_p \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + w_m \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + 10\% (w_p \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + w_m \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}}) \quad (16)$$

Donde

$F_D$ : Fuerza total de la carga, en N;

$w_p$ : Peso neto del producto, en N;

$w_m$ : Peso de los materiales, en N.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$F_D = 10 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + 2.904 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + 10\% (10 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} + 2.904 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}})$$

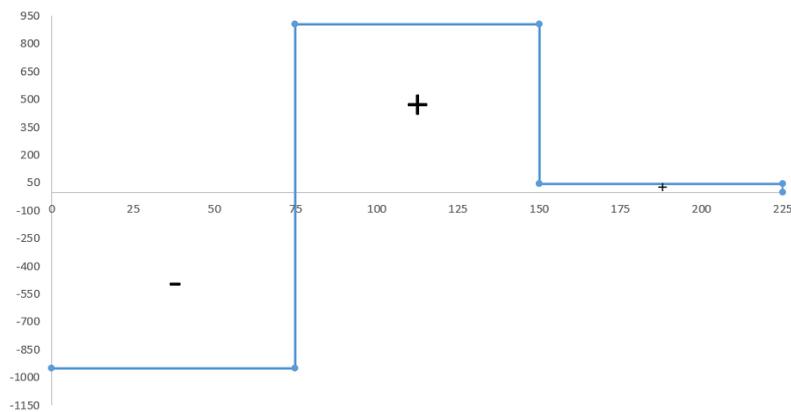
$$F_D = 44.1767 \text{ N}$$

Se procede a realizar las condiciones de equilibrio para encontrar las reacciones del DCL mediante (10) y (17).

$$R_{Ay} + R_{By} - F_m - F_D = 0$$

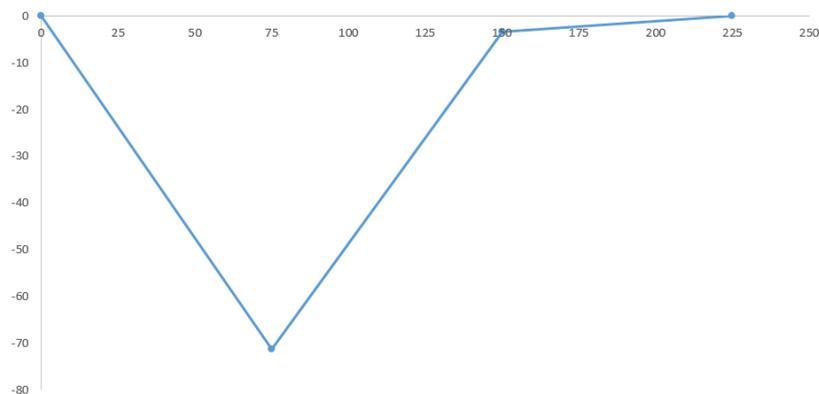
$$\begin{aligned}
 R_{Ay} + R_{By} &= 993.976 \text{ N} \\
 R_{Ay} &= 1855.42 \text{ N} \\
 \sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0 & \\
 R_{Ay} + R_{By} - F_m - F_D &= 0 \\
 -F_m \times 0.075 \text{ m} - R_{By} \times 0.075 \text{ m} + F_D \times 0.15 \text{ m} &= 0 \\
 R_{By} &= 861.44 \text{ N} \\
 -F_m \times 0.15 \text{ m} + R_{Ay} \times 0.075 \text{ m} + F_D \times 0.15 \text{ m} &= 0 \\
 R_{Ay} &= 1855.42 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Con las reacciones se procede a dibujar el diagrama de cortantes que se visualiza en la Figura 10.



**Figura 10.** Diagrama de cortantes para eje del motor 1

Una vez concluido el diagrama de cortantes se procede a graficar el diagrama de momentos visualizado en la Figura 11, donde el punto más crítico se encuentra en la  $R_{Ay}$ .



**Figura 11.** Diagrama de momentos para eje del motor 1

Para determinar el diámetro del eje se utiliza (18) de la recta modificada de Goodman para una inversión completa y de torque constante.

$$\sqrt{\sigma_A^2 + 3\tau_A} = \left(\frac{Se}{n}\right)^2 \quad (18)$$

Donde

- $\sigma_{eq}$ : Esfuerzo equivalente, en Pa;  
 $\sigma_A$ : Esfuerzo máximo del punto A, en Pa;  
 $\tau_A$ : Torque máximo del punto A, en Pa.

Despejando de (18) se encuentra el diámetro del eje.

$$d_A = \sqrt[6]{\left(\frac{n}{Se}\right)^2 \left[ \left(\frac{32 \times M_A}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times T_A}{\pi}\right)^2 \right]}$$

Donde

- $d_A$ : Diámetro del eje del motor 1, en m;  
 $n$ : Factor de seguridad del eje;  
 $Se$ : Límite a la fatiga, en Pa;  
 $M_A$ : Momento en el punto A, en Nm;  
 $T_A$ : Torque en el punto A, en Nm.

Para calcular el límite a la fatiga se procede a utilizar (19), debido a que no se cuenta con las dimensiones del eje.

$$Se = 0.3 (0.506 \times Sut) \quad (19)$$

Donde

- $Se$ : Límite a la fatiga, en Pa;  
 $Sut$ : Resistencia última del material, en Pa.

Reemplazando los datos se obtiene:

$$Se = 0.3 (0.506 \times 500.31 \text{ MPa}) = 75.9473 \text{ MPa}$$

$$d_A = \sqrt[6]{\left(\frac{2}{75.94 \text{ MPa}}\right)^2 \left[ \left(\frac{32 \times 71.23 \text{ Nm}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times 10 \text{ Nm}}{\pi}\right)^2 \right]} = 0.0268 \text{ m}$$

Debido a que no se encuentra diámetros de 26.8 mm se estandariza a 28.575 mm equivalente a 1 1/8 de pulgada de Acero SAE 1018.

Una vez determinado el diámetro se procede a verificar el factor de seguridad, donde se encuentra un nuevo límite a la fatiga con todos los factores de diseño con (20).

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times Se' \quad (20)$$

Donde

$Se$ : Límite a la fatiga con factores de diseño, en Pa;

$Ka$ : Factor de acabado superficial, Anexo A.2;

$Kb$ : Factor de tamaño, Anexo A.3;

$Kc$ : Factor de carga, Anexo A.4;

$Kd$ : Factor de temperatura;

$Ke$ : Factor de efectos diversos, Anexo A.5;

$Se'$ : Límite a la fatiga sin factores de diseño, en Pa.

$$Se = 0.868 \times 0.59 \times 0.59 \times 1 \times 0.739 \times 252.8988 \text{ MPa} = 83.099 \text{ MPa}$$

Despejando de (18) el factor de seguridad se obtiene el siguiente resultado.

$$n = \frac{83.099 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{32 \times 71.23 \text{ Nm}}{\pi \times 0.02857^3 \text{ m}^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times 9.498 \text{ Nm}}{\pi \times 0.02857^3 \text{ m}^3}\right)^2}} = 2.65$$

Para el cálculo del segundo eje para la cortadora se han tomado las mismas condiciones obteniéndose un diámetro de 25.4 mm o 1 pulgada de material Acero SAE 1018 con un factor de seguridad de 3.33 con dimensiones del Anexo X.

#### 6.1.6 Diseño del sistema transportador

El diseño del sistema transportador parte de un estándar según [referencia bandas] donde determina una longitud mínima de 700 mm y máxima de 1300 mm, con un ancho de 250 mm, además de un diámetro de tambor de 94 mm pero debido a la no disponibilidad de tubos de ese diámetro se ha estandarizado a 88.9 mm que equivale a 3 ½ pulgadas. Primero se procede a calcular la longitud mínima que se requiere de banda con (21).

$$L_{min} = 2 \times L + 2 \times \pi \times r \quad (21)$$

Donde

- $L_{min}$ : Longitud mínima de la banda, en m;  
 $L$ : Longitud del sistema transportador, en m;  
 $r$ : Radio del tambor, en m.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$L_{min} = 2 \times 0.7\text{m} + 2 \times \pi \times 0.04445\text{ m} = 1.679\text{ m}$$

Según [19] se determina que se agregue un 3% de la longitud mínima representado por (22).

$$L_T = L_{min} + 3\% L_{min} \quad (22)$$

Reemplazando los datos de obtiene:

$$L_T = 1.679\text{ m} + 3\% 1.679\text{ m} = 1.7296\text{ m} \rightarrow 1.74\text{m}$$

De acuerdo a las varias alternativas que se presentan en la Tabla 4 se procede a utilizar Cinta PVC que posee un coeficiente de fricción de 0.42 y el peso de 2.1 kg/m<sup>2</sup>. Se procede a calcular el peso de la banda mediante (23).

$$W_b = m_c \times a \times L_T \quad (22)$$

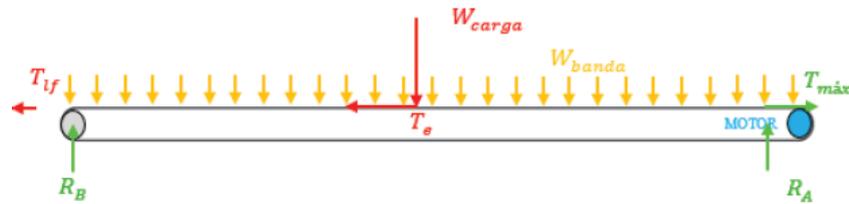
Donde

- $W_b$ : Peso del sistema transportador, en N;  
 $m_c$ : Masa de la banda, en kg/m<sup>2</sup>;  
 $a$ : Ancho de la banda, en m;  
 $L_T$ : Longitud total del sistema transportador, en m.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$W_b = 2.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 0.25\text{m} \times 1.74\text{m} = 0.9135\text{ kg} \rightarrow 8.961\text{N}$$

Con el peso total de la cinta se descompone en  $T_x$  y  $T_y$  que son las tensiones que tiene la banda calculadas mediante (23). En la Figura 12 se visualiza las diferentes cargas que conforman al sistema transportador.



**Figura 12.** Esquema de la banda transportadora

$$Tx = u_x \times W_b \quad Ty = u_y \times W_c \quad (22)$$

Donde

- $T_x$ : Tensión de la banda en el eje x, en N;  
 $T_y$ : Tensión de la banda en el eje y, en N;  
 $u_x$ : Coeficiente de rozamiento de la banda en el eje x, Anexo A.6;  
 $u_y$ : Coeficiente de rozamiento de la banda en el eje y, Anexo A.6;  
 $W_b$ : Peso de la banda, en N;  
 $W_c$ : Peso de la carga, en N.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$Tx = 0.42 \times 8.961 \text{ N} = 3.76 \text{ N}$$

$$Ty = 0.42 \times 98.1 \text{ N} = 41.202 \text{ N}$$

Es decir que la suma de las dos tensiones es la tensión equivalente de la cinta transportadora obteniéndose un valor de 44.965N, con los datos obtenidos se procede a calcular la tensión del lado flojo con (23) y la tensión máxima con (24).

$$T1f = k \times Te \quad (23)$$

$$Tmax = Te + T1f \quad (24)$$

Donde

- $T1f$ : Tensión del lado flojo, en N;  
 $Te$ : Tensión efectiva, en N;  
 $k$ : Factor de transmisión para evitar el desplazamiento, en N;  
 $Tmax$ : Tensión máxima aplicada al rodillo que conecta al motor, en N.

Reemplazando los datos de obtiene:

$$T1f = 1.2 \times 44.965 \text{ N} = 53.958 \text{ N}$$

$$T_{max} = 44.965 \text{ N} + 53.958 \text{ N} = 98.92 \text{ N}$$

#### 6.1.6.1 Dimensionamiento del motor del sistema transportador

Con la tensión máxima se procede al calcular la potencia con (25) y torque (26) del sistema que son las características que posee el motor DC a seleccionar conociendo de ante mano que la velocidad lineal es 0.7m/s que equivale 13.15 rpm.

$$P = T_{max} \times V_L \quad (25)$$

$$T = \frac{P \times r}{V_L} \quad (26)$$

Donde

$P$ : Potencia del motor, en W;

$T_{max}$ : Tensión máxima aplicada al rodillo que conecta al motor, en N;

$V_L$ : Velocidad lineal del sistema transportador, en m/s;

$r$ : Radio del tambor, en m.

Reemplazando los datos de obtiene:

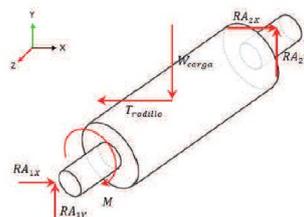
$$P = 98.92 \text{ N} \times 0.07 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 6.938 \text{ W}$$

$$T = \frac{6.938 \text{ W} \times 0.0508 \text{ m}}{0.07 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5.035 \text{ Nm}$$

Por lo tanto el motor seleccionado es un motor DC de 12V de alimentación, velocidad de 25 rpm, 6 Nm con un peso aproximado de 1.25 kg.

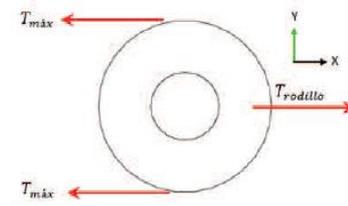
#### 6.1.6.2 Diseño del eje del rodillo transportador

Para el diseño del eje de motor se pone referencia a la Figura 13 donde se muestra el diagrama de cuerpo libre con todas las fuerzas actuantes y las reacciones.



**Figura 13.** Esquema del rodillo transportador

Mediante la visualización del plano XY en la Figura 14 se determinan las siguientes fuerzas actuantes sobre el tambor, de donde se determina la tensión del rodillo mediante la ecuación de equilibrio de fuerzas de (10).

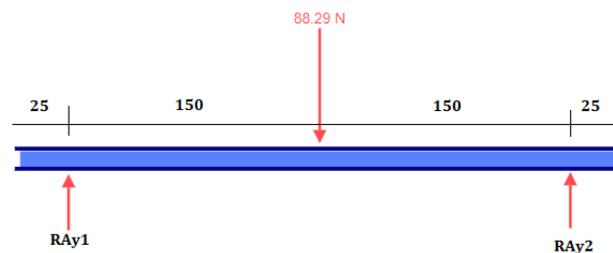


**Figura 14.** Plano XY del tambor

Obteniéndose el siguiente resultado.

$$T_{rodillo} = 2 \times 99.92 \text{ N} = 199.84 \text{ N}$$

Ahora en el plano YZ se observan las siguientes fuerzas en el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 15.



**Figura 15.** Esquema del plano YZ del tambor

Mediante las condiciones de equilibrio de (10) se analiza el diagrama de cuerpo libre obteniéndose (27) y (28).

$$RA1y + RA2y = W_c \quad (27)$$

$$0.15 \text{ m} \times W_c - 0.3 \text{ m} \times RA2y = 0 \quad (28)$$

Donde

$W_c$ : Fuerza de la carga, en N;

$RA1y$ : Reacción en el punto Ay1, en N;

$RA2y$ : Reacción en el punto Ay2, en N.

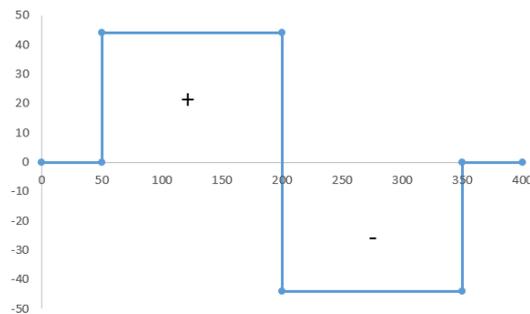
Obteniéndose el siguiente resultado, considerando que para el peso de la carga cuenta con el 50% del producto neto y de los elementos del tambor.

$$0.15 \text{ m} \times 88.29 \text{ N} - 0.3 \text{ m} \times RA2y = 0$$

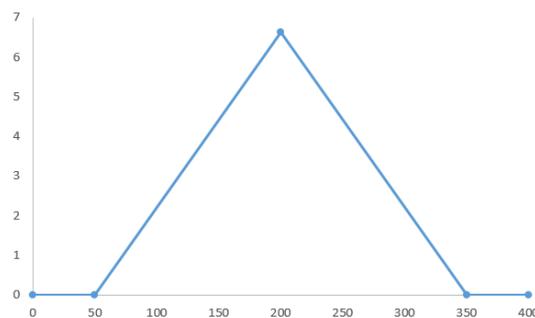
$$RA2y = 44.145 \text{ N}$$

$$RA1y = 44.145 \text{ N}$$

Una vez hallado los valores de las reacciones se procede a graficar el diagrama de cortantes mostrado en la Figura 16 y el diagrama de momentos mostrado en la Figura 17.

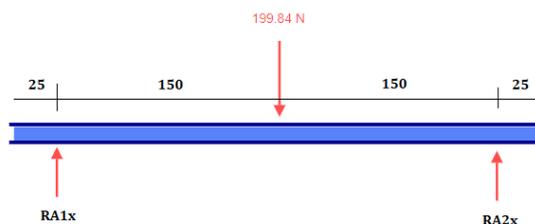


**Figura 16.** Diagrama de cortantes del plano YZ



**Figura 17.** Diagrama de momentos del plano YZ

Ahora en el plano XZ se observan las siguientes fuerzas en el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 18.



**Figura 18.** Esquema del plano XZ del tambor

Mediante las condiciones de equilibrio de (10) se analiza el diagrama de cuerpo libre obteniéndose (29) y (28).

$$RA1y + RA2y = T_{rodillo} \quad (29)$$

$$0.15 \text{ m} \times T_{\text{rodillo}} - 0.3 \text{ m} \times RA2x = 0 \quad (30)$$

Donde

$T_{\text{rodillo}}$ : Tensión del rodillo, en N;

$RA1x$ : Reacción en el punto Ax1, en N;

$RA2x$ : Reacción en el punto Ax2, en N.

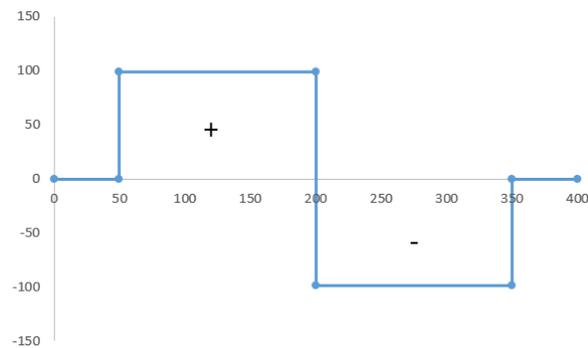
Obteniéndose el siguiente resultado.

$$0.15 \text{ m} \times 199.84 \text{ N} - 0.3 \text{ m} \times RA2x = 0$$

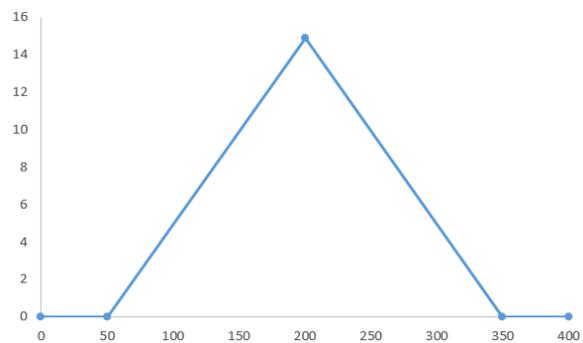
$$RA2x = 99.114 \text{ N}$$

$$RA1x = 99.114 \text{ N}$$

Una vez hallado los valores de las reacciones se procede a graficar el diagrama de cortantes mostrado en la Figura 19 y el diagrama de momentos mostrado en la Figura 20.

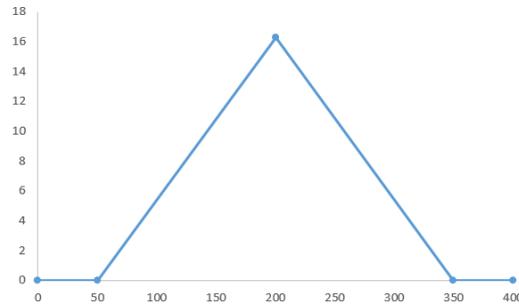


**Figura 19.** Diagrama de cortantes del plano XZ



**Figura 20.** Diagrama de momentos del plano XZ

Para el dimensionamiento del eje del tambor se considera el momento resultante entre el plano XZ y el plano YZ mostrado en la Figura 21 y se aplica (18), donde se despeja el diámetro y se considera el  $S_e$  inicial es igual a (19).



**Figura 21.** Diagrama de momentos resultante

$$S_e = 0.3(0.506 \times 500.31 \text{ MPa}) = 75.9473 \text{ MPa}$$

$$d_A = \sqrt[6]{\left(\frac{2}{75.94 \text{ MPa}}\right)^2 \left[ \left(\frac{32 \times 16.274 \text{ Nm}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times 6 \text{ Nm}}{\pi}\right)^2 \right]} = 0.01661 \text{ m}$$

Debido a que comercialmente no existen ejes con un diámetro de 16.61 mm se estandariza a 19.05 mm que equivale a  $\frac{3}{4}$  de pulgada de Acero SAE 1018.

Una vez determinado el diámetro se procede a verificar el factor de seguridad, donde se encuentra un nuevo límite a la fatiga con todos los factores de diseño con (20).

$$S_e = 0.868 \times 0.904 \times 0.59 \times 1 \times 0.739 \times 252.8988 \text{ MPa} = 85.7255 \text{ MPa}$$

Despejando de (18) el factor de seguridad se obtiene el siguiente resultado.

$$n = \frac{85.7255 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{32 \times 16.274 \text{ Nm}}{\pi \times 0.01905^3 \text{ m}^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \times 6 \text{ Nm}}{\pi \times 0.01905^3 \text{ m}^3}\right)^2}} = 3.4$$

### 6.1.7 Selección de rodamientos

En esta sección se realiza el dimensionamiento de los rodamientos utilizados en toda la máquina, primero se realiza el dimensionamiento de los de la banda transportadora.

### 6.1.7.1 Selección de rodamientos sistema transportador

Debido a que los diámetros del eje en ambos extremos del tambor es el mismo aplica el cálculo para todos los rodamientos utilizados en el sistema transportador, mediante (31) se calcula la fuerza equivalente.

$$F = x \times Fr + y \times Fa \quad (31)$$

Donde

- $F$ : Fuerza equivalente, en N;
- $Fr$ : Fuerza radial, en N;
- $Fa$ : Fuerza axial, en N;
- $x$ : Factor carga radial, Anexo A.7;
- $y$ : Factor carga axial, Anexo A.7.

Obteniéndose el siguiente resultado.

$$F = 1 \times 108.5 \text{ N} = 108.5 \text{ N}$$

Debido a que es una banda transportadora sus horas de funcionamiento son de 20000 horas, ahora se calcula la carga requerida con (32).

$$C_{req} = \frac{F \times ft \times fL}{fn} \quad (31)$$

Donde

- $C_{req}$ : Carga requerida, en N;
- $F$ : Fuerza equivalente, en N;
- $ft$ : Factor de temperatura;
- $fn$ : Factor de velocidad, Anexo A.8;
- $fL$ : Factor de vida útil, Anexo A.9.

Obteniéndose el siguiente resultado.

$$C_{req} = \frac{0.1085 \text{ kN} \times 1 \times 3.42}{1.09} = 0.3404 \text{ kN}$$

Con la carga requerida se procede a buscar en el catálogo de rodamientos para realizar la selección del rodamiento, en este caso es un FAG 16004 que posee

las siguientes características: diámetro = 20mm y carga dinámica de 6.95 kN, ahora se procede a calcular la vida útil del rodamiento con (32).

$$L_{2h} = \frac{1 \times 10^6 \times \left(\frac{C}{F}\right)^3}{60 \times n} \quad (31)$$

Donde

- $L_{2h}$ : Vida útil del rodamiento, en h;  
 $C$ : Carga dinámica del rodamiento, en kN;  
 $F$ : Fuerza equivalente, en kN;  
 $n$ : Velocidad angular, en rpm.

Obteniéndose el siguiente resultado.

$$L_{2h} = \frac{1 \times 10^6 \times \left(\frac{6.95 \text{ kN}}{0.1085 \text{ kN}}\right)^3}{60 \times 25} = 33252 \text{ h}$$

#### 6.1.7.2 Selección de rodamientos tolva 1

Mediante (31) se procede a calcular la fuerza equivalente que ejerce en el punto A del eje conociendo el valor de la reacción calculada en (17) y además con la carga axial del peso del producto.

$$F = 0.56 \times 1855.42 \text{ N} + 2 \times 1207.556 \text{ N} = 3.454 \text{ kN}$$

Ahora se procede a calcular la carga requerida de (31).

$$C_{req} = \frac{3.454 \text{ kN} \times 1 \times 3.42}{0.354} = 33.37 \text{ kN}$$

Se escoge un rodamiento FAG 6406 de 30mm de diámetro con una carga dinámica de 42.5 kN mediante (31) se procede a calcular la vida útil del rodamiento.

$$L_{2h} = \frac{1 \times 10^6 \times \left(\frac{42.5 \text{ kN}}{3.454 \text{ kN}}\right)^3}{60 \times 750} = 41398.8 \text{ h}$$

De igual forma se realiza el mismo procedimiento para determinar el rodamiento de la tolva 2 y se determina que requiere un rodamiento FAG 6005 con una vida útil de 17206.9 horas.

### 6.1.8 Dimensionamiento de la estructura

Según [22] una estructura de una máquina debe ser lo suficientemente rígida para garantizar el buen funcionamiento de los equipos soportados en la estructura, es por ello que existen 3 rangos dependiendo del tipo de precisión que se requiera establecidos en la Tabla 18.

**Tabla 18.** Límites de deflexión recomendada

|                              |   |
|------------------------------|---|
| Parte general de una máquina | $\frac{y_{max}}{L} = 0.0005 \text{ a } 0.003$     |
| Precisión moderada           | $\frac{y_{max}}{L} = 0.00001 \text{ a } 0.0005$   |
| Alta precisión               | $\frac{y_{max}}{L} = 0.000001 \text{ a } 0.00001$ |

Fuente Resistencia de Materiales [22]

#### 6.1.8.1 Diseño del chasis

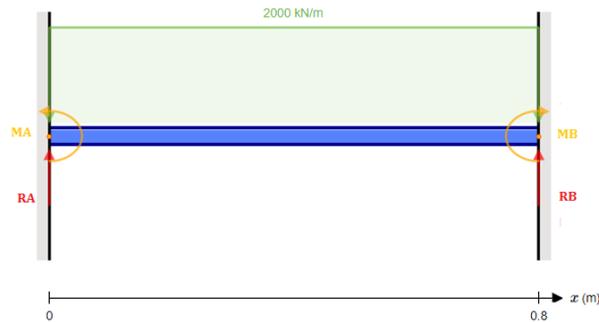
Para el dimensionamiento del chasis se considera la viga más larga del chasis que se encuentra empotrada en sus extremos a la cual se aplicara una carga en el peor de los casos se presentada en la Tabla 19, la longitud de la viga es de 0.8 m correspondiente al largo de la banda transportadora.

**Tabla 19.** Carga total y Fuerza total para el diseño del chasis

| Cargas           |          |  |
|------------------|----------|--|
| Wproducto        | 10 kg    | Peso máximo de producto                          |
| Wpeladora        | 15 kg    | Peso aproximado de los elementos de la peladora  |
| Wpersona         | 80 kg    | Peso de una persona adulta                       |
| Wbanda           | 35 kg    | Peso aproximado de la banda transportadora       |
| Wcortadora       | 15 kg    | Peso aproximado de los elementos de la cortadora |
| Wadicional (30%) | 46.5 kg  | 30% adicional                                    |
| Fuerza           |          |  |
| Ftotal           | 1976.72N | Fuerza total aplicada al sistema                 |

Fuente: El autor

A continuación en la Figura 22 se visualiza la viga empotrada en los extremos, con el valor de la fuerza total distribuida a lo largo de la viga.



**Figura 22.** Viga empotrada en los extremos con carga distribuida

Para realizar los cálculos se utiliza (32) para determinar las reacciones, (33) para determinar los momentos y (34) para la deflexión máxima [23], para el caso de una viga empotrada en sus extremos y aplicada una carga distribuida. Con la longitud máxima de la viga se procede a identificar el rango admisible, de acuerdo a parte general de una máquina con (35)

$$R_A = R_B = \frac{W}{2} \quad (32)$$

$$M_A = M_B = \frac{-W \times L}{12} \quad (33)$$

$$M_C = \frac{W \times L}{24}$$

$$y_C = y_{max} = \frac{-W \times L^3}{384 \times E \times I} \quad (34)$$

$$\frac{L}{1000} < y_{adm} < \frac{L}{360} \quad (35)$$

Donde

$W$ : Carga total distribuida  $W = w \times L$ , en N;

$L$ : Longitud de la viga, en mm;

$E$ : Módulo de Young o elasticidad, en MPa;

$I$ : Inercia de la viga, en  $\text{mm}^4$ ;

$y_{adm}$ : Deflexión admisible para elemento estructural de máquina en mm.

De acuerdo a la Figura 23 se determina la inercia del perfil rectangular utilizado en el chasis.

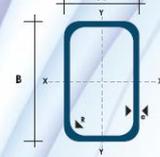
**NOMENCLATURA**

**A** = Área de la sección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>

**I** = Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>

**W** = Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>

**r** = Radio de giro de la sección, cm



| Dimensiones |        |        |      | Área            |                 | Ejes X-X'       |      |                 | Ejes Y-Y'       |      |  |
|-------------|--------|--------|------|-----------------|-----------------|-----------------|------|-----------------|-----------------|------|--|
| A           | B      | Espeor | Peso | Área            | I               | W               | r    | I               | W               | r    |  |
| mm          | mm (e) | mm     | Kg/m | cm <sup>2</sup> | cm <sup>4</sup> | cm <sup>3</sup> | cm   | cm <sup>4</sup> | cm <sup>3</sup> | cm   |  |
| 10          | 20     | 0,8    | 0,36 | 0,45            | 0,08            | 0,04            | 0,41 | 0,23            | 0,09            | 0,71 |  |
| 12          | 25     | 0,8    | 0,43 | 0,53            | 0,43            | 0,34            | 0,90 | 0,13            | 0,22            | 0,50 |  |
| 12          | 25     | 1,0    | 0,54 | 0,77            | 0,59            | 0,48            | 0,88 | 10,18           | 0,30            | 0,49 |  |
| 15          | 25     | 0,8    | 0,49 | 0,61            | 0,23            | 0,12            | 0,62 | 0,52            | 0,21            | 0,92 |  |
| 15          | 25     | 1,0    | 0,64 | 0,83            | 0,31            | 0,15            | 0,61 | 0,69            | 0,28            | 0,91 |  |
| 15          | 25     | 1,2    | 0,69 | 0,90            | 0,33            | 0,16            | 0,60 | 0,74            | 0,30            | 0,91 |  |
| 20          | 30     | 0,8    | 0,61 | 0,77            | 0,53            | 0,26            | 0,82 | 0,99            | 0,40            | 1,13 |  |
| 20          | 30     | 1,2    | 0,90 | 1,14            | 0,75            | 0,37            | 0,81 | 1,42            | 0,57            | 1,11 |  |
| 20          | 40     | 0,8    | 0,74 | 0,93            | 0,67            | 0,34            | 0,85 | 1,98            | 0,79            | 1,46 |  |
| 20          | 40     | 1,0    | 0,92 | 1,27            | 0,89            | 0,45            | 0,84 | 2,66            | 1,06            | 1,45 |  |
| 20          | 40     | 1,2    | 1,09 | 1,38            | 0,96            | 0,48            | 0,83 | 2,87            | 1,15            | 1,44 |  |
| 20          | 40     | 1,5    | 1,35 | 1,65            | 3,10            | 1,60            | 1,37 | 1,06            | 1,06            | 0,82 |  |
| 20          | 50     | 1,2    | 1,29 | 1,82            | 1,17            | 0,59            | 0,85 | 5,02            | 2,01            | 1,76 |  |
| 20          | 50     | 1,5    | 1,59 | 2,14            | 1,48            | 0,74            | 0,83 | 6,48            | 2,59            | 1,74 |  |
| 25          | 50     | 0,8    | 0,95 | 1,08            | 3,59            | 1,43            | 1,82 | 1,24            | 0,99            | 1,07 |  |
| 25          | 50     | 1,0    | 1,15 | 1,36            | 4,47            | 1,79            | 1,81 | 1,53            | 1,22            | 1,06 |  |
| 25          | 50     | 1,2    | 1,37 | 1,57            | 5,10            | 2,04            | 1,80 | 1,74            | 1,40            | 1,05 |  |
| 25          | 50     | 1,5    | 1,82 | 2,10            | 6,39            | 2,56            | 1,74 | 2,19            | 1,75            | 1,02 |  |
| 30          | 50     | 0,8    | 0,98 | 1,25            | 2,01            | 1,01            | 1,27 | 4,42            | 1,77            | 1,88 |  |
| 30          | 50     | 1,0    | 1,23 | 1,71            | 2,69            | 1,35            | 1,25 | 5,95            | 2,38            | 1,86 |  |
| 30          | 50     | 1,2    | 1,47 | 1,86            | 2,91            | 1,46            | 1,25 | 6,44            | 2,58            | 1,86 |  |
| 30          | 50     | 1,5    | 1,88 | 2,25            | 7,27            | 2,91            | 1,80 | 3,32            | 2,21            | 1,21 |  |

**Figura 23.** Extracto del catálogo de tubería estructural rectangular de DIPAC

Obteniéndose los siguientes resultados.

$$R_A = R_B = 1000 \text{ N}$$

$$M_A = M_B = -200 \text{ Nm}$$

$$M_C = 100 \text{ Nm}$$

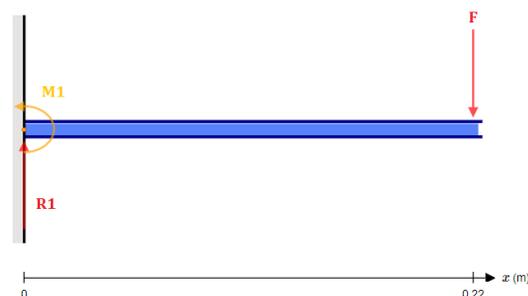
$$y_C = y_{max} = \frac{-2000 \text{ N} \times 0,8^3 \text{ m}^3}{384 \times 190 \text{ GPa} \times \frac{1,17 \text{ m}^4}{100^4}} = 0,00119 \text{ m} \rightarrow 1,19 \text{ mm}$$

$$0,8 \text{ mm} < y_{adm} < 2,2 \text{ mm}$$

Debido a que la deflexión máxima obtenida de la viga es 1.19mm se encuentra cerca del límite inferior admisible lo cual asegura un mejor diseño en la zona de parte general de máquina

#### 6.1.8.2 Diseño de la sujeción del actuador lineal

Para este caso se ha establecido como una viga en voladizo con una fuerza puntual en el extremo de la viga, así como se visualiza en la Figura 24.



**Figura 24.** Esquema de una viga en voladizo

Para realizar los cálculos se utiliza (36) para determinar las reacciones, (37) para determinar los momentos y (38) para la deflexión máxima, para el caso de una viga en voladizo con carga puntual en el extremo de la viga. Con la longitud máxima de la viga se procede a identificar el rango admisible, de acuerdo a parte general de una máquina con (39).

$$R_1 = F \quad (36)$$

$$M_1 = F \times l \quad (37)$$

$$y_{max} = \frac{-F \times l^3}{3 \times E \times I} \quad (38)$$

$$\frac{L}{1000} < y_{adm} < \frac{L}{360} \quad (39)$$

Donde

$F$ : Carga puntual, en N;

$l$ : Longitud de la viga, en mm;

$E$ : Módulo de Young o elasticidad, en MPa;

$I$ : Inercia de la viga, en mm<sup>4</sup>;

$y_{adm}$ : Deflexión admisible para elemento estructural de máquina, en mm.

Obteniéndose los siguientes resultados.

$$R_1 = 4.905 \text{ N}$$

$$M_1 = 4.905 \text{ N} \times 0.22 \text{ m} = 1.0791 \text{ Nm}$$

$$y_{max} = \frac{-4.905 \text{ N} \times 0.22^3 \text{ m}^3}{3 \times 190 \text{ GPa} \times \frac{0.0025 \text{ m} \times 0.023 \text{ m}^3}{12}} = 0.0000361 \text{ m} \rightarrow 0.03 \text{ mm}$$

$$0.022 \text{ mm} < y_{adm} < 0.061 \text{ mm}$$

### 6.1.9 Impacto de cuchillas

Se utiliza unas cuchillas encontradas el mercado a las cuales se adaptaron a la máquina y en esta sección se procede a comprobar que el impacto de las cuchillas no supere la fuerza aplicada promedio, mediante (40) se calcula la aceleración angular, con (41) la aceleración tangencial y con (42) la fuerza máxima con la cual se compara.

$$\alpha = \frac{W_f - W_o}{t} \quad (40)$$

$$\alpha_t = r \times \alpha \quad (41)$$

$$F_t = \alpha_t \times m \quad (42)$$

Donde

- $\alpha$ : Aceleración angular, en rad/s<sup>2</sup>;  
 $\alpha_t$ : Aceleración tangencial, en m/s<sup>2</sup>;  
 $W_f$ : Velocidad angular final, en rad/s;  
 $W_o$ : Velocidad angular inicial, en rad/s;  
 $r$ : Radio de giro, en m;  
 $m$ : Masa giratoria, en kg.

Obteniéndose los siguientes resultados.

$$\alpha = \frac{78.54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{1.5 \text{ s}} = 52.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

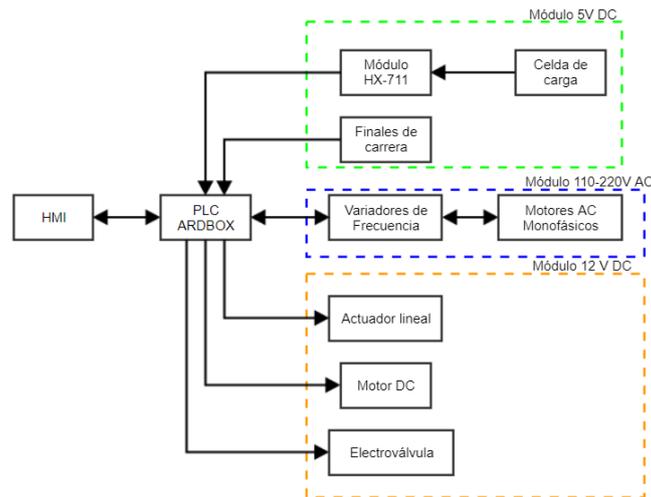
$$\alpha_t = 0.225 \text{ m} \times 52.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 11.78 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_t = 11.78 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.291 \text{ kg} = 3.42 \text{ N}$$

El rango admisible de las cuchillas está entre 18 y 30 N por lo tanto no existe deformación.

## 6.2 Dimensionamiento Eléctrico

Para el dimensionamiento eléctrico se realiza un diagrama de bloques donde se especifican todos los elementos eléctricos que posee la máquina visualizada en la Figura 25. El cual consta de 3 entradas, 2 digitales y 1 analógica, además de 5 salidas, 3 digitales y 2 analógica.



**Figura 25.** Diagrama de Bloques de la máquina

Ahora se procede a analizar cada uno de los módulos con las respectivas protecciones y determinación de la fuente de alimentación para el módulo de DC, además del PLC que se utiliza así como también de la pantalla HMI que posee la máquina.

#### 6.2.1 Módulo de control central PLC

Para el control de las funciones de la máquina se utiliza un PLC Arduino ARDBOX que posee las características mostradas en la Tabla 20.

**Tabla 20.** Características del PLC Arduino

|  |  |
|--|--|
| 10 entradas de 5 a 24V DC                |  |
| 10 salidas de 5 a 24V DC                 |  |
| Comunicación por USB, RS485, I2C, RS-232 |  |
| Potencia de 30W                          |  |
| Memoria flash de 32 Kb                   |  |
| Velocidad de procesamiento de 16 MHz     |  |
| Alimentación de 12 a 24V DC              |  |

**Fuente:** Shields [24]

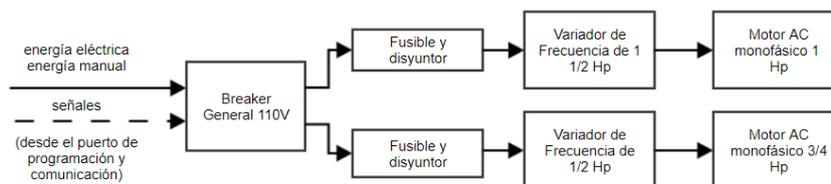
Las funciones que ejecuta la máquina son:

- Recibir los datos del usuario
- Interpretar y procesar los datos ingresados
- Enviar señales de control a los variadores de frecuencia para controlar la velocidad de giro de la peladora y la cortadora
- Enviar señales de control para el motor DC, el actuador lineal y la electroválvula

- Controlar las entradas generadas por los finales de carrera, el botón de encendido y el botón de emergencia.

### 6.2.2 Módulo de 110/220V AC

En este módulo se muestran los componentes que utilizan 110/220V AC para ello primero se detalla a profundidad mediante la Figura 26.



**Figura 26.** Módulo 110/220V AC

Debido a que los únicos elementos que consumen potencia son los motores monofásicos la potencia total consumida es 1.75 Hp que equivale a 1305.5 W.

### 6.2.3 Módulo de 12V DC

Para este módulo solo se encuentran elementos actuadores los cuales mediante señales del PLC se proceden a controlar, el actuador Anexo B.1 lineal tiene una salida ON/OFF mientras que debido a la facilidad del PLC al tener salidas PWM se controla el motor DC Anexo B.2 de la banda transportadora, las potencias totales de los elementos se detalla en la Tabla 21.

**Tabla 21.** Características de los elementos de salida

|                     |  |
|---------------------|--|
| Actuador lineal 18W |  |
| Motor DC 48W        |  |
| Electroválvula 5W   |  |

Fuente: Catálogos

### 6.2.4 Módulo de 5V DC

En este módulo se encuentran elementos de bajo consumo que se presentan en la Tabla 22 con algunos detalles del módulo de la celda de carga.

**Tabla 22.** Características elementos 5V

|   |   |
|---|---|
| <p>Módulo HX711 (Amplificador de señal y ADC)</p>  | <p>Voltaje de operación 2.7-5V<br/>Corriente de operación &lt; 1.5mA<br/>Ganancia del amplificador: 32, 64, 128</p> |
| <p>Microswitchs (Finales de carrera)</p>           | <p>Voltaje de operación: 3.3 – 12.0 VDC<br/>Temperatura de operación: -10°C +50°C</p>                               |

**Fuente:** Catálogos

La potencia total de la máquina es de 1.371 kW. Ahora se procede a determinar la fuente de alimentación correcta para los elementos de DC.

### 6.2.5 Fuente de alimentación

Para determinar la fuente de alimentación de los componentes se detalla el consumo de cada uno de estos en el circuito eléctrico en la Tabla 23.

**Tabla 23.** Componentes del esquema electrónico

| Componentes     | Cantidad | Voltaje (V) | Corriente (A)          |
|-----------------|----------|-------------|------------------------|
| Electroválvula  | 1        | 12          | 0.5                    |
| Fin de Carrera  | 2        | 5           | 0.1                    |
| Motor DC        | 1        | 12          | 4                      |
| Actuador lineal | 1        | 12          | 1.5                    |
| HX-711          | 1        | 5           | 1.5 x 10 <sup>-3</sup> |

**Fuente:** El autor

A los valores anteriormente mencionados se les añade un factor de seguridad de 2 al valor de la corriente para demandas de corrientes pico que ocasionen daños en los elementos, por lo tanto en la Tabla 24 se resume las fuentes de alimentación requeridas en la máquina.

**Tabla 24.** Características de las fuentes de alimentación DC

| Voltaje (V) | Corriente (A) | Factor de seguridad | Potencia (W) |
|-------------|---------------|---------------------|--------------|
| 12          | 6             | 12                  | 144          |
| 5           | 0.2           | 0.4                 | 2            |

Fuente: El autor

En el caso de la fuente de alimentación de 5V se utiliza una de marca Mean Well de 12 W y de 2.4 A de corriente, esta fuente de alimentación posee protecciones de sobretensión y sobrecarga como lo detalla la Ficha Técnica en el Anexo B.4.

**Figura 27.** Módulo de alimentación de energía MW DR-15

Para la fuente de 12V se utiliza otra de la marca MeanWell de 120W y 10A de corriente, esta fuente al igual que la de 5V posee protecciones de sobrecarga, sobre voltaje y sobre temperatura, como lo detalla la ficha técnica en el Anexo B.5.

**Figura 28.** Módulo de alimentación de energía MW EDR-120

### 6.2.6 Fusibles

Para la protección mediante fusibles se ha dimensionado mediante (43) se determina la potencia de salida de la fuente.

$$P_{sal} = V_{en} \times I_{en} \times f_p \quad (43)$$

Donde

$P_{sal}$ : Potencia de salida de la fuente, en W;

$V_{en}$ : Voltaje RMS de entrada a la fuente, en V;

$I_{en}$ : Corriente RMS de entrada a la fuente, en A;

$f_p$ : Factor de potencia.

Despejando  $I_{en}$  de (43) y reemplazando los valores para la fuente de 5V se obtiene:

$$I_{en} = \frac{P_{sal}}{f_p \times V_{en}} = \frac{12 \text{ W}}{1 \times 110 \text{ V}} = 0.109 \text{ A}$$

Ahora se procede a calcular la corriente pico con (44).

$$I_{pico} = I_{en} \times \sqrt{2} \quad (44)$$

Donde

$I_{pico}$ : Corriente pico de entrada a la fuente, en A;

$I_{en}$ : Corriente RMS de entrada a la fuente, en A.

Reemplazando valores se obtiene:

$$I_{pico} = 0.109 \text{ A} \times \sqrt{2} = 0.1542 \text{ A}$$

Se procede a utilizar (43) y (44) para la fuente de 12V y se obtiene un valor  $I_{pico}$  de 1.542A, por lo que se utiliza dos fusibles de 2A a 220V.

### 6.2.7 Cableado

Con las corrientes que se trabaja con cada elemento en la máquina se determina el calibre AWG de los cables para que no existan problemas eléctricos durante el proceso visualizado en la Figura 29.

| Número AWG | Diámetro de mm | Sección en mm <sup>2</sup> | Número de espiras x cm | Kg. por kilometro | Resistencia en Ω por Km | Corriente en Amperios |
|------------|----------------|----------------------------|------------------------|-------------------|-------------------------|-----------------------|
| 9          | 2,906          | 6,63                       | -                      | 58,9              | 2,56                    | 19                    |
| 10         | 2,588          | 5,26                       | -                      | 46,8              | 3,23                    | 15                    |
| 11         | 2,305          | 4,17                       | -                      | 32,1              | 4,07                    | 12                    |
| 12         | 2,053          | 3,31                       | -                      | 29,4              | 5,13                    | 9,5                   |
| 13         | 1,828          | 2,63                       | -                      | 23,3              | 6,49                    | 7,5                   |
| 14         | 1,623          | 2,08                       | 5,6                    | 18,5              | 8,17                    | 6,0                   |
| 15         | 1,450          | 1,65                       | 6,4                    | 14,7              | 10,3                    | 4,8                   |
| 16         | 1,291          | 1,31                       | 7,2                    | 11,6              | 12,9                    | 3,7                   |
| 17         | 1,150          | 1,04                       | 8,4                    | 9,26              | 16,34                   | 3,2                   |
| 18         | 1,024          | 0,82                       | 9,2                    | 7,3               | 20,73                   | 2,5                   |
| 19         | 0,9116         | 0,65                       | 10,2                   | 5,79              | 26,15                   | 2,0                   |
| 20         | 0,8118         | 0,52                       | 11,6                   | 4,61              | 32,69                   | 1,6                   |
| 21         | 0,7230         | 0,41                       | 12,8                   | 3,64              | 41,46                   | 1,2                   |
| 22         | 0,6438         | 0,33                       | 14,4                   | 2,89              | 51,5                    | 0,92                  |
| 23         | 0,5733         | 0,26                       | 16,0                   | 2,29              | 64,4                    | 0,73                  |
| 24         | 0,5106         | 0,20                       | 18,0                   | 1,82              | 83,0                    | 0,58                  |
| 25         | 0,4547         | 0,16                       | 20,0                   | 1,44              | 106,2                   | 0,46                  |
| 26         | 0,4049         | 0,13                       | 22,8                   | 1,14              | 130,7                   | 0,37                  |
| 27         | 0,3606         | 0,10                       | 25,6                   | 0,91              | 170,0                   | 0,29                  |
| 28         | 0,3211         | 0,08                       | 28,4                   | 0,72              | 212,5                   | 0,23                  |
| 29         | 0,2859         | 0,064                      | 32,4                   | 0,57              | 265,6                   | 0,18                  |
| 30         | 0,2546         | 0,051                      | 35,6                   | 0,45              | 333,3                   | 0,15                  |

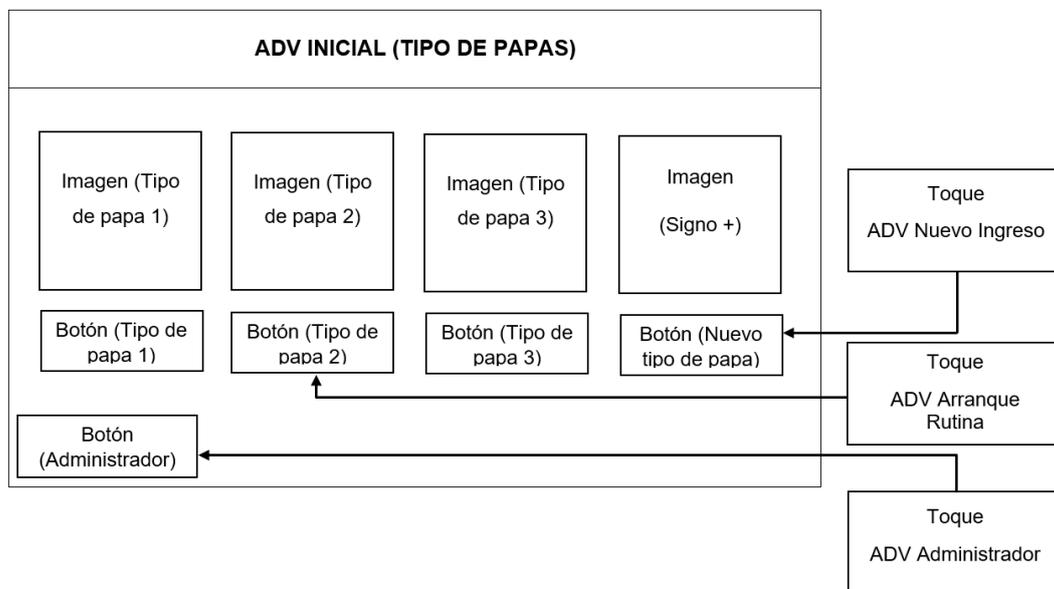
Figura 29. Valores normalizados cables AWG

Fuente: Estándar AWG

Para el módulo de 5V se utiliza un calibre 28 AWG, para el módulo de 12V un calibre 19 AWG, para las conexiones del motor 1 un calibre 12 AWG y para el motor 2 calibre 14 AWG.

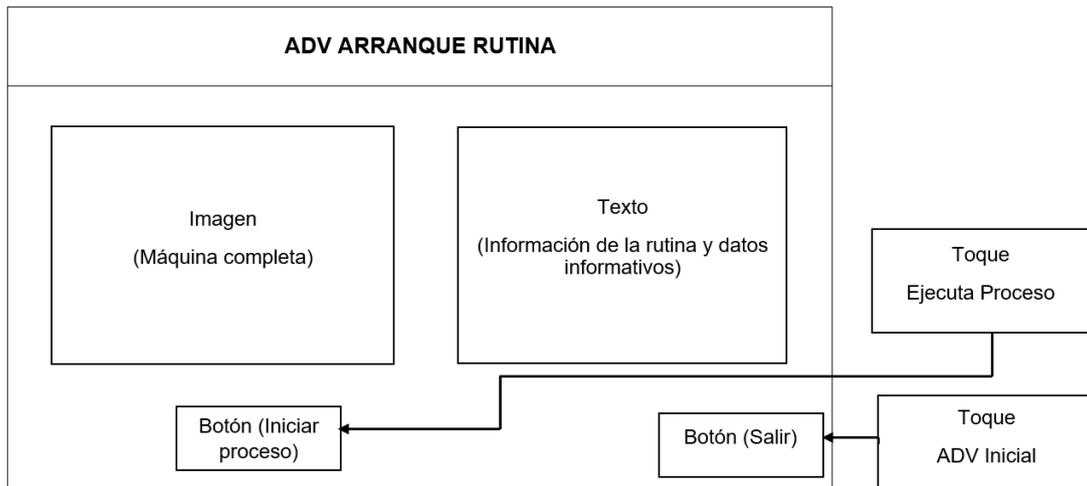
### 6.3 Diseño de la Interfaz

Para el diseño de la interfaz que posee la HMI de la máquina se utiliza la técnica OOHDM en la cual posee una parte en la que interviene en el Diseño Abstracto de Interface donde el objetivo es obtener Vistas Abstractas de Datos (ADV) donde se modelan los objetos visibles que describe la Interfaz. [25] En la Figura 30 se visualiza el ADV inicial en el cual se debe seleccionar el tipo de papa con el que se va a trabajar, con esto se pretende tener diferentes velocidades de giro y tiempos de pelado que requiera cada tipo de papa.



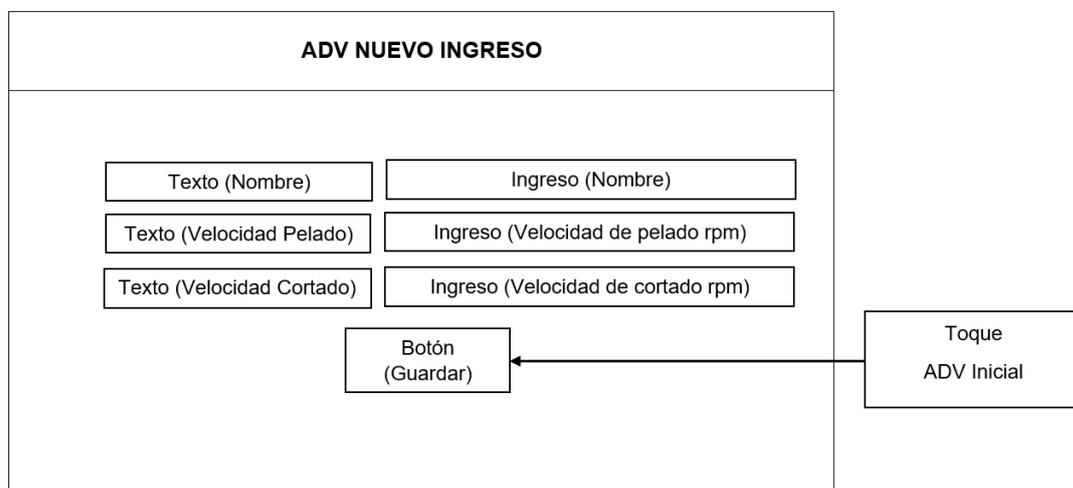
**Figura 30.** ADV Inicial

Una vez seleccionada la rutina se procede a iniciar el proceso de pelado y cortado de papa, esta interfaz se representa mediante el ADV de la Figura 31.



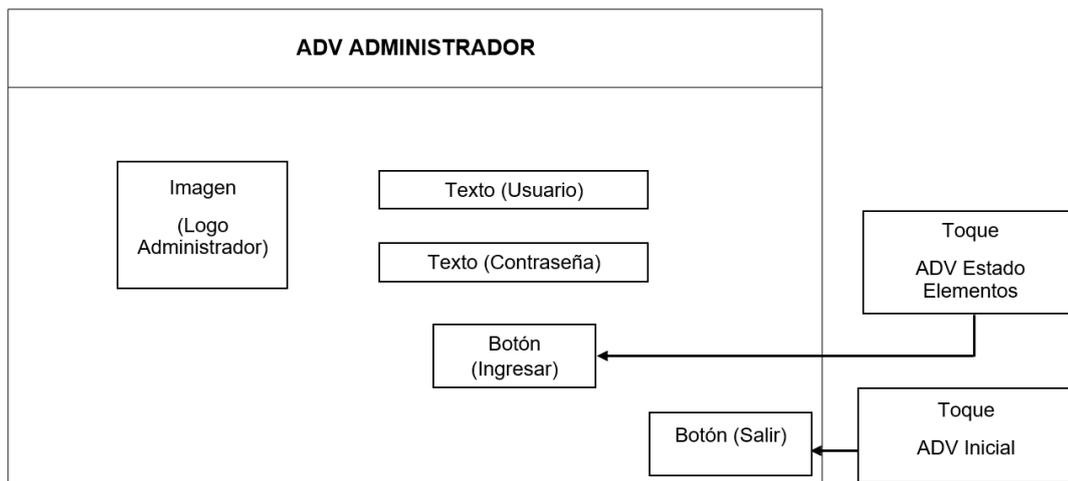
**Figura 31.** Arranque de rutina

La interfaz permite el ingreso de nuevos datos de algún producto adicional de papa en el cual se procede a escribir la velocidad de pelado y velocidad de cortado, se recomienda hacerlo previa conversación con el diseñador para una correcta adición de rutina, mediante la Figura 32 se visualiza el ADV que permite realizar un nuevo ingreso.



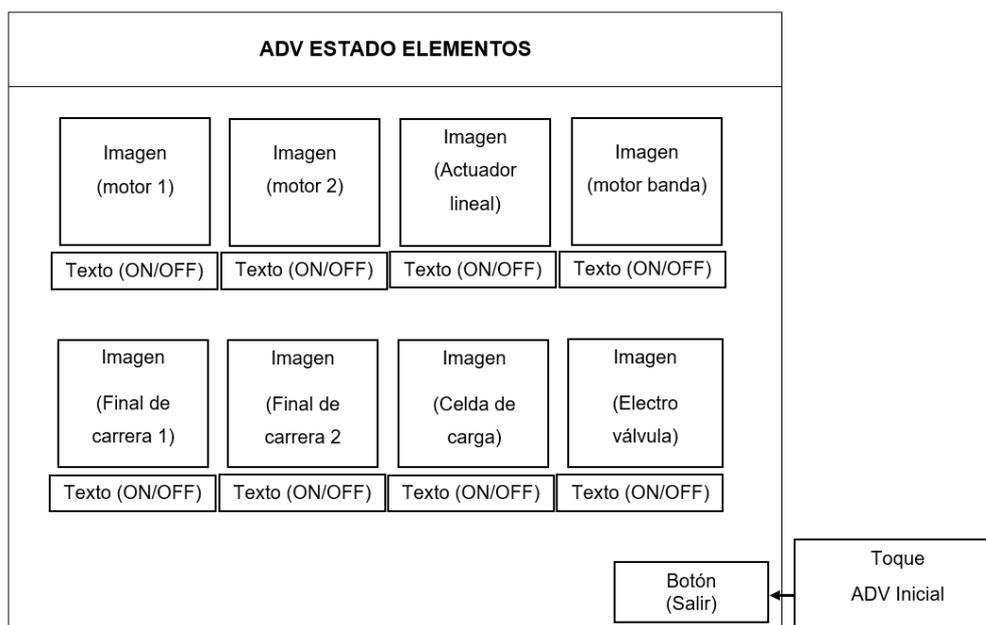
**Figura 32.** ADV Nuevo ingreso.

Existe una función que permite verificar el estado de los elementos electrónicos al cual solo el diseñador tiene acceso es por ello que en la Figura 33. Se visualiza el ADV para el ingreso del usuario y la clave para acceder a la información.



**Figura 33.** ADV Administrador

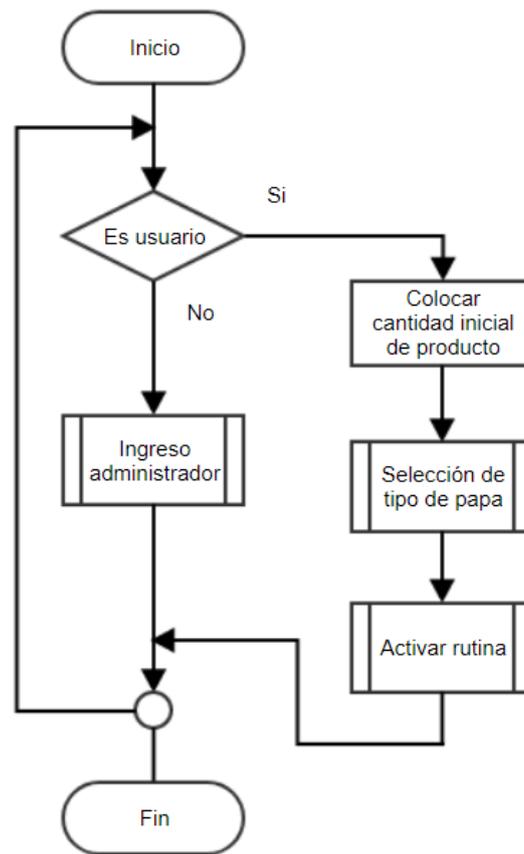
Una vez presionado el botón ingresar se procede a visualizar el ADV del estado en la Figura 34 de los elementos en el cual se dispone del estado ON/OFF para verificar el funcionamiento de la máquina por parte del diseñador.



**Figura 34.** ADV Estado de elementos

#### 6.4 Algoritmo general de programación

Cuando la máquina se energiza se procede a retirar la tapa de la peladora y se procede a colocar la cantidad de producto especificado, ahora se procede a especificar la rutina dependiendo del tipo de papa y se ejecuta el programa como se observa en la Figura 35, las demás subrutinas se encuentran como Anexos.



**Figura 35.** Algoritmo general

## REFERENCIAS

- [1] P. V. G. P. L. P. D. V. P Talodhikar, «Mechanization and Development of potato peeling machine,» *IJEIT*, vol. 6, nº 9, p. 4, 2017.
- [2] A. N. d. F. d. Abrasivos, «Normativa para abrasivos,» España, 2009.
- [3] W. P. Pinos Solis, «ESTUDIO DEL SISTEMA DE PELADO DE PAPAS PARA DISMINUIR EL TIEMPO DE PREPARACIÓN DE PAPAS FRITAS EN LA EMPRESA DE COMIDA RÁPIDA PILITA,» Repositorio Universidad Técnica de Ambato, Ambato, 2011.
- [4] Alina, «ZHAOQING FENGXIANG FOOD MACHINERY CO., LTD.,» 12 Febrero 2017. [En línea]. Available: <http://www.fengxiangfoodmachinery.com/ginger-slicer-3513985.html>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
- [5] L. Cobacha, «La Cobacha,» 15 Diciembre 2018. [En línea]. Available: <https://www.lacobacha.com.ec/producto/picadoracortadora-de-papas-profesional/>. [Último acceso: 14 Enero 2019].
- [6] NEMCO, «DOSZE EQUIPMENT,» 14 Marzo 2016. [En línea]. Available: <http://www.dosze.com.co/cortador-neumatico-de-papa-a-la-francesa-nemco-monster-usa.html>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
- [7] P. Machine, «Alibaba,» 28 Junio 2018. [En línea]. Available: [https://www.alibaba.com/product-detail/spiral-potato-cutter-potato-peeler-and\\_60618886654.html](https://www.alibaba.com/product-detail/spiral-potato-cutter-potato-peeler-and_60618886654.html). [Último acceso: 18 Enero 2019].
- [8] FAO, «Año Internacional de la PAPA,» 2008. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/potato-2008/es/lapapa/index.html>. [Último acceso: 17 Enero 2019].
- [9] A. F. Bolaños Méndez, «EVALUACIÓN DE DIFERENTES ORÍGENES DE SEMILLA DE PAPA PROVENIENTES DE TRES SISTEMAS DE PRODUCCIÓN EN DOS LOCALIDADES DE LA SIERRA ECUATORIANA,» Universidad Central del Ecuador, Quito, 2015.
- [10] C. O. Rubio Moreno, «EVALUACIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE TUBÉRCULO SEMILLA EN CUATRO VARIEDADES DE PAPA,» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2015, 2015.
- [11] D. C. Durán Ivanoff, «Determinación de Calidad Culinaria y Organoléptica de 50 Variedades de Papa Nativa Originaria de Chiloé,» Universidad Austral de Chile, Valdivia, 2007.
- [12] I. N. E. d. Normalización, «NORMA INEN 1516: Hortalizas frescas, papas y requisitos,» 17 Febrero 1987. [En línea]. Available:

[https://archive.org/stream/ec.nte.1516.1987/ec.nte.1516.1987\\_djvu.txt](https://archive.org/stream/ec.nte.1516.1987/ec.nte.1516.1987_djvu.txt).  
[Último acceso: 16 Enero 2019].

- [13] I. C. Agropecuario, «Normativa Técnica,» *Normativa Legal*, p. 136, 11 Febrero 2015.
- [14] E. Catañeda Martín, «Diseño higiénico del equipo de procesamiento de alimentos,» Madrid, 2015, p. 159.
- [15] T. & WORDPRESS., «IDN METALS,» [En línea]. Available: <http://idnmetals.com/metales/aluminio>. [Último acceso: 19 Enero 2019].
- [16] A. D. L. SABANA, 2016. [En línea]. Available: <http://acrilicosdelasabana.com/laminas-de-acrilico/>. [Último acceso: 19 Enero 2019].
- [17] C. A. Muñoz Oporto y P. A. Lagos Correa, «Diseño Cinta transportadora Intralox para Pesquera Bahía Caldera S.A.,» Universidad del BIO-BIO, CONCEPCIÓN, 2013.
- [18] H. R. Hinojosa Ruiz, «Software para Diseño de Transportadores de Banda,» Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, 2002.
- [19] E. Corporation, «EMI,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.emicorp.com/wps/portal/c/conveyors/specialty/belt-options>. [Último acceso: 20 Enero 2019].
- [20] Hoffman, «NORMAS GLOBALES PARA GABINETES EN LA INDUSTRIA ELÉCTRICA,» 2016.
- [21] R. H. Perry, Manual del Ingeniero Químico Tomo I, México D.F: Mc Graw Hill, 2001.
- [22] R. L. Mott, «Resistencia de Materiales,» Pearson, México D.F, 2019.
- [23] R. G. B. y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México DF: McGraw-Hill Interamericana, 2000.
- [24] I. Shields, «ROBOTSHOP,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.industrialshields.com/>. [Último acceso: 4 Febrero 2019].
- [25] T. V. M. Daniel, «Aplicación de la metodología y técnicas de inteligencia artificial en la solución del desarrollo de un videojuego enfocado a niños de 6 a 10 años, utilizando la tecnología GDI+ basado en C y Wiimote, para su aplicación en la empresa virtual learning solut,» Repositorio ESPE, Sangolquí, 2013.